聚势协同 创新智胜

2026

中国汽车工程学会越野车技术分会第十八届学术年会
暨先进越野系统科学与技术年会
暨中国汽车工程学会底盘集成技术分会学术年会

论文集

2026年9月20-22日

湖北·襄阳



目 录

1 多轴耦合分布式电驱动车辆动态特性研究 ..... 吴 维，石奇龙，马笑涵，赵城涵（1）
2 面向履带车辆越野机动性能的视景仿真系统研究
..... 马笑涵，吴 维，苑士华，王菁阳，郭智蔷，俞超云（9）
3 低重力环境高速车辆悬架系统参数匹配方法研究 ..... 赵艳辉，张 钰，杜 甫，李可天（26）
4 月球车金属车轮－模拟月壤作用特性试验研究 ..... 赵艳辉，邹 猛，王东亮，李可天（44）
5 月球基地功能分区及月面载具移动场景分类
..... 贾志成，金敬福，廖世辉，冉鑫海，董新桔，贺连彬，邹 猛（59）
6 基于贝氏仪试验的饱和砂质粉土率相关承压沉陷与剪切模型研究
..... 刘国钊，邹 猛，廖世辉，冉鑫海，陈 朕（76）
7 基于动态安全约束的轮式滑移转向车辆路径跟踪控制研究
..... 张 恒，李雪原，朱昱铮（86）
8 基于非线性扩展状态观测器的永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法研究
..... 周 莹，张 硕，何洪文，张承宁（98）
9 基于有界 Pacejka 参数修正的物理约束车辆动力学建模与 CarSim–Simulink 仿真验证
..... 张梓琦，任宏斌（110）
10 四轮独立驱动电动汽车纵向车速自适应多传感器融合估计方法
..... 安 娜，贾博儒，左正兴，李 健，李冠夫，孙霄汉（121）
11 离散岩石地形约束的星球车通过性评价方法
..... 申 彦，张 蕊，谢继银，廖世辉，冉鑫海，邹 猛（135）
12 基于视觉方法的路面状态准确识别
..... 孙子浩，范国庆，严永俊，王洪亮，皮大伟，王显会（145）
13 面向越野工况的车辆角模块关键设计参数灵敏度分析
..... 李应乾，李慎喆，尹 奥，严永俊，王洪亮，皮大伟（159）
14 基于动态稳定边界的智能车辆路径跟踪控制方法
..... 张 钰，王成烨，杜 甫，董明明，秦也辰（170）
15 本体与视觉感知融合的四足机器人控制方法研究
..... 胡永恒，杜明刚，汪洋江，杨家成，罗 磊，付镇源（190）
16 从机械平台到能源平台：坦克装甲车辆范式演变的理论构建与技术展望
..... 钟 震，孙福成，张 硕，冯 宇，吴 坤，吉志勇，刘 勇（200）
17 串联式混合动力履带车辆加速性能多维评价方法研究
..... 余昕蓓，贾博儒，李 健，许桢铭（208）
18 A Novel NMPC Approach to Autonomous Drifting and Obstacle Avoidance Beyond Stability Limits in Distributed Drive Electric Vehicles ..... Hongbin Ren, Ruifeng Li（222）
19 ROVER-VLA: Feedback-Aware Long-Horizon Refinement for Off-Road VLA Planning
..... Shijie Zhao, Wanjin Guo1, Li Wang, Ziying Song, Yuhang Zhang, Peiliang Wu, Weida Wang, Bin Xu（237）
20 Modeling and Control for High-sideslip Vehicles on Nonplanar RoadsRen Hongbin, Li Ruifeng（257）
21 电磁液压先导溢流阀的 AMEsim 建模与参数敏感性分析 ..... 张添一，杨 林（278）
22 基于物理信息神经网络的路面不平度与悬架力学特性联合辨识方法
..... 吕宇璠，孔 运，董明明（286）

23 基于 LESO 的双阀 CDC 半主动悬架 $H_2/H\infty$控制研究 ..... 马　新（297）
24 基于双向区域拓展引导采样的非结构路面越野车辆 RBRRT*路径规划 ..... 刘增辉（306）
25 基于相平面稳定裕度的自适应模型预测路径跟踪控制方法 ..... 徐　可（315）
26 融合热响应特征与 GWO-GPR 的线性增程系统直线发电机多工况温度响应预测方法
..... 许桢铭，贾博儒，李　健，李冠夫，靳秉睿，孙霄汉，安　娜，余昕蓓（325）
27 一种基于改进 RRT*算法的路径规划方法 ..... 王伟俊（337）
28 融合转向故障辨识的四轮转向车辆 MPC 容错控制 ..... 金家昊（346）
29 面向自动参数标定的类条件分段隶属度聚合地形分类方法
..... 赵　健，张锡智，宋东鉴，刘彦辰（359）
30 越野车辆“一带一路”国家认证实践与路径优化
..... 韩　飞，黄　焰，陈　莉，骆　伟，高志远（368）
31 越野车电动化的技术挑战与路径选择 ..... 胡淑慧（379）
32 特种车辆环视标定系统的研究与应用
..... 章　余，徐　军，向天鸽，马雯清，陈　龙，何　思（386）
33 浅析汽车底盘结构件刚度的合理设计与应用 ..... 黄华龙，阳仁奇，杨　涛（393）
34 浅述防护车辆内饰零件的设计要求 ..... 秦义华（401）
35 轮式越野车出口开发策略与技术适应性研究 ..... 刘清，静大勇，王成云，胡晓昕（411）
36 基于边界约束的无人车路径跟踪方法
..... 胡成雪，黄祖胜，向小龙，赵文虎，付　畅，王　龙（418）
37 基于 RAMSIS 仿真的越野车特殊工况人体布置分析与研究
..... 周　琼，樊晓都，周严均，秦义华，杨心福（426）
38 国内外车辆装备智能化无人化发展现状 ..... 张　坤，杨　威，祝　挺（436）
39 多用途车辆模块化仪表板设计探讨 ..... 周家花，裴永帅，余凯慧（443）
40 车辆扭杆弹簧的耐久性能研究
..... 徐　娟，樊晓都，陈　利，李　鹏，罗　江，秦义华，樊云，赵凤云，任文静（451）
41 标准比较视角的“特性分类”研究 ..... 周忠胜（458）
42 基于 DOE 的悬架参数平顺性优化与验证 ..... 纪秀业，王成云，夏祖国，安　琴，程灿文（471）
43 面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijstra 改进算法
..... 马雯清，马佳佳，徐　军，汤淑琴，向天鸽，章余，陈　龙，何　思，王天源（479）
44 8×8 重载越野底盘可调油气悬挂系统设计与性能研究
..... 任伟东，庞建中，魏鹏程，王　磊，邢满禧，杨靖伟（494）
45 基于数字孪生驱动的车辆韧性技术保障体系研究
..... 王理然，刘艳锋，庞建中，崔启明，王　楠，白玉梅（503）
46 基于平台衍生型正向设计的纯电动专用车开发
..... 王理然，王伟光，庞建中，赵杰，邢满禧，张文燕（510）
47 简述面向“一带一路”需求的某系列型牵引式重型装备运输车的设计方案及实战化应用场景分析
..... 王　京（518）
48 强噪声背景下发动机振动信号的时频域特征增强方法
..... 陈曦明，杨　波，张　著，刘鹤龙，赵一民，赵萌，郭鑫锁，肖　鹏（531）
49 “一带一路”倡议下中国特种车辆产业高质量发展路径研究——基于多维非线性挑战与体系化应对的视角 ..... 王丽秋，魏　东，杨卓林，吴弘泰（542）
50 车辆装备电动化技术发展现状与趋势 ..... 孙剑斌，孟庆武，郝明亮（550）

51 电动化技术对车辆装备能力的提升
..... 刘　凯，刘胤超，郝明亮，郑　涛，齐海波，孟庆武（555）
52 车辆装备高温高寒高原电动化技术
..... 傅茂卿，郑　涛，贺笑磊，卢　伟，程　卓，汪　朋（562）
53 高寒、高原及高温环境下电动摩托车风冷电机车载综合热管理系统性能研究
.....孟庆武，刘胤超，孙剑斌，郝明亮，刘　凯（572）
54 基于 DeepSeek 大模型与 MCP 协议在汽车试验管理中的智能化应用
..... 蒙永昌，郑　琪，付祥武，潘群，秦慧琳，李　喆，刘宏建，邓道龙（581）
55 汽车内饰PVC革耐胺性测试标准差异分析与行业标准化路径
..... 蒙永昌，付祥武，郑　琪，潘　群，秦慧琳，李　喆（587）
56 越野车发动机电子节气门控制系统的故障诊断与优化设计
..... 刘　军，陈志平，陈文义，纪云贤，吴以凯，李　振（593）
57 新时期应急救援装备的发展需求研究 .....蔡　波，鲍志光，李　伟，邓　伟，宋志浩（618）
58 某新型 21 挡行星变速器初探 ..... 李成林，高永占，王　浩，梁　亮（624）
59 某新型 18 挡行星变速器的研究探讨 .....王　浩，杨　帆，李成林，高永占，梁　亮（633）
60 基于自主性五级框架的无人地面平台技术综述
..... 陈　伟，陈志庆，石　磊，王一珉，张升博，王俊丽（642）
61 特种车辆智能座舱技术应用研究 ....田志强，王　喆，丁一飞，袁志龙，渠志云，于晨婷（652）
62 国内外地面战车智能化无人化发展现状
..... 于晨婷，尚文杰，渠志云，曹天顺，田志强，刘　进（660）
63 复杂环境下特种车辆感知技术应用研究
..... 丁一飞，任晨光，曹天顺，田志强，袁志龙，渠志云（666）
64 高寒环境下电气化越野车动力电池低温启动与热管理技术研究 .....陈志平，刘　军（676）
65 地面无人作战车辆全域协同保障体系研究 ....刘　勇，李雪原，王显会，吴　坤，赵　慧（691）
66 基于模块化架构的装甲装备快速维修与高适应性技术研究
.....于志生，吴　坤，张宏伟，马凯诚，刘泽琛，滕　蕊，勾　凯，赵凯华，郭德胜（702）
67 面向作战效能提升的装甲车辆模块化设计方法研究
.....任　璇，吴　坤，王　宇，赵若石，郭德胜，赵凯华，郭俊杰，热希妮玛（709）
68 基于 NSGA-II 的多轴串联混动参数优化与仿真
..... 孙悦茗，陈　科，徐承远，刘　涛，刘　伟，杨　瑞（719）
69 履带式底盘内部噪声测试与控制研究 .....陈　科，安建飞，白永强，邬　新（730）
70 战场伤员转运模块的设计研究 .....安臣伟，赵晓龙，杨建鑫，闫　希，张　哲，吴险峰（744）
71 四轴轮式特种车辆稳态转向和侧滑分析
..... 郭德胜，吴　坤，孙福成，孙毅华，任璇，赵凯华，王　炜（758）
72 面向防护性能提升的特种车辆密封系统多尺度测评与可靠性优化
.....滕　蕊，刘泽琛，王思聪，吴　坤，李延敏，强晶晶，杨鑫雅（767）
73 基于内模控制原理的车辆智能跟随技术研究
.....高智宇，李佳欣，韩　旭，渠志云，刘东生（778）
74 探索非充气轮胎技术在陆空两栖无人平台上的应用
..... 侯智婕，曹　立，陈科，杨　瑞，高俊峰，彭淑敏（786）
75 现役装备底盘应对实战化反思 ..... 曹　立，袁科，陈　科，侯智婕，高俊峰（793）
76 喷涂聚脲弹性体增强特种车辆抗侵彻与爆炸冲击性能研究 .....李淑珍，马凯诚，周　强（800）

77 多车协同作业任务规划的分阶段解耦方法 ..... 赵安澜（808）
78 基于多模式复合防松的特种车辆螺纹连接密封工艺优化与试验验证
..... 侯晓科，王 磊，彭淑敏，郭 焱，王浩博，吴 昊，王艳丽，付 铭（822）
79 底盘锚定与无人化路径需求适配研究 ..... 李佳欣，高智宇，王宁娜，李嘉惠（834）
80 车辆装备电动化安全技术研究综述 ..... 王宁娜，陈 科，李佳欣，崔 萱，李嘉惠（840）
81 轮式装甲车辆底盘减振降噪分析研究 ..... 刘 嘉，吴 坤，贺 妍，任 璇，刘 伟（846）
82 “一带一路”建设对车辆装备产业发展的需求研究
..... 彭淑敏，侯晓科，张超磊，高俊峰，刘鸿宇，曹 立，王 亮，戈 源，张 俊（858）
83 融合持续学习与轻量化部署的多模态多目标识别跟踪算法研究
..... 张延平，聂璐瑶，万 澎，翟亚宁，张佳乐（864）
84 基于模块化架构的装甲装备快速维修与高适应性技术研究
..... 于志生，吴 坤，张宏伟，马凯诚，刘泽琛，滕 蕊，勾 凯，赵凯华，郭德胜（872）
85 计及横摆运动误差的线控转向双电机主从协同控制策略
..... 吉志勇，冯 宇，陈 科，胡 杨，钟 震，杨霖东，王俊丽（879）
86 面向端到端自动驾驶的导航感知与风险校准稠密轨迹评分方法
..... 谢光达，刘 龙，苏云泉，高 博，李泽锴，刘珺玮，耿艳东，苗 蕾，陈奕龙（891）
87 面向智能车辆的 360°全景环境感知成像系统设计与 FPGA 实现
..... 纪云贤，吴以凯，孙骏超，刘 军，李 振（901）
88 面向智能车辆装备环境感知的密闭图像视频处理控制器机箱的热设计与分析
..... 刘丽杰，苏云泉，贾茂良，王 聪，孙骏超，和 穆，郭晓锐（913）
89 融合持续学习与轻量化部署的多模态多目标识别跟踪算法研究
..... 张延平，聂璐瑶，万 澎，翟亚宁，张佳乐（927）
90 融合动态权重自适应峰值滤波与全局-局部雷达 Transformer 的毫米波雷达多任务学习网络
..... 李泽锴，刘 龙，苏云泉，高博，谢光达，刘珺玮，耿艳东，苗 蕾，陈奕龙（935）
91 面向低成本无人越野车的单帧多相机 BEV 3D 目标检测方法研究
..... 战明月，张庆海，王天才，任艳可，彭李清，李光毅，温传鑫（949）
92 面向越野车关键零部件防护的 Ni-W/SiC 复合涂层直流电沉积制备与数据驱动适配评价
..... 李文博，张天一，赵正旭（957）
93 中国星官边界与天球像素映射—越野导航基准构建与验证 ..... 赵正旭（965）
94 基于爆胎续行的轮胎被动安全解决方案研究 ..... 王东，李学民，迟达，祝军军（981）
95 融合最优效率曲线与聚类算法的重型商用车单/双电机多档变速器参数优化
..... 卢紫旺，李 晶，聂泽鑫，刘振霄，陈 浩，田光宇（990）
96 基于轮胎附着特性的车辆稳定域动态描述方法
..... 叶宇飞，潘 迪，刘文平，韩 勇，刘 慧（999）
97 基于一维模型的分体压膨发动机膨胀缸结构参数仿真分析与优化
..... 刘子焓，苏立旺，梁永森，石 磊（1008）
98 越野车技术赋能直接空气捕集：可行性研究
..... 逄钰家，叶易凡，李嘉琳，贾晨曦，邓 帅（1017）
99 低成本混合动力技术赋能轮式装甲车辆
..... 谭 波，谭 坤，周裕发，代青林，吕 布，袁 佳，王 杰（1026）
100 基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统设计与试验验证
..... 刘灵坤，谭 坤，邹波，曹文浩，丁家飞，杨国建，段 昱，罗钰之（1031）

101 特种重型电驱车辆装备电驱桥技术探讨
.....赵　墨，钟　鼎，何　波，柯　杰，李春毅，何　强，赵耀东（1042）
102 特种装备电子电气架构发展的思考与建议.....韦　蕴，蒋和跃，吕　布，田广阳（1052）
103 轴模块在特种车辆的应用及关键技术.....葛显龙，吕　布，谭　坤（1063）
104 基于改进自适应模型预测算法的分布式驱动车辆稳定性控制
.....蔡勇忠，傅　兵，刘金刚，汪　宇，陈建文，张　伟（1072）
105 增程器横扭摆耦合振动机理与扭振主动控制方法
.....陈远洋，刘金刚，张　伟，蒋模樟，周　松，易君泰，姜　桓，黄云飞（1092）
106 特种车辆液压系统差动先导溢流阀热流固耦合变形分析与多目标优化
.....莫竞芳，姜　桓，张　伟，邹孟柯，赵佳俊，肖锦洋（1109）
107 双电机驱动履带拖拉机防跑偏控制研究
.....戴可欣，张　伟，李杰　，易君泰，尹　坤，李言覃，莫竞芳（1124）
108 极端工况下四驱混动越野车分层多阈值能量管理与电气可靠性协同研究
.....刘　翔，耿志彬（1143）
109 越野应急场景 4D 毫米波雷达鲁棒感知方法研究.....吴　杰，徐家刚（1152）
110 车速对中置轴挂车相对牵引车直行的摆动与跟踪的影响实验研究
.....章　豪，王尚礼，王　硕，杨国权，周　军，傅　强，郑　萌，周海红（1161）
111 关于越野车拖钩安全性开发的研究
.....李钧成，张　硕，严　鸿，牛敏丽，邓智文，余建琼（1169）
112 越野性能主观评价方法研究.....李钧成，张　硕，余建琼，刘　强（1175）
113 基于用户关联的某车型发罩总成耐久性试验验证与结构优化.....陈志宁（1183）
114 商用车底盘模块化设计及优化.....苏　亮，蔡鸿毅（1192）
115 基于阶次分析与基线自学习的电动汽车单级减速器 早期故障诊断方法研究
.....肖丽成，王宏楠，崔　玮（1207）
116 基于地址选择的程序执行策略
.....吴　浩，南子渊，荆　攀，刘雨晨，赵卓雅，杨志全（1217）
117 一种基于 A2L 文件融合的车辆标定量与观测量导入方法
.....吴　浩，刘雨晨，刘媛媛，张卓凡，胡锦波，梁旭东（1222）
118 越野场景下基于路径先验的闭环可行驶区域分割方法
.....宋　姗，朱伟健，郭雷雷，崔敏霞，史　册，高　锦，周元豪（1230）
119 某多轴重型汽车悬架参数优化与平顺性提升浅研究.....刘康宁，晏磊磊，张靖禹（1243）
120 电液复合制动控制策略研究.....侯宝杰，邓锦郅，张继五，谢　涛（1249）
121 多轴重型车辆半主动悬架系统设计研究.... 张继五，侯宝杰，赵伟伟，林含潇，秦　帆（1255）
122 集成驱制动协调控制与能量回收的分层式速度控制研究
.....王延泽，程思琴，邓自琛，席文进，李志栋，刘常青（1262）
123 驾驶室车门系统电磁屏蔽防泄漏设计.....张宇萱，孙　鹏，张　明（1271）
124 某大行程独立悬架越野车转向梯形设计优化
.....林含潇，帅顺鑫，张继五，秦　帆，李念平（1277）
125 重型越野汽车驾驶室雷达隐身造型优化设计..... 史文钰，祁　磊，刘常青，刘星星（1287）
126 重型越野汽车无人机防护技术研究..... 史文钰，祁　磊，贾若兰，申　涛，刘常青（1294）
127 文化引领越野生态，技术保障全域出行.....徐文华（1304）
128 考虑时滞的车辆-转向系统耦合建模与稳定性分析.....李　波，赵广进，贝绍轶（1314）

129 特种车辆混合动力驱动系统动态稳定性分析及 自适应虚拟电容控制的应用研究
..... 陈　星，代家旺，景彦霞（1322）
130 一种星球车仿生弹性步行轮承压模型研究
..... 李　康，王亚琦，姜若芸，闫庆昊，黄　晗，陈金宝（1335）
131 基于高阶滑模观测器的自适应超螺旋滑模路径跟踪控制
..... 安桥东，孙嘉佐，林　棻，王浩然，王永奇（1349）
132 基于有限元侵蚀建模的月球表面可展开爪轮参数化研究与多目标优化
..... 闫庆昊，黄　晗，李　康，陈　萌（1363）
133 轮腿式月面探测器轮式行进平顺性优化与主动控制研究
..... 李晨怡，贾　山，路　程，刘韶阳，王　卫，杜善亮，陈金宝（1374）
134 基于深度强化学习的机电复合传动系统主动热保护控制
..... 安桥东，张思进，王浩然，王永奇，林　棻（1387）
135 车辆装备电动化用金属橡胶轻量化电机铁芯热管理特性研究
..... 郝慧荣，马钰辰，陶　帅，宋　彬，曹凤利，戴志广（1400）
136 车用电动化装备金属橡胶替代传统铁芯的轻量化与损耗边界研究
..... 郝慧荣，秦麒栋，陶　帅，曹凤利，宋　彬，戴志广（1408）
137 空地协同低空反制无人越野平台总体设计
..... 李赛君，郝慧荣，陶　帅，宋　彬，曹凤利，戴志广（1416）
138 面向反制装置搭载的小型无人车悬架－车轮构型设计
..... 郝慧荣，张哲维，陶　帅，宋　彬，曹凤利，戴志广（1425）
139 不同碰撞速度下钻卡碰撞的等效高压安全区侵入及断电时序评价
..... 吴沛君，詹振飞，杨俊祺，骆亚军，金照松（1431）
140 基于反事实基线多智能体深度强化学习的非信控交叉口车队调度方法
..... 胡海洋，徐传波（1442）
141 智能履带车辆越野机动性评估技术研究
..... 黄雪涛，黄雅茹，王海霞，张宪政，杨荣富（1450）
142 六轴分布式驱动车辆多模式转向协调控制及复杂工况通过性研究
..... 谢宇锐，江浩斌，唐　斌，李傲雪（1459）
143 车辆悬架侧倾梯度的系统化概念设计研究..... 范洪春，丁苏伟，李　楚（1470）
144 国内外军用车辆装备智能化无人化发展现状..... 王　玉，赵晓稳，鲁　伟（1484）
145 火箭武器装备对越野底盘智能化需求分析..... 姜孝旺，吴　俊，高军营（1494）
146 面向中国体征的爆炸冲击下人体胸部防护装备研究
..... 肖　森，王志强，肖　华，莫富灏，侯程明，杨小朋（1502）
147 基于可拓理论的多轴复合转向无人平台协同控制方法
..... 杨锦霞，王　涛，周荣良，冯焕秦，韦　超，景　晖（1510）
148 特种车辆混合动力驱动系统动态稳定性分析及自适应虚拟电容控制的应用研究
..... 陈　星，代家旺，景彦霞（1524）
149 新一代 AI 驱动的智能越野平台..... 王旭飞，罗清华（1536）
150 基于运动反馈与时序记忆的越野 VLA 长时域规划修正方法
..... 赵士捷，郭万金，王　力，宋子盈，张玉行，吴培良，王伟达，徐　彬（1544）
151 考虑行驶阻力动态变化的纯电动汽车 2AMT 自适应换挡控制策略研究
..... 邹成新，陈　勇，徐峥匀，徐雨果，楚添舒（1584）

152 基于人工神经网络的自动变速器换挡控制自动标定策略
.....李松霖，丛钰阳，王书翰，郭　伟（1602）
153 大模型驱动的可编辑越野场景生成方法.....王仲宁，张　辉（1622）
154 仿生跳跃机器人研究现状与发展趋势.....王　建，吴国盛，李嘉琪，王兴锐（1631）
155 月球基地时敏服务多漫游器黎曼覆盖优化部署方法
.....王俊午，张　良，徐泽远，何舒平，张泽旭（1641）
156 SAEJ1939 功能安全通信机制的研究与实现
.....纪立君、李淑德、白　杰、刘兆丹、王　超、白思宁（1652）
157 高温环境下热管理系统冷凝器不同区域强化通风对散热量的影响研究
.....李　杨，刘兆丹（1660）
158 基于刚度与行人保护的乘用车翼子板结构分析优化..... 彭玉杰，陈　婧，郑　旭（1669）
159 基于试验与仿真的某乘用车前机盖低频抖动特性及机理研究
.....李长雷，徐　滢，崔丹丹，郭旭，陈舒阳，张朋磊（1675）
160 某车型动力总成布置参数化建模分析及应用..... 刘鸿鹏，李淑德，卢　旭，安志亮（1686）
161 某越野车型气密性与水密性密封性能优化研究..... 陈允成，谷曙斌，王　锋，田宇黎（1698）
162 汽车组合仪表导致控制器休眠异常分析与解决..... 陈佳昆，高志勇，毛娟娟，张文博（1705）
163 特种车电器系统信息一体化设计与应用.....韩　洋，卢　旭，刘兆丹，孙　灿（1711）
164 网关控制器自主研发及平台化应用.....王春凤，纪立君，王　超，白思宁（1722）
165 面向激光跟踪仪连续跟踪约束的工业机器人标定路径规划方法
.....秦长远，戴树青，张　彬，储昭琦，肖永强，游　玮，尚伟伟（1732）
166 可重构双电机行星耦合驱动桥动力学特性分析..... 王敬然，刘健源，田萌健，高炳钊（1742）
167 面向星表环境的自适应立方变体移动机构及步态规划
.....金　鹏，李晔卓，赵子铭，王子彬，闫　悦，张乐乐（1755）
168 深雪越野车辆加速性能建模及联合仿真研究
.....李　跃，方金容，李　敏，闫芳璞，钟国扬（1770）
169 融合智能轮胎信息的越野路面状态实时感知.....钱百川，刘天奇，许　男（1784）
170 基于改进相平面稳定判据的六轮越野底盘直接横摆力矩控制研究
.....林昕泽，刘华明，许小伟（1795）
171 融合深度几何先验与阴影感知注意力的越野可行驶区域分割方法..... 熊富想，刘华明（1813）
172 智能底盘测评技术现状与挑战.....赵鼎晔，康润程，喻镇涛，贾继勇（1825）
173 面向大坡度地形的仿猴机器人臂-脊-腿协同构型与爬坡稳定性分析
.....张元勋，叶占一，马　骁（1832）
174 汽车排气系统运动间隙仿真研究
.....李玉昊，刘维海，赵星明，韩　超，沈宇航，孙佳兴（1845）
175 面向火星车前向规划的稀疏语义连通性感知风险学习.....
陈复轩，许　雄，曹子龙，徐　澳，邢熙晨，肖长江，王　超，冯永玖，谢　欢，童小华（1857）
176 基于自适应 MPC 的行驶冲击晕动防护训练方法
.....王尔烈，王　奇，王显会，皮大伟，王洪亮（1868）
177 新质战斗力导向下装甲车辆能源体制重构与平战协同发展研究
.....赵　慧，冯　宇，吴　坤，陈　科，孙福成，赵晓龙（1881）
178 重型卡车启动机发电机协同启动技术研究及试验验证
.....庞建中，袁胜东，王畅辉，杨震宇，林海峰，李　昂，姚虹泽（1890）

179 一种集成化、轻量化、节能化、长寿命、低成本机动车主减速器和差速器总成
.....邹志金（1901）
180 分布式驱动系统功能安全 S/E/C 值量化分析与验证方法研究
.....刘家杰，辛金奎，许俊明，许　鑫，任晔路，陈亚玲，刘瀚屿，安浩杨，赵鼎晔，陈运星，郭翔宇，奚文霞，王　念（1910）
181 基于轮心响应的路面纵向不平度识别与服役评价
.....姜晓来，伊斯武，郑巍，刘　双，蒋梁源，魏洋文，史培龙（1923）
182 智能动力制动系统车型高原降级问题分析研究
.....李　跃，方金容，黄　飞，王　锋，焦会松（1939）
183 硬派越野车振动与隔振性能机理研究.....李　跃，方金容，廖银生，黄　飞，林威承（1948）
184 某多轴重型汽车悬架参数优化与平顺性提升浅研究.....刘康宁，晏磊磊，张靖禹（1965）
185 基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统设计与试验验证
.....刘灵坤，谭　坤，邹　波，曹文浩，丁家飞，杨国建，段　昱，罗钰之（1971）
186 分布式驱动车辆驱动控制系统的功能安全概念设计
.....赵鼎晔，张泽阳，刘家杰，张　锐，王　念，徐传峰，林　凯，康润程（1982）
187 四驱乘用车传动轴高速振动失效仿真研究
.....赵　建，周　涛，于东洋，史同杰，王明正（1989）
188 特种车辆传动用三维编织碳纤维摩擦片异质界面连接设计与强度优化
.....李亚东，李炎森，胡　铮，金孔杰，张万昊，魏炳忱，张　坤（1998）
189 基于图谱结构的齿轮 MIM 成型全流程知识库构建方法研究
.....孔炎，冯振华，黄静，乔林林，汤政鹏，邢镇（2010）
190 越野电驱动底盘集成式高压供配电系统设计.....陶迎婷，陶博，魏林林，汤政鹏（2022）
191 广义可变阿克曼四轮独立转向平滑切换研究.....刘景康（2028）

多轴耦合分布式电驱动车辆动态特性研究

吴维[1]，石奇龙[2]，马笑涵[2]，赵城涵[2]

（1. 北京理工大学，机械与车辆学院，北京 100081；2. 北京理工大学（珠海），能源交通学域，广东 珠海 519088）

摘　要：针对传统分布式电驱动系统功率难以跨轮轴传递的问题，提出了一种兼具轮端独立驱动与轮轴间功率传递功能的多轴耦合分布式电驱动车辆。根据系统工作原理，划分了解耦模式、耦合模式。基于TruckSim与Simulink建立联合仿真模型，对最高车速、极限爬坡及典型转向工况开展了仿真对比研究。结果表明，耦合分布式电驱动车辆在最高车速工况下的平均传动效率为93.83%，与解耦模式基本一致。轴间耦合模式可在相同电机参数下实现60%坡度持续爬坡，有效提高了驱动转矩与轮胎附着能力的利用率。阿克曼转向及附加横摆力矩转向工况宜采用解耦模式，中心转向工况采用耦合模式可提高转向稳定性。研究结果揭示了轴间机械耦合对车辆动态响应的影响规律，为多轴电驱动车辆机动性能提升提供了新技术支撑。

关键词：多轴车辆；耦合分布式电驱动；轴间功率再分配；动态特性

中图分类号：U461.1　　**文献标识码：**A

Research on dynamic characteristics of multi-axis coupled distributed electric drive vehicles

WU Wei[1], SHI Qilong[2], MA Xiaohan[2], ZHAO Chenghan[2]

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; 2. Energy and Transportation Domain, Beijing Institute of Technology, Zhuhai, 519088, China)

Abstract： To address the limitation of conventional distributed electric drive systems in transferring power across different axles, a multi-axle coupled distributed electric drive vehicle is proposed that combines independent wheel-end drive with inter-axle mechanical power coupling. According to the system operating states, two operating modes are defined: a decoupled mode and a coupled mode. A TruckSim-Simulink co-simulation model is established to comparatively evaluate maximum vehicle speed, gradeability and representative steering maneuvers. The results show that the proposed vehicle achieves an average drivetrain efficiency of 93.83% under the maximum-speed condition, which is essentially identical to that in the decoupled mode. With identical motor parameters, the inter-axle coupled mode enables sustained climbing on a 60% grade and improves the utilization of both drive torque capacity and tire-road adhesion. The decoupled mode is preferable for Ackermann steering and steering with an additional yaw moment, whereas the coupled mode improves steering stability during center-point steering. The results reveal the influence of inter-axle mechanical coupling on vehicle dynamic response and provide a new technical approach for improving the maneuverability of multi-axle electric drive vehicles.

Key words： multi-axle vehicle; coupled distributed electric drive; axle power redistribution; dynamic characteristics

0 引言

随着高机动运输和复杂地形作业需求的不断提高，多轴轮式车辆作为重载运输和特种作业的重要机动平台，受到了广泛的关注和重视[1]。分布式电驱动技术具有轮端转矩独立可控、动力响应快和传动效率高等优势[2]。同时，分布式驱动系统还具有底盘布置灵活和驱动自由度高的特点，使其在多轴重载车辆、特种车辆及无人车辆等领域具有良好的应用前景[3-4]。

传统多轴车辆的驱动系统主要采用集中式机械驱动形式[5]。伴随着轮边电驱动技术[6]和分布式驱动控制技术[7]的发展，驱动系统逐渐向各车轮独立驱动形式发展[8]。分布式驱动系统中，各轮驱动电机可根据车辆运行状态独立调节轮端转矩，有利于提高驱动力分配自由度和轮胎附着利用率[9]。随着动力耦合和多模式驱动技术的发展，通过机械耦合路径实现不同车轴间的功率协调，为进一步提高整车驱动能力提供了新的技术途径[10]。同时，基于轮端转矩协调的轨迹跟踪与横摆稳定性控制进一步拓展了分布式驱动系统在复杂工况下的车辆动力学调控能力[11-12]。然而，现有分布式驱动系统主要依靠电控方式实现轮端转矩协调，各车轴之间缺乏直接的机械功率传递路径。当轴荷转移或路面附着条件导致各轴驱动能力存在差异时，难以实现轴间驱动功率的自适应再分配，限制了整车驱动能力的充分利用。同时，轴间机械耦合后不同工作模式下的功率传递规律及转向差速特性仍需进一步研究。

针对多轴耦合分布式电驱动车辆特点，在工作原理分析基础上，通过构建多轴耦合分布式电驱动车辆仿真模型，研究了解耦模式和耦合模式下的功率传递与车辆动态响应特性。分析了轴间机械耦合对直驶爬坡、阿克曼转向、附加横摆力矩转向及中心转向等典型工况的影响，明确了不同工作模式的适用特性。研究对提升复杂越野工况下的整车驱动能力与功率利用水平，推动多轴高机动车辆新型驱动系统的研发具有重要意义。

1 多轴耦合分布式驱动车辆原理

为在保证车辆动力学性能的前提下降低单电机装机功率需求，本文构建了一种耦合分布式驱动系统。如图 1 所示，该系统在各车轮处布置独立的轮边电驱动单元，并在整车层面配置混合动力系统作为能量供给单元；同时，系统保留了传统底盘架构中基于差速器的轮轴间机械耦合传动机制。

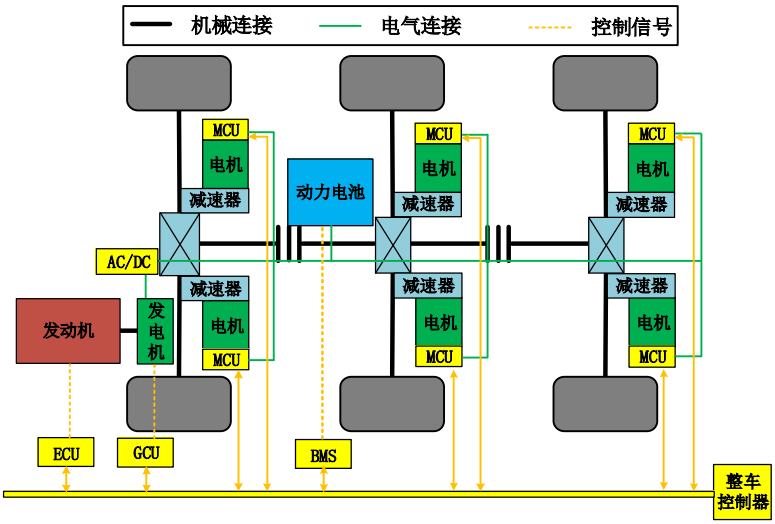


图 1　多轴耦合分布式驱动车辆原理图

依托差速器形成的机械耦合路径，驱动系统能够在不同车轮及车轴之间实现驱动功率的共享与传递，从而将局部工况下未被充分利用的富余驱动功率调配至其他车轮使用。在满足整车动力性、通过性等性能指标的前提下，该系统在系统层面降低了对单体电机功率的需求，并有助于提升整车驱动系统的综合效率。

根据轴间离合器与轮间差速锁的接合状态，耦合分布式驱动系统可工作于三种典型模式，其动

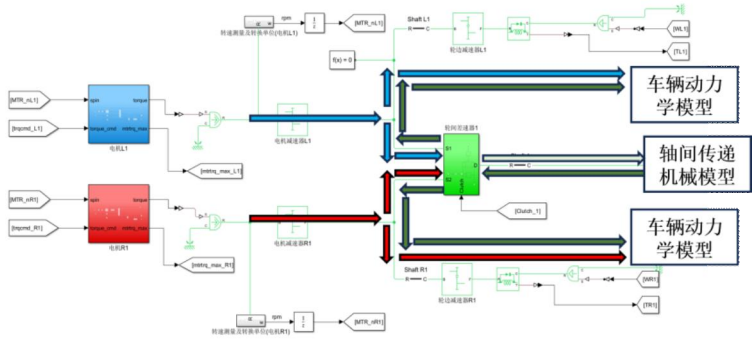
力传递路径及系统旋转自由度特性存在差异，具体分为解耦模式、轴间耦合模式和全轮耦合模式，不同模式可适应不同工况的驱动需求，保障车辆行驶能力。

2 多轴耦合分布式驱动车辆仿真模型

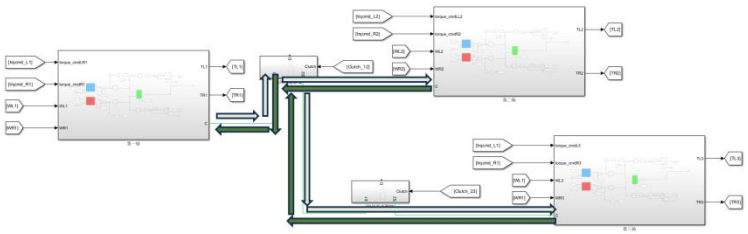
多轴耦合分布式驱动车辆动力学模型基于 Trcuksim 仿真环境搭建，而驱动系统模型则采用 Simulink 仿真环境搭建，如图 2 和图 3 所示，主要包括轮轴间耦合传动系统模型及驱动电机模型。驱动系统模型中，各轴耦合传动系统的输入端与对应驱动电机输出端相连，电机输出转矩经减速器传递至车辆半轴，并进一步分流至车辆动力学模型与机械传动模型中的差速器半轴。左右两侧轮端电机的富余驱动能力在轮间差速器中实现汇合，通过轴间差速器完成不同车轴之间的功率传递。



图 2　基于 Trcuksim 的车辆动力学模型



（a）轮间耦合传递模型



（b）轴间耦合传递模型

图 3　驱动系统功率耦合传递模型

该耦合网络使任意车轴在不同工况下既可作为驱动功率输出端，也可作为功率接收端，实现了整车范围内驱动功率的流转。

鉴于本文的研究重点为整车层面的动力学控制而非电机本体的电磁设计，为兼顾模型保真度与计算效率，采用基于台架试验数据的经验建模方法构建轮边驱动电机静态模型。此外，考虑实际系统普遍存在的控制通信时延及机械传动间隙等非线性因素，在此基础上进一步引入一阶惯性与纯滞后环节，以等效描述电机转矩的动态响应过程。其时域表达式为：

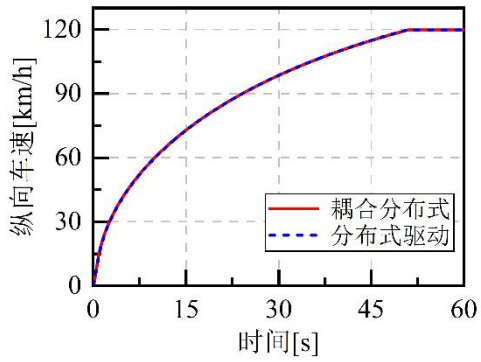
$$T_d(s)=\frac{1}{1+2\zeta s+2\zeta^2 s^2}e^{-\tau s}T_d^* \tag{1}$$

式中：$T_d(s)$ 为电机最终输出转矩(N·m)；T_d^* 为电机接收到的转矩指令(N·m)；ζ 为电机转矩响应时间常数；τ为延迟时间(s)。

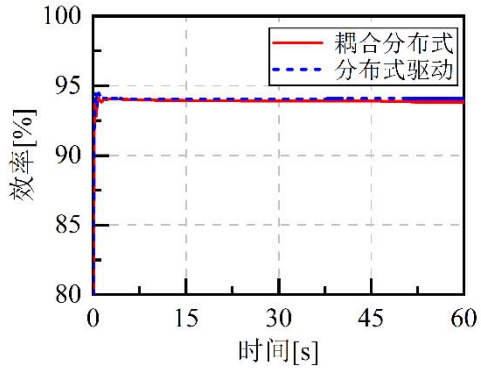
3 结果与分析

3.1 直驶工况

在附着系数为 0.85 的良好路面下，对整车动力性进行仿真验证，如图 4 所示。在考虑机械传动效率后，耦合分布式驱动系统同样能够在设计最高车速下稳定行驶。进一步统计该工况下机械耦合传动链的平均传动效率（按输出/输入功率比定义）可得，耦合分布式驱动构型平均效率约为 93.83%，与分布式驱动构型在相同工况下的效率 94.00%基本接近，表明引入机械耦合装置并未显著降低系统功率传递效率。



（a）车速对比



（b）传动效率对比

图 4　最高车速工况仿真对比

针对 60%坡度，耦合分布式驱动采用轴间耦合模式能够实现 60%坡度的持续爬坡，而在完全相同的轮端电机参数配置下，解耦模式无法通过 60%坡度工况，如图 5 所示。其根本原因在于极限爬坡过程中，纵向载荷转移会显著改变各车轴法向载荷分配，导致局部车轮率先饱和，解耦模式无法实现功率转移，进而出现整车总驱动功率充足但功率利用不足的问题。根据仿真结果，在爬坡工况

下，引入轴间耦合的耦合分布式驱动构型能够在不提高单电机额定能力的前提下提升驱动力整体利用效率，通过轴间耦合充分利用了驱动转矩，如图 6 所示。显然，轴间离合器的切换策略具有明确的理论依据：直驶/爬坡工况接合，可以获取轴间功率再分配能力。

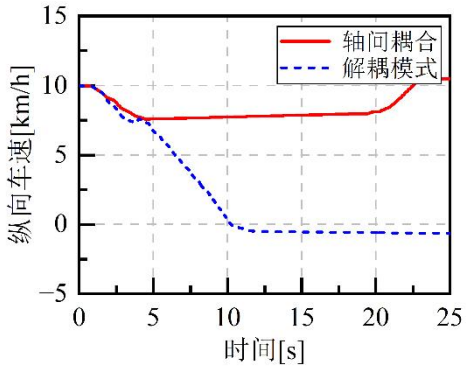
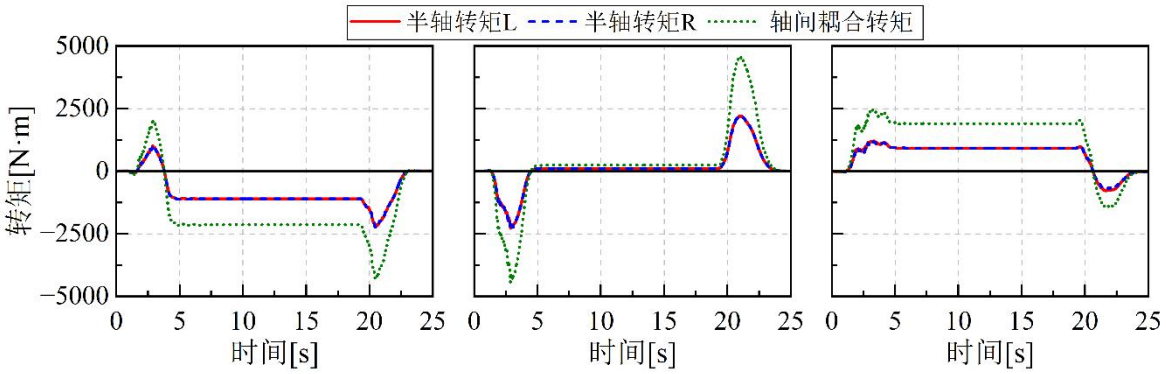


图 5　最大爬坡度仿真对比



（a）第一轴　　（b）第二轴　　（c）第三轴

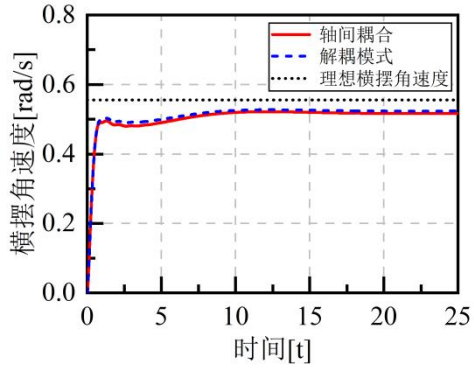
图 6　60%坡度爬坡工况下半轴转矩与轴间耦合转矩对比

3.2 转向工况

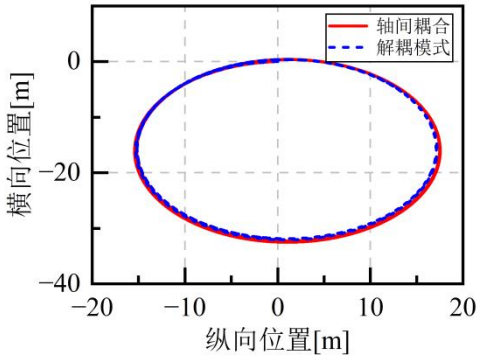
为验证耦合分布式驱动系统在转向工况下的动态特性，依据稳态圆周行驶试验标准，在车速 30 km/h、前轮转角 15° 的条件下开展稳态圆周仿真，各轴转角符合阿克曼几何关系，六电机均施加维持车速所需的补偿转矩。

如图 7 所示，解耦模式下各轴壳体转速能够按照阿克曼几何关系自然分化，车辆横摆角速度与轨迹响应更接近理想状态。而在轴间耦合模式下，虽然系统仍具有左右轮转矩分配能力，但受轴间转速同步约束的影响，各轴的平均轮速被强制拉向统一值，导致部分车轮产生附加纵向滑移，在系统内部形成非必要的寄生功率循环。该现象说明，在常规阿克曼转向工况下，轴间耦合并不能改善车辆转向响应，反而会削弱车辆对转向运动学约束的适应能力。

为验证耦合分布式驱动系统在附加横摆力矩下的转向特性，在车速 30km/h、前轮转角 15°的稳态圆周工况下开展对比仿真，各轴转角满足阿克曼几何关系。在各电机维持匀速行驶所需转矩的基础上，叠加左右差动转矩以产生附加横摆力矩，左右轮端转矩差动比设定为 0.5。结果如图 8 所示，轴间耦合模式下相同差模转矩输入所产生的横摆响应弱于解耦模式。其根本原因在于，阿克曼转向时各轴存在自然差速需求，轴间耦合强制施加的壳体同速约束与该差速需求相抵触，在共模通道中产生寄生转矩 ，导致相同差模转矩指令下的实际横摆力矩效能有所下降。

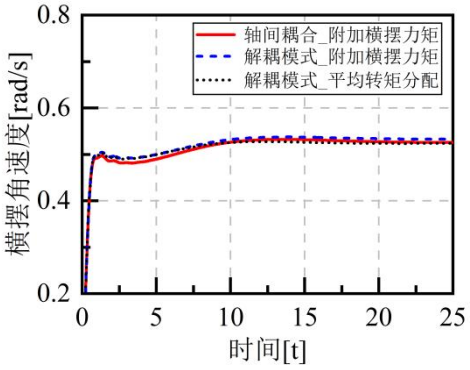


（a）车辆横摆角速度对比

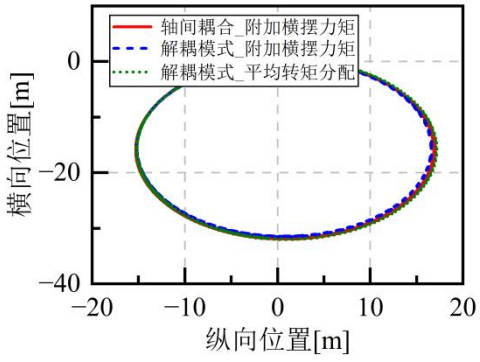


（b）车辆轨迹对比

图 7　圆周转向工况车辆转向对比



（a）车辆横摆角速度对比

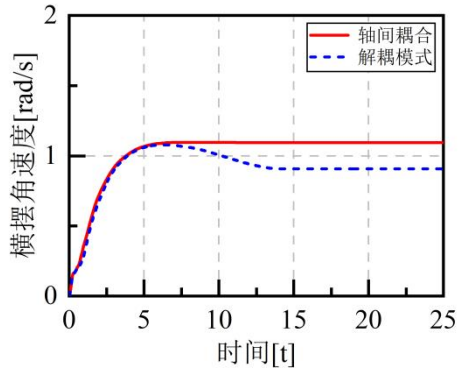


（b）车辆轨迹对比

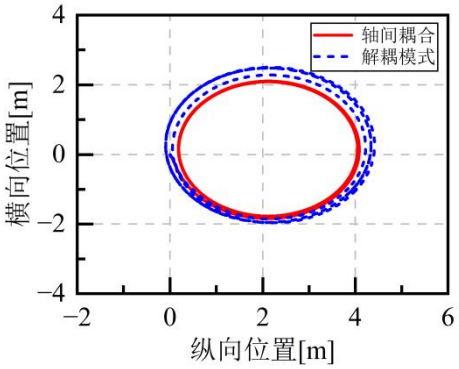
图 8　附加横摆力矩工况下车辆转向对比

在阿克曼转向工况及附加横摆力矩的情况下，应断开轴间离合器，以释放各轴差速自由度，避免轴间同速约束与转向几何产生运动学冲突。

耦合分布式驱动车辆同样具有中心转向能力，其中心转向通过左右侧车轮施加对向驱动转矩实现，结果如图 9 所示。从整车响应来看，耦合模式下的稳态横摆角速度高于解耦模式，且实际轨迹更加稳定。轴间耦合约束从物理结构上抑制了第二轴共模转速的自发正向漂移，避免了无效耗散；另一方面，轴间的纵向功率再分配机制使得第一、三轴能够以更大的轮速差参与转向。



（a）车辆横摆角速度对比



（b）车辆轨迹对比

图 9　中心转向工况车辆响应对比

综上所述，与常规阿克曼转向工况不同，在中心转向等无几何回转中心的特殊极限工况下，宜采用耦合模式。此时，轴间同步约束不仅不会引发运动学干涉，反而能通过机械层面的强制对齐，有效抑制因轮胎大侧偏滑移引起的局部共模转速漂移。

4 结论

(1)多轴耦合分布式驱动车辆综合了分布式电驱动和集中式机械驱动的优点，具有解耦模式、轴间耦合模式和全轮耦合模式三种工作模式，有效提升了整车驱动电机的功率利用率。

(2)在直驶/爬坡工况，轴间耦合模式可以获取轴间功率再分配能力，充分利用了驱动转矩和附着力，改善了车辆驱动能力。

(3)在阿克曼转向工况及附加横摆力矩的情况下，应采用解耦模式，以释放各轴差速自由度，避免轴间同速约束与转向几何产生运动学冲突。

(4)在中心转向等无几何回转中心的特殊极限工况下，采用耦合模式，有效抑制因轮胎大侧偏滑移引起的局部共模转速漂移，提高转向稳定性。

参考文献：

[1]　赵轩,王姝,马建,等.分布式驱动电动汽车底盘集成控制技术综述[J].中国公路学报, 2023, 36(4): 221-248.

[2] JING C Q, SHU H Y, SONG Y T, et al. Hierarchical control of yaw stability and energy efficiency for distributed drive electric vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2021, 22(5): 1169-1188.

[3] 张雷,徐同良,李嗣阳,等.全线控分布式驱动电动汽车底盘协同控制研究综述[J].机械工程学报,2023,59(20): 261-280.

[4] LI H, HU Z, LI J, et al. A comprehensive analysis on electronic moment power steering control strategy for multi-axle distributed drive vehicles[J]. Automotive Innovation, 2024, 7: 507-528.

[5] XIE J, XU X, WANG F, et al. Coordinated control based path following of distributed drive autonomous electric vehicles with yaw-moment control[J]. Control Engineering Practice, 2021, 106: 104659.

[6] ZHANG L, WANG Z, WANG L, et al. Optimization control of multi-mode coupling all-wheel drive system for hybrid vehicle[J].Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2024, 37: 31.

[7] GUAN C, WANG J, ZHENG T, et al. Parameter optimization and multi-mode operation of a novel dual-motor coupling torque vectoring drive system for electric vehicles[J]. Applied Energy, 2025, 389: 125744.

[8] TENG F, WANG J N, JIN L Q, et al. Cooperative control strategy of trajectory tracking and driving stability for distributed-drive vehicles under extreme conditions[J]. Control Engineering Practice, 2024, 147: 105905.

[9] 李琴,李壮,汤建明,等.分布式驱动电动汽车多目标转矩分配策略[J].汽车工程, 2025, 47(3): 489-498.

[10] 吴建洋,王俊业,杨波,等.多轴重载分布式电驱动车辆全轮转向控制研究[J].机械工程学报,2026, 62(8): 317-331.

[11] JIN L, ZHOU H, XIE X, et al. A direct yaw moment control frame through model predictive control considering vehicle trajectory tracking performance and handling stability for autonomous driving[J]. Control Engineering Practice, 2024, 148: 105947.

[12] WU D, GUAN Y, XIA X, et al. Coordinated control of path tracking and yaw stability for distributed drive electric vehicle based on AMPC and DYC[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2025, 239(5): 1745-1762.

面向履带车辆越野机动性能的视景仿真系统研究

马笑涵[1]，吴维*[2]，苑士华[1]，王菁阳[2]，郭智蔷[3]，俞超云[4]

（1.北京理工大学（珠海），能源交通学域，广东 珠海 519088；
2.北京理工大学，机械与车辆学院，北京 100081； 3.中国矿业大学（北京），机械与电气工程学院，北京 100083；
4.内蒙古第一机械集团有限公司，内蒙古 包头 014030）

摘　要：履带车辆越野机动性能的早期评估无法通过物理样车实地试验指导，限制了研发效率。本文构建了“控制与解算主导-视景从动映射”的前向数据驱动视景仿真系统架构，集成履带车辆越野行驶动态响应数据和基于 Unity 可视化引擎的虚拟越野环境，在越野机动性能仿真模型试验验证基础上，开展了履带车辆的行驶姿态和机动性能仿真模拟。长距离越野工况仿真结果表明，本文越野机动性能仿真模型具有较高的计算效率，基于视景仿真系统得到了铺面路、砂石路等典型试验路面下的车辆越野行驶动态响应特性，为复杂越野环境下履带车辆机动性能评估提供了技术支撑。

关键词：履带车辆；越野机动性能；视景仿真；Unity；动力学响应

中图分类号：TP 391.9　　**文献标志码：**A

Research on Visual Simulation of Tracked Vehicles for Off-Road Maneuverability Evaluation

Ma Xiaohan[1], Wu Wei*[2], Yuan Shihua[1], Wang Jingyang[2], Guo Zhiqiang[3], Yu Chaoyun[4]

（1. Energy and Transportation Domain, Beijing Institute of Technology, Zhuhai, 519088, China;
2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, 100081, China;
3. School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology-Beijing Campus, Beijing 100083 , China; 4. Inner Mongolia First Machinery Group Co., LTD, Baotou, 014030, China）

Abstract: Early-stage evaluation of the off-road maneuverability for tracked vehicles cannot be guided by field tests using physical prototypes, which restricts research and development efficiency. In this paper, a forward data-driven visual simulation system architecture characterized by “control-and-computation dominance and scene-view driven mapping” is constructed. Dynamic response data of tracked vehicles under off-road driving conditions are integrated with a virtual off-road environment based on the Unity visualization engine. On the basis of experimental validation of the off-road maneuverability simulation model, simulations regarding driving attitude and maneuvering performance of tracked vehicles are carried out. Simulation results under long-distance off-road driving conditions demonstrate that the proposed off-road maneuverability simulation model achieves high computational efficiency. The dynamic response characteristics of vehicle off-road travel under typical test pavements including paved roads and gravel roads are obtained via the visual simulation system. This work provides technical support for the maneuverability evaluation of tracked vehicles in complex off-road environments.

Keywords: tracked vehicle; off-road mobility performance; visual simulation; Unity; dynamic response

0 引言

履带车辆凭借其优异的接地比压和良好的通过性，在国防军事、工程建设和农业等领域得到了广泛应用[1-2]。其越野机动性能的好坏直接决定了车辆能否安全、高效地穿越复杂崎岖的非结构化地形环境，是当今国内外履带车辆领域研究的重点[3]。传统上，履带车辆越野机动性能的评估高度依赖物理样车实地试验，然而该方法存在试验周期长、成本高、可重复性差等显著局限性，难以在早期研发阶段进行全面评估[4]。

近年来，基于视景仿真技术构建高保真的虚拟车辆与地形环境，动态、可视化地复现车辆在复杂场景下的行驶过程，已成为国内外研究的热点[5]。Zhou[6]构建了考虑车轮与地形相互作用的火星探测器高保真物理视觉仿真平台 MarsSim；Zou[7]开发了基于真实运动物理特性的跨域飞行器数字孪生视景仿真系统。周云波等[8]联合 Vortex 动力学软件与 OpenSceneGraph 三维渲染引擎，开发了履带车辆驾驶模拟系统；孙冬等[9]进一步构建了视景仿真中的履带与地形的动态交互模型，在实时仿真软件 Vortex 中实现了高速履带和低速履带与地形的动态交互效果；李鹏等[10]基于坦克装甲车辆行驶理论并联合 Unity 3D 虚拟视景仿真引擎，搭建了具备真实物理感的坦克可视化联合仿真场景；郭立威等[11]提出了基于虚拟现实的装甲车辆运动仿真方法，基于车辆运动形态分析实现了直行、上坡和转向可视化仿真；谢学远等[12]基于 UDP 通信技术打通了整车纵向动力学与 Unity 3D 引擎的数据壁垒，实现了特种车辆发动机运行特性的可视化模拟。然而，上述研究在面向长距离、复杂越野机动性能评价时仍存在一定局限：(1) 物理模型较为简化，难以真实复现车辆在崎岖路面上的多自由度空间姿态耦合；(2) 地形数据多来源于可视化引擎内置简化模块，难以复现真实越野路面激励。

实现履带车辆越野机动性能高保真模拟的关键，在于构建兼顾解算精度与计算效率的物理驱动内核[13-15]。基于接触状态检测的多体动力学（MBD）商业软件可为越野工况下履带车辆通过性仿真研究提供较高精度的求解。然而，在面对长距离越野评估时，MBD 模型中的线性互补问题（LCP）与接触检测极易导致计算瓶颈，计算效率低[16]。为了解决该问题，部分学者进行了相关研究。WANG 等[17]基于 python 实现了履带车辆的快速建模，吴锐等[18]构建了履带车辆 190 自由度的参数化多体动力学模型以提高方程透明度，但两者仍然面临着复杂接触计算瓶颈；MAHALINGAM 等[19]通过引入假想负重轮和轮间约束实现履带等效替代，避免了大量履带板与地面之间的接触计算，但在一定程度上削弱了履带系统对高频路面激励的铺路作用与滤波效应。为解决上述问题，本课题组在前期研究中提出了一种基于履带-路面耦合作用模型的履带车辆越野机动性能仿真模型，该模型将复杂的接触力学转化为空间几何约束，在保留路面激励与履带滤波特性的同时实现了计算效率的提高。为此，本文将以该模型作为物理驱动内核，并且不再详细论述模型算法理论推导，而是重点探讨其在支撑履带车辆越野机动性能视景仿真评估中的核心应用价值。

面向履带车辆长距离越野机动性能评估需求，本文提出了一种“控制与解算主导-视景从动映射”的前向数据驱动视景仿真架构。该架构以履带车辆越野机动性能仿真模型为物理驱动内核，采用同源地形数据解耦加载策略保证动力学解算与视景渲染环境的一致性，并将解算的车辆动态响应特性映射至基于 Unity 三维可视化引擎搭建的履带车辆视景仿真系统，从而实现履带车辆的行驶姿态和机动性能仿真模拟，为履带车辆复杂越野环境下机动性能的快速评估提供了一种高效、可靠的技术手段。

1 履带车辆视景仿真系统架构

1.1 架构原理

履带车辆视景仿真系统架构原理如图 1 所示，为了保证物理激励的严谨性与仿真工况的可重复性，该架构采用了“控制与解算主导-视景从动映射”的前向数据驱动设计，主要由三大核心模块组成：

(1)物理驱动内核：作为整个架构的数据源头，采用标准化的确定性控制指令（油门和方向盘转角等）驱动履带车辆越野机动性能仿真模型。基于同源标准路面高程，高效解算并输出包括车身空

间位姿、各负重轮跳动位移和主动轮转速等在内的数据至后续视景仿真输出模块。

(2)时序通信与数据映射模块：基于 UDP 协议的实时透传和 CSV 格式的数据帧离线读取两种方式构建了物理域与虚拟域之间的高频时序同步映射机制。通过对数据进行解包、滤波与时间戳对齐，确保数据流的高效传输。

(3)三维视景仿真输出模块：基于 Unity 三维可视化引擎，构建履带车辆可视化样机，并采用同源路面高程数据，构建可视化越野环境；进而，基于运动驱动算法和动态响应数据，实现车体、负重轮、履带板等的空间位姿变换，最终实现履带车辆行驶姿态和机动性能仿真模拟。

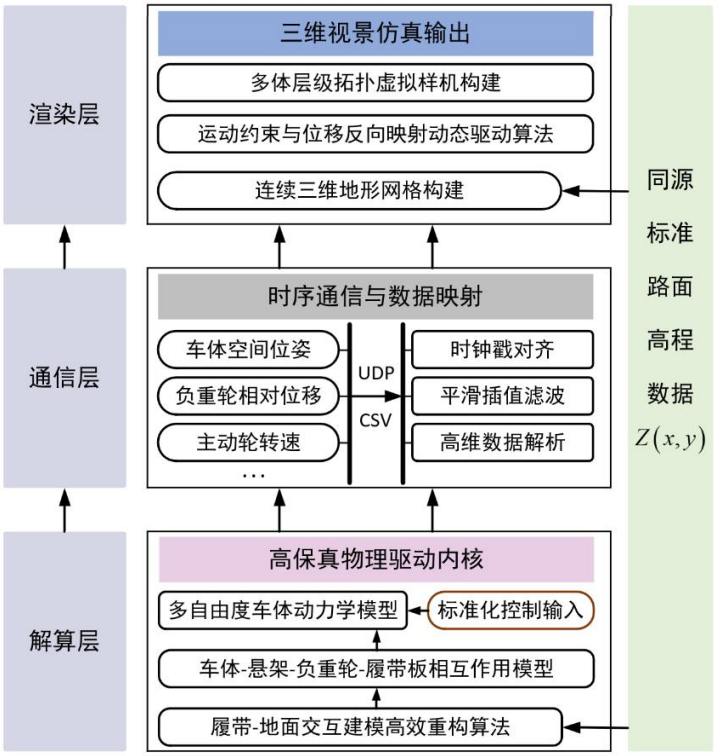


图 1　履带车辆视景仿真架构原理

1.2 数据传输

为了保证机动性评估的客观性和可重复性，本系统采用了“动力学解算端单向驱动视景端”的数据通信架构。数据传输模块负责将物理模型解算出的物理状态数据导入到视景仿真输出模块中，主要包含以下两种传输模式：(1) 将越野行驶性能仿真模型仿真计算结果和对应时间序列整理封装为标准化的 CSV 格式文件实现数据流传输；(2) 基于 UDP 协议构建跨平台通信架构，发送端通过时间戳同步与数据压缩算法实现车辆位姿、负重轮跳动和主动轮转速等关键参数实时传输，接收端多线程异步接受数据，确保复杂工况下大规模数据流的稳定解析和实时接收。下表 1 为传输数据主要参数表。

表 1　传输数据主要参数表

分类	数据名称	符号和单位
时钟	全局时间戳	t / s
	车体质心纵向坐标	X_c / m
车体	车体质心横向坐标	Y_c / m
空间	车体质心垂向坐标	Z_c / m
位姿	车体侧倾角	ϕ /°
	车体俯仰角	θ /°

	车体偏航角	ψ / °
	第 i 个负重轮相对车体垂向位移	z_{wi} / m
底盘运动学	第 i 个负重轮相对车体纵向位移	x_{wi} / m
	主动轮转速	ω_s / rad/s

1.3 同源标准越野路面构建

基于分形几何理论构建三维地形是地面力学研究领域的重要分支[20]。为保证路面激励的标准化，本文依据 GB/T 7031[21]规定的路面功率谱等级，从随机过程的角度出发，对 W-M 分形方法进行变体，采用频域合成法构建同源标准越野路面高程数据 *Z(x,y)*，如式(1)所示：

$$\begin{cases} Z(x,y)=\left[\sqrt{P(K)}\cdot e^{i\phi(K)}\right] \\ G_q(n)=G_q(n_0)\left(\dfrac{n}{n_0}\right)^{-w} \\ P(K)=\dfrac{1}{2\pi}G_q\left(\dfrac{|K|}{2\pi}\right) \\ K=\sqrt{k_x{}^2+k_y{}^2}=2\pi n \end{cases} \tag{1}$$

式中，$G_q(n)$ 为路面功率谱密度；n 为空间频率；w 为频率指数；$P(K)$ 为构建的随机路面功率谱，K 为径向空间波数，k_x, k_y 为路面纵向和横向距离的空间波数，其功率谱服从分形几何理论核心的幂律分布，即 $P(K)\propto K^{-\beta}$；上式中的 i 为虚数单位；$\varphi(k)$ 为随机相位；$\mathcal{F}^{-1}$ 为逆快速傅里叶变换。

2 履带车辆越野机动性能仿真模型

本文提出了一种履带车辆越野机动性能仿真模型构建方法，旨在保留车辆主要动态响应的基础上提高模型计算效率，其中履带-路面耦合作用模型用以获取路面激励下履带板几何形态作为后续履带车辆动力学模型的输入，最终得到了履带车辆越野行驶机动性能数据。

2.1 履带-路面耦合作用模型

针对传统接触力学模型在履带-路面耦合作用仿真计算求解量大的问题，本文提出了一种基于几何约束的地面-履带形貌重构算法，用以提高模型计算效率，同时确保主要动态响应的精度。该算法的核心逻辑是将接地段履带板与地面、负重轮间的复杂受力平衡方程，等效映射为履带板绝对转角与相邻板间相对夹角的几何约束[22]。在力学机理上，算法综合考虑了履带预张力导致的非完全贴合现象、负重轮动态压力引起的接地比压不均匀分布，以及首尾履带板受车体俯仰位姿限制的转角边界。算法具体算法执行流程如图 2 所示。

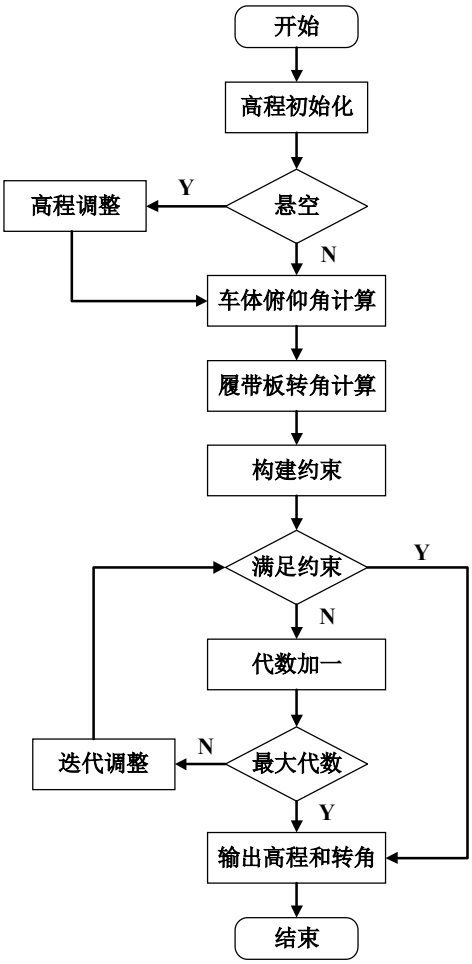


图 2　履带-地面耦合作用分析流程图

依据该算法，图 3 和图 4 分别展示了凸起路面和壕沟路面的履带重铺路面模型以及履带车辆经过某凸起和壕沟路面时的履带形貌。线段上的点表示接地段履带的履带销。对比结果显示，基于该算法得到的履带形貌与实车试验履带形貌基本一致，证明了本文采用的基于地面-履带形貌重构算法可以有效地反映出履带车辆经过凸起路面和壕沟路面工况下履带对不平路面的包络作用。图 5 展示了 C 级路面和 E 级路面激励下的履带重铺路面模型，可以看出，该算法在越野随机路面高程激励下可以有效地表征地形，并且能够将路面不平度激励转化为相对平滑的履带高程激励，这验证了本文算法的有效性。

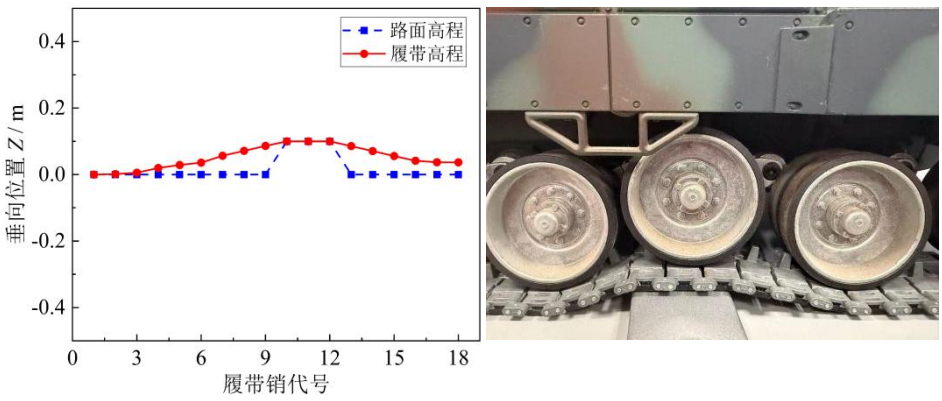


图 3　凸起路面履带形态

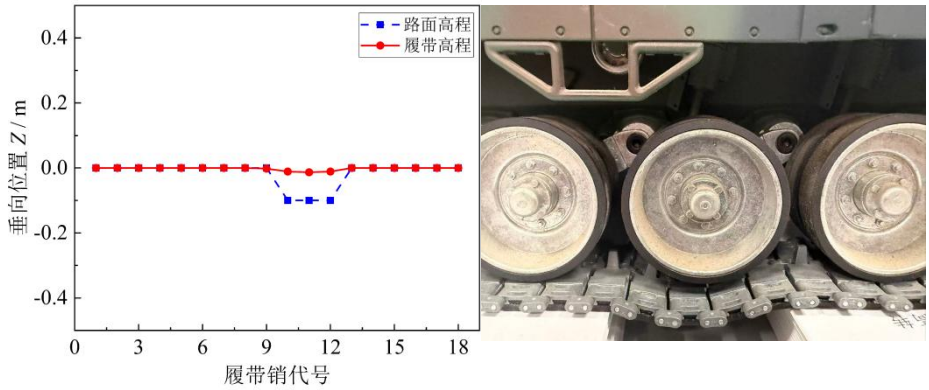
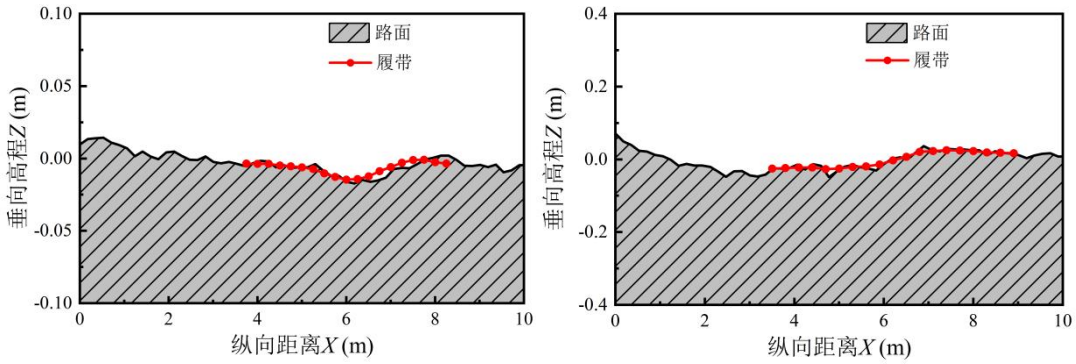


图 4　壕沟路面履带形貌



（a）C 级路面　　（b）E 级路面

图 5　越野路面履带形态

2.2 履带车辆动力学模型

履带车辆动力学模型包含四个相互关联的建模模块：车体动力学模块、悬架系统模块、负重轮动力学模块以及履带-地面接触力学模块，其架构如图 6 所示，履带车辆受力简图如图 7 所示。

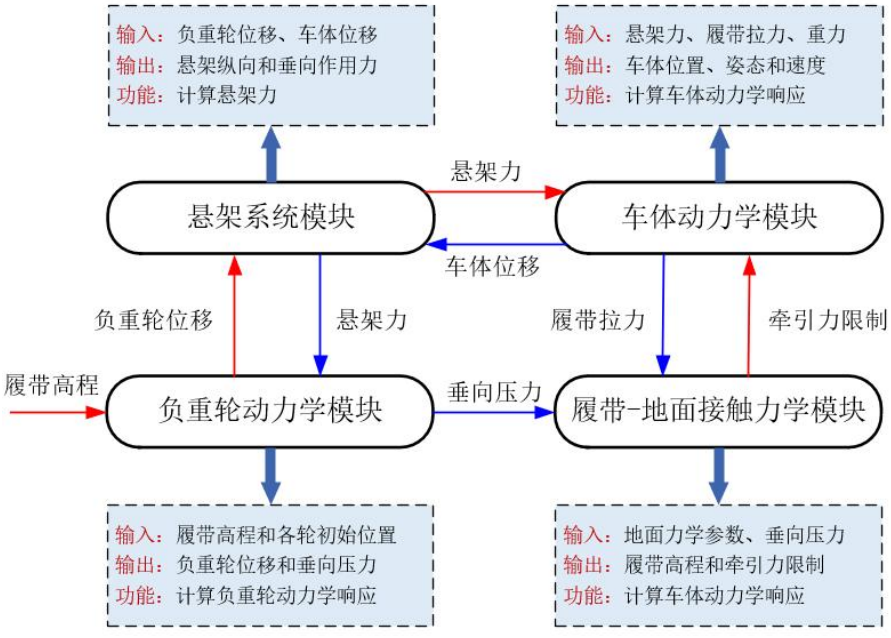


图 6　履带车辆动力学建模方法架构

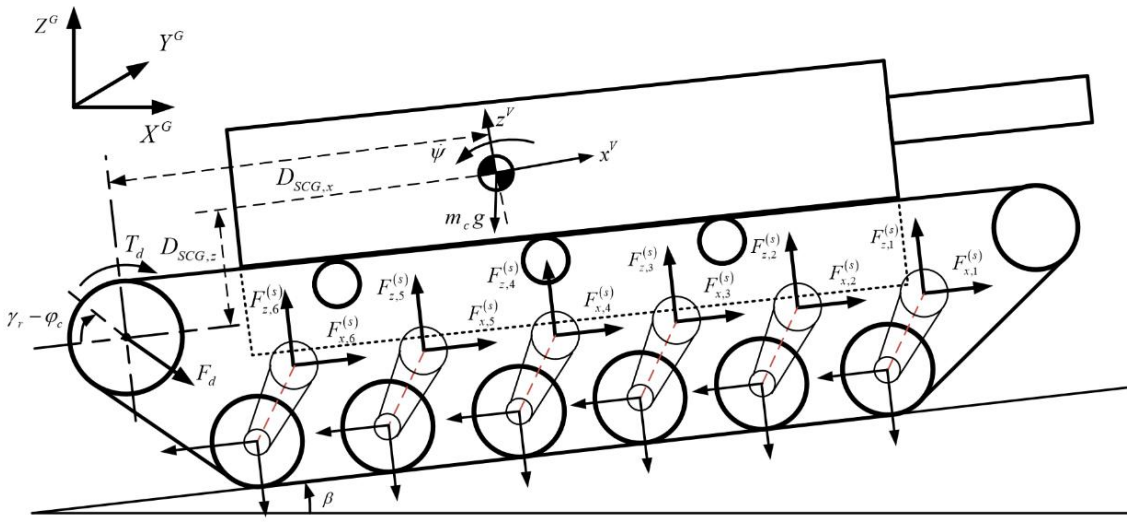


图 7　履带车辆系统受力简图

该框架以重构后的履带高程作为核心位移激励，驱动负重轮随地形起伏运动，进而诱发悬架系统的弹性及阻尼力反馈，实现外部环境激励向车体动力学响应的物理传递。

第 i 个负重轮的动力学平衡方程建立如下：

$$\begin{cases} m_w \ddot{z}_{wi} = F_{z,i}^{(N)} - F_{z,i}^{(s)} - m_w g\cos\beta + F_d \sin\left(\alpha_r - \theta\right)|_{i=6} \\ m_w \ddot{x}_{wi} = F_{x,i}^{(N)} - F_{x,i}^{(s)} - fF_{z,i}^{(s)} + \left(F_t - F_d\cos\left(\alpha_r - \theta\right)\right)|_{i=6} - m_w g\sin\beta \end{cases} \tag{2}$$

式中，m_w 为负重轮质量；g 为重力加速度；β 为地形坡度角；F_t 为地面牵引力；F_d 为履带工作段内的履带张力；$F_{z,i}^{(s)}$ 和 $F_{x,i}^{(s)}$ 分别为作用于该负重轮上的纵向与垂向悬挂力，其大小取决于负重轮与车体之间的相对运动状态；$F_{x,i}^{(N)}$ 和 $F_{z,i}^{(N)}$ 分别为履带板作用于该负重轮的纵向和垂向作用力。

进而基于更新后的履带板高程 z_p 和履带板绝对转角 γ，本文不再使用计算成本高昂的土壤刚性接触惩罚函数法，而是采用径向弹簧-阻尼模型[63]，将负重轮与重构履带面之间的几何干涉量直接转化为瞬态相互作用力。作用于第 i 个负重轮上的纵向作用 $F_{x,i}^{(N)}$ 与垂向接触力 $F_{z,i}^{(N)}$ 可表示为：

$$\begin{cases} F_{x,i}^{(N)} = k_w \delta_i\left(z_{wi}, z_{new}\left(x\right)\right) f_x\left(\gamma\right) \\ F_{z,i}^{(N)} = k_w \delta_i\left(z_{wi}, z_{new}\left(x\right)\right) f_z\left(\gamma\right) \end{cases} \tag{3}$$

式中，$\delta_i\left(z_{wi}, z_p\left(x\right)\right)$ 表示等效负重轮弹簧的瞬态径向压缩量，该值严格由负重轮位置与算法输出的履带高程 z_p 之间的几何映射决定；k_w 为轮-履界面处的等效局部刚度；函数 $f_x\left(\gamma\right)$ 和 $f_z\left(\gamma\right)$ 坐标变换函数，用于根据重构出的局部履带板绝对转角 γ 对相互作用力进行分解。

基于牛顿-欧拉（Newton-Euler）方法，对车体进行空间受力分析，建立车体的刚体动力学方程：

$$\begin{cases} m_H \ddot{X}_c = F_x^{(t,l)} + F_x^{(t,r)} + F_x^{(s,l)} + F_x^{(s,r)} - m_H g\sin\beta \\ m_H \ddot{Z}_c = F_z^{(t,l)} + F_z^{(t,r)} + F_z^{(s,l)} + F_z^{(s,r)} - m_H g\cos\beta \\ I_y \ddot{\theta} = -\left(F_z^{(t,l)} + F_z^{(t,r)}\right) D_x - \left(F_x^{(t,l)} + F_x^{(t,r)}\right) D_z + M_s \\ I_y \ddot{\theta} = -\left(F_z^{(t,l)} + F_z^{(t,r)}\right) D_x - \left(F_x^{(t,l)} + F_x^{(t,r)}\right) D_z + M_s \\ I_z \ddot{\psi} = \left(F_x^{(t,r)} + F_x^{(s,r)}\right)\dfrac{B}{2} - \left(F_x^{(t,l)} + F_x^{(s,l)}\right)\dfrac{B}{2} - M_z \end{cases} \tag{4}$$

其中，本文将悬挂系统简化为等效的纵向与垂向刚度-阻尼元件。单侧悬挂作用力的总和表达式为：

$$F_x^{(s)} = \sum_{i=1}^{6}\left(F_{x.i}^k + F_{x,i}^c\right) \tag{5}$$

$$F_z^{(s)} = \sum_{i=1}^{6}\left(F_{z,i}^k + F_{z,i}^c\right) \tag{6}$$

其中：

$$F_{x,i}^k = k_x\left(x_{wi} - L_i\cos\theta\right) \tag{7}$$

$$F_{x,i}^c = c_x\left(\dot{x}_{wi} - \left(\dot{x}_c - L_i\dot{\theta}\sin\theta\right)\right) \tag{8}$$

$$F_{z,i}^k = k_z\left(z_{wi} - \left(z_c - L_i\sin\theta \pm 0.5B\sin\phi\right)\right) \tag{9}$$

$$F_{z,i}^c = c_z\left(\dot{z}_{wi} - \left(\dot{z}_c - L_i\dot{\theta}\cos\theta \pm 0.5\dot{\phi}\cos\phi\right)\right) \tag{10}$$

式中，k_x, c_x, k_z 和 c_z 分别表示等效悬挂系统的纵向与垂向刚度和阻尼系数；L_i 为第 i 个负重轮中心至车体质心的纵向距离；B 为履带中心距；符号约定为：左侧取正值，右侧取负值。

基于履带车辆动力传动系统分析，主动轮的旋转动力学平衡方程可表示为：

$$T_d - F_t R_s = I_s\dot{\omega}_s \tag{11}$$

式中，T_d 为来自传动系统的驱动力矩；F_t 为来自地面的牵引力；R_s 为主动轮工作半径；I_s 为主动轮的转动惯量；ω_s 为主动轮角速度。

此外，车辆的实际牵引力受限于地面的最大附着条件，满足以下约束关系：

$$F_t = \begin{cases} F_d, & F_d \le F_{\lim} \\ F_{\lim}, & F_d > F_{\lim} \end{cases} \tag{12}$$

其中：

$$F_d = \frac{T_m - I_s\dot{\omega}_s}{R_s} \tag{13}$$

$$F_{\lim} = \varphi mg \tag{14}$$

式中，F_{lim} 为地面附着力极限。

3 履带车辆视景仿真系统构建

本节基于 Unity 引擎构建了履带车辆视景仿真系统，实现了越野环境可视化和履带车辆可视化，同时构建了履带车辆动态响应数据与视景仿真系统输出的车辆行驶姿态之间的运动控制算法，得到了履带车辆越野机动性能仿真模拟。

3.1 越野环境可视化

为了确保越野机动性能仿真模型路面激励与视景仿真越野环境的一致性，本文基于所构建的同源标准路面高程数据，通过参数化建模算法，在 Unity 中动态生成连续的三维虚拟越野地形，具体操作包括：

1) 离散化分割 Unity 基础平面网格：基于空间采样定理，划分基础二维网格点阵；

2) 构建空间顶点高度场：基于高程数据 $Z(x,y)$ 插值获取对应网格顶点的高程坐标；

3) 构建连续越野地形：通过双循环遍历顶点索引，将相邻四个顶点拆分为两个三角形，并重新计算顶点的法线向量以保证地形构建的平滑过渡。

3.2 履带车辆可视化

本节基于模块化建模策略构建了由车体、轮系与履带三大子系统协同组成的履带车辆可视化模型，如图 8 所示。



图 8　履带车辆可视化模型

履带车辆可视化建模主要包括 2 个步骤：

1) 基于专业三维建模软件完成各几何部件实体构建与表面贴图渲染，通过 FilmBox (FBX) 格式导入至 Unity 引擎；

2) 基于 Unity 引擎构建了基于父子层级的运动学树状拓扑结构与骨骼绑定。将车体设为根节点，各负重轮与主动轮设为子节点，并赋予对应局部坐标系旋转和平移约束以完成模型构建。

3.3 运动驱动算法

为了实现车辆动态响应的呈现，本节采用了基于多维插值的车体位姿重构算法和基于分段插值的履带运动轨迹生成算法。前者基于时间戳定位车辆当前位姿状态区间，进而分别采用线性插值和球面线性插值处理空间位移与旋转矩阵，如算法 1。后者通过计算相邻时间帧间的位移差 Δd ，更新全局履带板相位量，从而实现履带板沿路径的循环滚动，见算法 2。上述算法构建了虚拟样机的运动驱动体系，实现了从底层动力学离散数据向顶层视景仿真的映射。

算法 1：基于多维插值的车辆位姿重构算法

输入：离散动力学状态序列 $S=\{(t_i,P_i,\Theta_i)\}_{i=0}^{N}$，时间缩放因子 λ，当前渲染时间 T_{sys}

输出：虚拟样机位移矩阵 $\mathbf{P}_{\text{cur}}$ 与四元数旋转矩阵 $\mathbf{Q}_{\text{cur}}$

1. *//步骤 1：虚拟时间映射与周期约束*
2. $T_{\text{virtual}} \leftarrow T_{\text{sys}} \times \lambda$
3. **if** 开启循环模式 **then**
4. $\quad T_{\text{virtual}} \leftarrow T_{\text{virtual}} \bmod t_N$
5. **end if**
6. *//步骤 2：基于二分查找的时间区间定位*
7. $low \leftarrow 0$, $high \leftarrow N$-1
8. **while** $low \le high$ **do**
9. $\quad mid \leftarrow (low + high) / 2$
10. $\quad$ **if** $t_{\text{mid}} < T_{\text{virtual}}$ **then**
11. $\quad\quad$ low $\leftarrow$ mid+1
12. $\quad$ **else**
13. $\quad\quad$ high $\leftarrow$ mid-1
14. $\quad$ **end if**
15. **end while**
16. k $\leftarrow$ max(0, min(high,N-2))　//锁定当前时间区间$[t_k, t_{k+1}]$
17. *//步骤 3：平滑插值与四元数映射*
18. 计算当前帧时间插值权重 $\alpha \leftarrow (T_{\text{virtual}}-t_k)/(t_{k+1}+t_k)$
19. 空间位移线性插值：$\mathbf{P}_{\text{cur}} \leftarrow P_k + \alpha\,(P_{k+1}-P_k)$
20. 欧拉角转化为四元数：$Q_k \leftarrow \text{EulerToQuat}(\Theta_k)$
21. 旋转矩阵球面线性插值：$\mathbf{Q}_{\text{cur}} \leftarrow \text{Slerp}(Q_k, Q_{k+1}, \alpha)$
22. **return** 虚拟样机位姿($\mathbf{P}_{\text{cur}}$, $\mathbf{Q}_{\text{cur}}$)

算法 2：基于分段插值逆向映射的履带运动轨迹生成算法

输入：空间锚点集合 $P=\{p_0,p_1,...,p_n\}$，履带板节距 D，时间步长 Δt ,车辆纵向位置 X_{cur}

输出：履带板单元集合 $T=\{t_0,t_1,...,t_m\}$ 及其空间位姿矩阵

1. *//步骤 1：系统初始化*
2. 初始化 $T\leftarrow\varnothing$
3. $L_{\text{total}}\leftarrow\sum_{i=1}^{n}\| p_i-p_{i-1}\|$ //计算闭合轨迹总周长
4. $S_{\text{gen}}\leftarrow 0$ //当前已生成距离
5. **while** $S_{\text{gen}}<L_{\text{total}}$ **do**
6. 依据 S_{gen} 查找对应所在的轨迹分段[p_{k}, $p_{\text{k+1}}$]
7. 计算段内局部插值比例 $\alpha\leftarrow(S_{gen}-\sum_{0}^{k}L_i)/\| p_{k+1}-p_k\|$
8. 生成履带板 t_m，其空间坐标 $Pos\leftarrow\text{Lerp}(p_k,p_{k+1},\alpha)$
9. 其法向旋转向量 $Dir\leftarrow\text{Normalize}(p_k-p_{k+1})$
10. 将 t_{m} 压入集合 T：$S_{\text{gen}}\leftarrow S_{\text{gen}}+D$
11. **end while**
12. *//步骤 2：实时运动刷新*
13. **loop** 每渲染帧
14. 计算位移差分 $\Delta Z\leftarrow Z_{cur}-Z_{prev}$
15. 更新全局相位滑移量 $S_{move}\leftarrow S_{move}-\Delta Z$
16. $S_{move}\leftarrow(S_{move}\bmod L_{total}+L_{total})\bmod L_{total}$
17. **for** $t_i\in T$ **do**
18. 计算目标映射距离 $S_{target}\leftarrow(i\times D+S_{move})\bmod L_{total}$
19. 依据 S_{target} 检索所在区间 $[p_j,p_{j+1}]$ 并计算比例 β
20. 更新 t_i 的空间坐标矩阵 $\mathbf{M}_{pos}\leftarrow\text{Lerp}(p_j,p_{j+1},\beta)$
21. 更新 t_i 的旋转张量 $\mathbf{R}_{dir}\leftarrow p_j-p_{j+1}$
22. **end for**
23. 保存当前位移 $X_{prev}\leftarrow X_{cur}$ 供下帧调用
24. **end loop**

4 结果分析

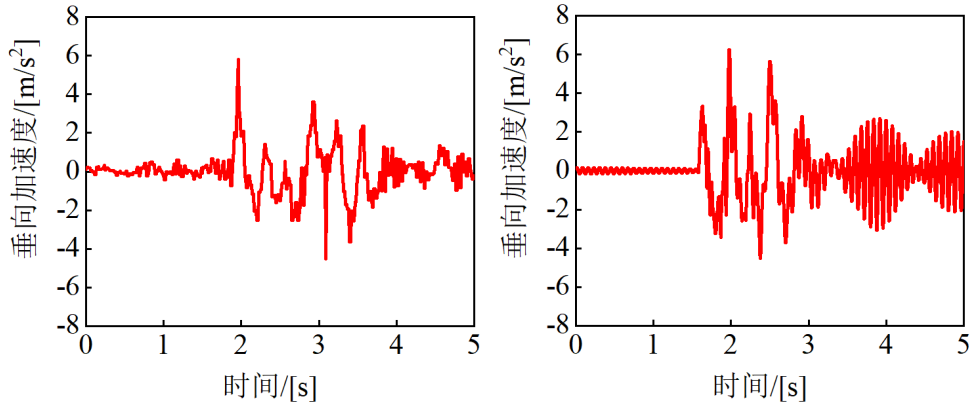
4.1 试验验证

为了验证本文动力学模型的有效性，本节设计了转矩控制下的减速带直驶工况，其中模型与试验车左右两侧主动轮驱动力矩相同，试验过程如图 9 所示。测量车身质心垂向加速度和纵向加速度，以反映驶过减速带时车身的垂向和纵向动力学响应，如图 10 和图 11 所示。



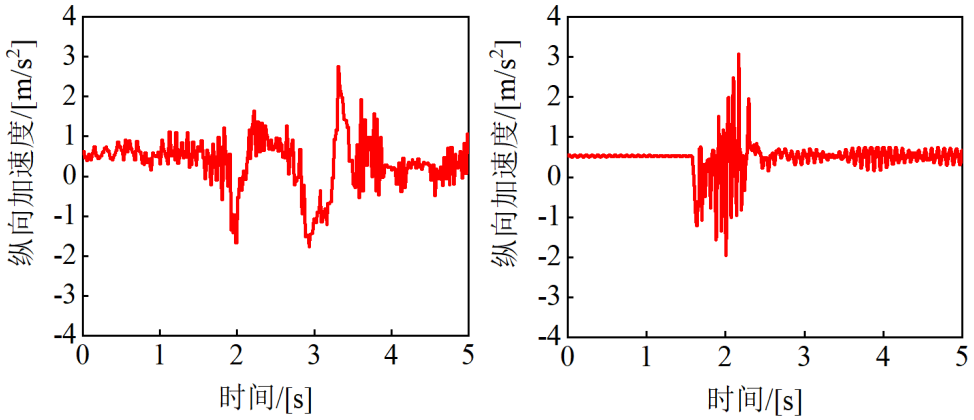
图 9　减速带验证试验

可以看出，当履带与减速带开始接触时，车辆质心垂向加速度增大，同时产生反方向的纵向加速度，对应车辆通过减速带时质心升高、车速降低；并且随着车辆驶过减速带，纵向加速度和垂向加速度都经过了正负方向变换。表 2 为试验结果与仿真结果的幅值对比结果。其中，垂向加速度的最大值误差为 7.56%，最小值误差为 0.44%；纵向加速度的最大值误差为 11.76%，最小值误差为 10.54%。上述结果说明了本文模型的加速度仿真结果相较于实车减速带试验的误差范围为 0.44%-11.76%。



(a)试验结果　　(b)仿真结果

图 10　质心垂向加速度对比



(a)试验结果　　(b)仿真结果

图 11　质心纵向加速度对比

表 2　加速度响应幅值对比结果

参数		垂向加速度/ [m/s²]	纵向加速度/ [m/s²]
试验结果	最大值	5.817	2.754
	最小值	-4.527	-1.774
仿真结果	最大值	6.257	3.078
	最小值	-4.507	-1.961

4.2 多体动力学软件对比验证

本节选取文献[17]所述的标准正弦路面（波长为 2π m，幅值为 0.1 m）作为测试工况。将 1.3 节生成的同源路面高程矩阵导入多体动力学软件 RecurDyn 中，并确保其动力传动系统模型与本文模型一致。在恒定油门开度的标准化开环驱动策略下，两种模型仿真得到的纵向速度、质心垂向位移和车体俯仰角变化曲线仿真对比结果如图 12-图 14 所示。

结果表明，在确定性正弦路面激励下，图 12 中车辆纵向速度呈现出与路面周期相对应的简谐波动特征，反映了地形起伏引起滚动阻力周期性变化的物理过程。图 13 车辆质心垂向位移波动幅

值显著小于路面实际幅值，这体现了履带接地段对高频路面的几何滤波特性。与此同时，图 14 车体俯仰角在正弦路面的机理下表现出明显的周期性震荡响应，并且两模型在波峰/波谷相位及频率上保持了高度的一致性，有效验证了本文模型在计算正弦路面激励下地形-履带相互作用及车辆动力学响应的可靠性。

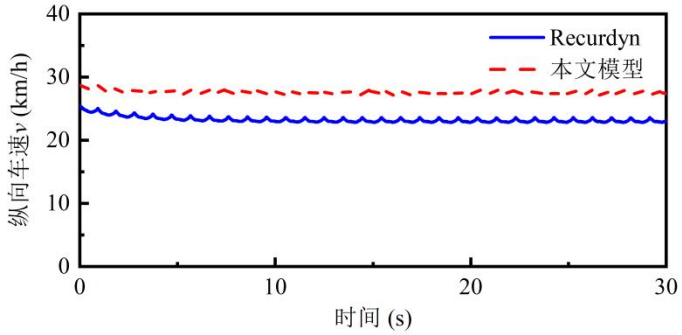


图 12　纵向车速仿真对比结果

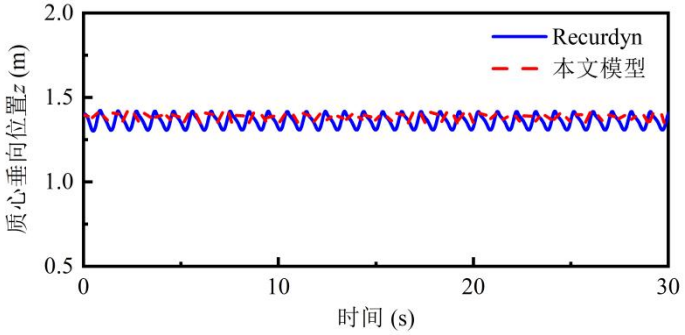


图 12　质心垂向位置仿真对比结果

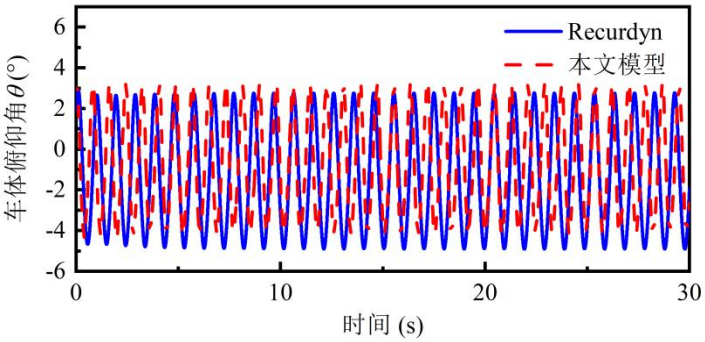


图 14　车体俯仰角仿真对比结果

表 3 为两种模型动力学响应统计量对比结果，其中，质心垂向位移的均方根值误差最小，为 1.2%，表明本文模型在处理地形高程激励解析及垂向动力学建模方面具备极高的保真度；同时纵向平均速度的误差为 18.1%，车体俯仰角均方根值误差为 12.7%，考虑到 RecurDyn 采用接触力学检测计算而本文模型进行了适度简化处理，该误差量级在工程复杂动力学分析的可接受误差范围内。

表 3　正弦路面动力学响应统计结果对比

动力学响应	本文模型	RecurDyn	误差
纵向速度平均值/ [km/h]	27.75	23.50	18.1%
垂向位移均方根值/ [m]	1.380	1.363	1.2%
俯仰角均方根值 / [°]	2.157	2.471	12.7%

表 4　相同仿真工况壁钟时间对比

路面类型	本文模型	RecurDyn	误差
C 级路面	360	1978	81.8%
斜坡路面	290	544	46.7%
正弦路面	313	4954	93.7%

为了评估本文模型应用于越野机动性能评估的计算效率优势，表 4 和图 15 给出了本文模型与 RecurDyn 模型在相同仿真工况下的壁钟时间对比。可以得到，相较于 RecurDyn 模型，本文模型的计算效率大大提高，C 级路面、斜坡路面和上述正弦路面仿真工况所需计算时间的降幅范围为 46.7% - 93.7%。需要说明的是，两种模型均在如下配置的计算平台上开展：Intel i7-14650HX CPU（2.20 GHz），16 GB 内存，AMD Radeon 系列显卡，操作系统为 64 位 Windows 11，即该对比只是方法对比而不是软件对比。

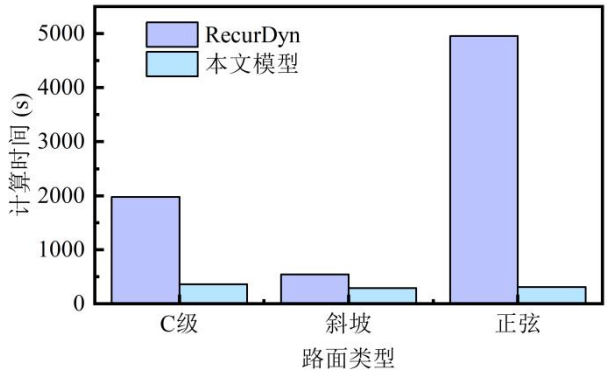


图 15　计算时间对比

4.3 越野行驶性能仿真

本节选取某型号履带车辆和标准的铺面路和砂石路开展长距离越野工况仿真，路面参数如表 5 所示。在恒定油门开度的标准化开环驱动策略下，两种路面下履带车辆全程纵向速度、质心垂向位移和车体俯仰角仿真结果如图 17-图 19 所示。

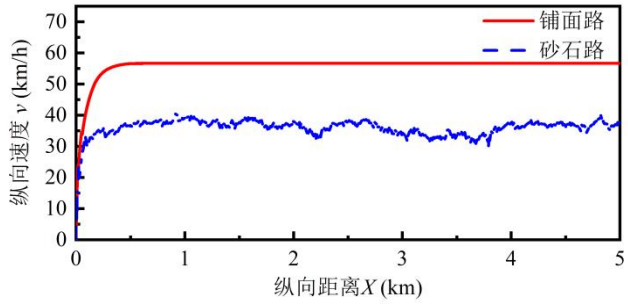


图 16　纵向车速仿真结果

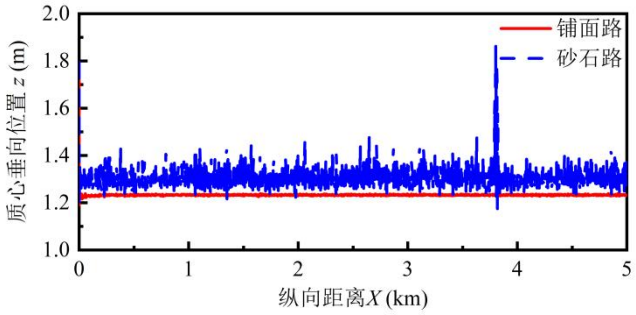


图 17　质心垂向位置仿真结果

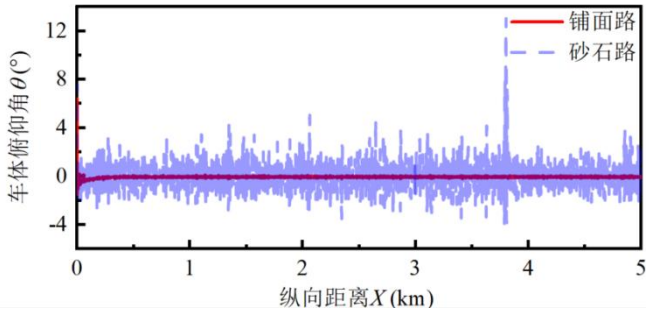


图 18　车体俯仰角仿真结果

结果表明，本文模型在长距离越野行驶仿真保持了物理响应的连续性，且稳定无发散。此外，对比铺面路和砂石路仿真结果可知，本文模型可以很好地复现履带车辆在不同路面激励下的不同动态响应特性。平坦铺面路工况下，履带车辆纵向速度数值更大，且更平稳；而恶劣砂石路工况下，履带车辆纵向速度出现了更高频次的局部震荡，且纵向速度较铺面路出现显著衰减。这是由于砂石路工况路面不平激励增大导致整车纵向行驶阻力增大。同时，砂石路工况下车体质心垂向位移与俯仰角的响应幅值与整体波动都显著高于铺面路工况。这是由于砂石路工况路面不平激励增大导致车辆垂向激励增大。

表 6 总结了两种工况下各动力学响应参量仿真结果的时域统计特征，其中均方根值均是去均值后的计算结果，其数值差异与上述曲线图的观测结果一致。平坦铺面路工况下，纵向速度平均值为 53.21 km/h，去除均值后的均方根值仅为 0.017 km/h，同时质心垂向位移峰-峰值仅为 0.012 m，俯仰角波动区间不足 0.3°。然而恶劣砂石路工况下，纵向速度平均值仅为 34.82 km/h，去除均值后的均方根值达 1.9 km/h，同时，垂向位移峰-峰值达 0.697 m，俯仰角产生了 17.04° 的跨度波动。上述结果证明了路面激励越大，履带车辆整车纵向行驶阻力和垂向激励越大的结论，同时验证了模型在长距离越野行驶仿真中的有效性。

表 5　铺面路和砂石路主要参数表

参数	铺面路	砂石路
w	2.229	2.213
G_0	534.3	17256.8

表 6　长距离越野行驶仿真动力学响应统计结果

动力学响应	铺面路	砂石路
纵向速度平均值/ [km/h]	53.21	34.82
纵向速度均方根值/ [km/h]	0.017	1.900
垂向位移峰-峰值/ [m]	0.012	0.697
垂向位移均方根值/ [m]	0.041	1.10
俯仰角峰-峰值 /[°]	0.3	17.04

4.4 视景仿真可视化结果

为了验证本文视景仿真架构的有效性，本节分别展示了铺面路、砂石路、斜坡路面和正弦路面下的履带车辆越野行驶姿态可视化视景仿真结果如图 19-图 22 所示。

铺面路工况下路面激励较小，图 19 中履带车辆行驶姿态平稳，t = 20 s 至 t = 32 s 时间内，整体呈现平滑的纵向位移。砂石路工况下地表状况复杂，显著的随机起伏导致车身产生剧烈的姿态变化，如图 20 中 t =18 s 时刻，车首表现出明显的上仰姿态；t = 20 s 时刻，由于两侧履带不同地形冲击，车辆发生显著偏航。

图 21 完整记录了车辆从水平路段接近（t = 14 s），车首抬升进入斜坡（t = 18 s），直至形成

倾斜角度与坡面平行的稳定爬升状态（$t = 22$ s 和 $t = 26$ s）的全过程动态。图 22 所示结果表明，随着路面高度呈正弦规律交替变化，在 $t = 20$ s 至 $t = 32$ s 时间内，车体产生了典型的周期性俯仰振荡，结果准确呈现了车辆在波峰、波谷及爬坡过渡段的姿态切换过程。

上述结果表明，本文构建的视景仿真结构能够根据不同越野地形的物理特征，复现履带车辆的多种运动姿态，包括平稳行驶、车首上仰、横向偏航等，证明了其在复杂越野工况下对车辆动力学响应进行直观复现的有效性。



图 19　铺面路履带车辆行驶姿态

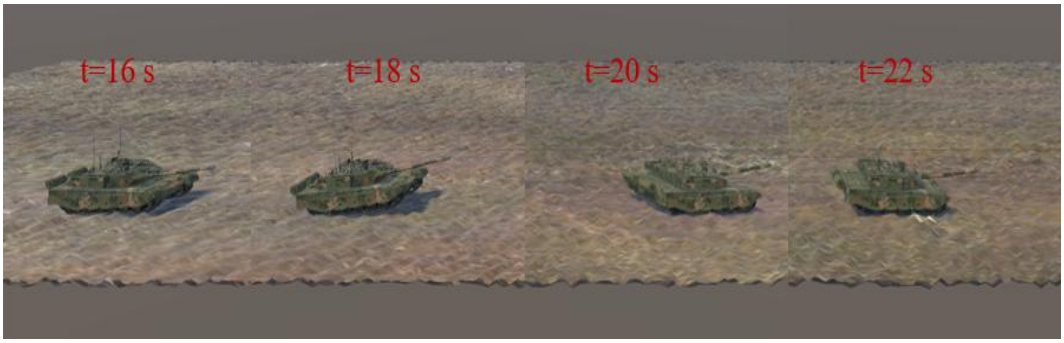


图 20　砂石路履带车辆行驶姿态

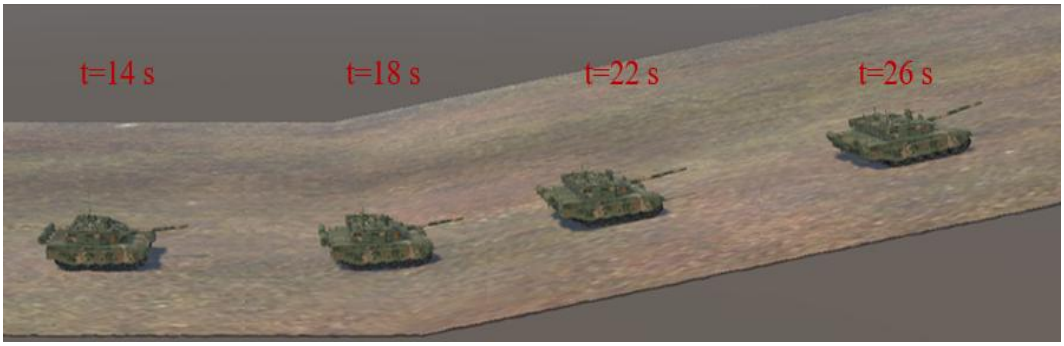


图 21　斜坡路面履带车辆行驶姿态

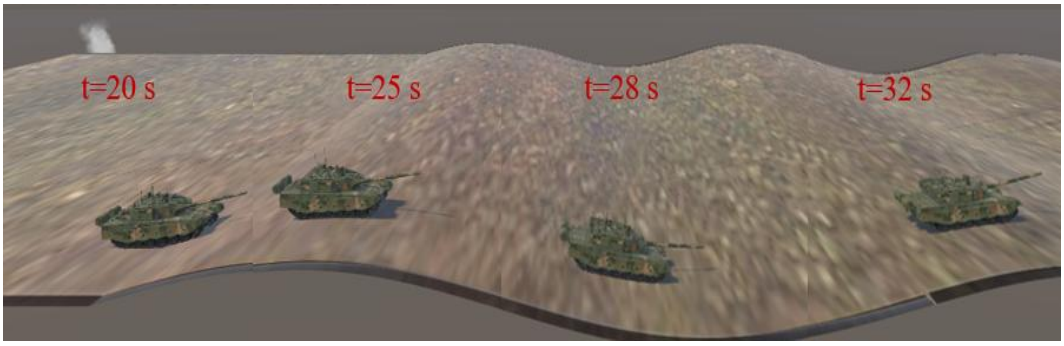


图 22　正弦路面履带车辆行驶姿态

5 结论

本文构建了一种面向履带车辆越野机动性能的视景仿真系统架构，集成了履带车辆越野行驶动态响应数据和基于 Unity 可视化引擎的虚拟越野环境，得到的结论如下：

（1）提出了履带-路面耦合作用模型，构建了越野机动性能仿真模型，减速带试验验证了模型的加速度仿真结果与实车试验结果的误差范围为 0.44% - 11.76%；相同硬件环境下本文模型在 C 级路面、斜坡路面和正弦路面仿真工况下相较于多体动力学软件 RecurDyn 计算效率提高了 46.7% - 93.7%。

（2）构建了履带车辆视景仿真系统，实现了越野环境和履带车辆的可视化，形成了运动驱动数据传输方法。

（3）在铺面路、砂石路等典型路面仿真结果表明，履带车辆视景仿真系统能够高效得到车辆越野行驶动态响应特性。

参考文献：

[1] 闫清东.坦克构造与设计(下册)[M].北京:北京理工大学出版社, 2007.
Yan Q D. Tank Construction and Design (Volume 2) (in Chinese)[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2007. (in Chinese)

[2] W.MERHOF. 履带车辆行驶力学[M]. 韩雪海, 刘侃, 译. 北京: 国防工业出版社, 1989.
W.MERHOF. Track Vehicle Dynamics [M]. Han Xuehai, Liu Kan, trans. Beijing: National Defence Industry Press, 1989.(in Chinese)

[3] 许永超. 基于软地面的履带车辆越野机动性研究[D]. 山东交通学院,2024.
Xu Yongchao. Research on Off-road Mobility of Tracked Vehicles Based on Soft Ground[D]. Shandong Jiaotong University, 2024. (in Chinese)

[4] 曾海洋. 越野轮胎沙石路面行驶性能仿真分析与试验评价研究[D]. 华南理工大学,2020.
Zeng Haiyang. Research on the Simulation Analysis and Experimental Evaluation of Off-Road Tyres on Sandy and Stony Roads [D]. South China University of Technology, 2020.(in Chinese)

[5] Y. Wang, J. Cao and A. Kashkynbayev, Multi-Agent Bifurcation Consendus-Based Multi-Layer UAVS Formation Keeping Control and Its Visual Simulation [J]. IEEE Transactions on Circuits and Systems, 2023, 70(8): 3221-3233.

[6] Ruyi Zhou, Wenhao Feng, Liang Ding, et al. MarsSim: A Hign-Fidelity Physical and Visual Simulation for Mars Rovers [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2023, 59(2): 1879-1892.

[7] Yong Zou, Yongze Liu, Zongbao Chen, et al. Data driven digital twin system for the cross-domain vehicle [J]. Ocean Engineering, 2024,311(1),0029-8018.

[8] 周云波,李宏才,闫清东. 虚拟现实在坦克机动性虚拟试验中的应用技术研究[J]. 系统仿真学报,2006,(201): 120-122+126.
Zhou Yunbo, Li Hongcai, Yan Qingdong. Research on Application Technology of Virtual Reality in Tank Maneuverability Virtual Test[J]. Journal of System Simulation, 2006, (201): 120-122+126.

[9] 孙冬,魏勇.视景仿真中履带车辆模拟[J].科学技术与工程,2013,13(32):9565-9568+9591.
Sun Dong, Wei Yong. Simulation of Tracked Vehicles in Scene Visual Simulation[J]. Science Technology and Engineering, 2013, 13(32): 9565-9568+9591.

[10] 李鹏. 基于 Unity3D 虚拟坦克运动可视化仿真研究[D]. 中北大学,2022.
Li Peng. Research on Visual Simulation of Virtual Tank Motion Based on Unity3D[D]. North University of China, 2022.

[11] 郭立威,王权,高克斌,等. 基于虚拟现实的装甲车辆运动仿真研究[J]. 计算机系统应用,2019,28(6): 221-227.
L. Guo, Q. Wang, K. Gao, et al., Research on Motion Simulation of Armored Vehicles Based on Virtual Reality, Computer Systems & Applications, vol. 28, no. 6, pp. 221-227, 2019.

[12] 谢学远, 林晨, 吴晗, 等. 基于虚拟行驶场景的特种车辆发动机运行特性联合仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2025, 37(8): 2163-2175.
Xie Xueyuan, Lin Chen, Wu Han, et al. Co-simulation Research on Engine Operating Characteristics of Special Vehicles Based on Virtual Driving Scenarios[J]. Journal of System Simulation, 2025, 37(8): 2163-2175.

[13] 毛飞鸿,杜甫,靳秉睿,等. 面向机动性能虚拟试验的混合动力履带车辆建模方法综述[J]. 兵工学报,2026,47(4): 224-243.
Mao Feihong, Du Fu, Jin Bingrui, et al. Review on Modeling Methods of Hybrid Power Tracked Vehicles for Virtual Maneuver Performance Test[J]. Acta Armamentarii, 2026, 47(4): 224-243.

[14] 郭智蔷,吴维,罗俊林. 基于能量损失的履带车辆换挡策略评价方法[J]. 北京理工大学学报,2025, 45(8): 771-779.
Guo Zhiqiang, Wu Wei, Luo Junlin. Evaluation Method of Tracked Vehicle Shift Strategy Based on Energy Loss[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2025, (8): 771-779.

[15] LI F, ZHANG Y, CHEN H, et al. Coupled module modelling approach and experimental validation of multi-wheeled vehicle dynamics in off-road conditions[J]. Vehicle System Dynamics, 2025: 1-21.

[16] D. Melanz, L. Fang, P. Jayakumar, D. Negrut, A comparison of numerical methods for solving multibody dynamics problems with frictional contact modeled via differential variational inequalities, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 320 (2017) 668–693.

[17] WANG P, RUI X, GU J, et al. Fast parametric modeling of visualized simulation and design for tracked vehicle system[J]. Advances in Engineering Software, 2025, 201: 103852.

[18] 吴锐,于会龙,董昊天,等. 履带式特种车辆精细化动力学建模与仿真[J]. 兵工学报,2024,45(5): 1384-1401.
Wu Rui, Yu Huilong, Dong Haotian, et al. Detailed dynamic modelling and simulation of tracked special vehicles [J]. Journal of Ordnance, 2024, 45(5): 1384-1401.(in Chinese)

[19] MAHALINGAM I, PADMANABHAN C. A novel alternate multibody model for the longitudinal and ride dynamics of a tracked vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59(11): 1667-1691.

[20] E. Pardo. P. A. Dowd, The roughness of martain topography: A metre-scale fractal analysis of six selected areas [J]. Icarus, 2022, 384: 1-14.

[21] 国家标准局. 车辆振动输入 路面平度表示方法: GB/T 7031-1986[S]. 北京: 中国标准出版社, 1986.

[22] State Bureau of Standards. Vehicle Vibration Input—Method for Reporting Road Surface Irregularity: GB/T 7031-1986[S]. Beijing: China Standards Press, 1986.

[23] GUO Z, LIU C, LUO J. Quantitative research on vehicle energy consumptions based on the longitudinal-vertical dynamics of the tracked vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024, 238(13): 3436-3447.

低重力环境高速车辆悬架系统参数匹配方法研究

赵艳辉，张钰，杜甫，李可天

（1. 中国北方车辆研究所，北京 100072；2.先进越野系统技术全国重点实验室，北京 100072）

摘　要：针对低重力高速行驶条件下轮地静态接触裕度降低、温度变化引起悬架阻尼漂移，导致传统连续接触假设和地面参数经验难以直接适用的问题，建立含轮胎单边法向力约束及电磁减振器温度耦合的四分之一车辆二自由度模型。基于接触相线性稳态响应，引入重力—激励强度参数μ_g，构建轮地首次分离频域判据，并结合局部敏感度、多温度鲁棒 Pareto 筛选、Adams/View 交叉验证和随机路面时域仿真开展参数匹配。结果表明：在本文基准参数和 Y_0=0.02 m 条件下，月球、火星和地球重力下理论首次分离频率比分别约为 0.79、4.99 和 6.97，Adams/View 对应结果为 0.74、4.50 和 7.50，相对偏差最大为 9.8%；月球工况下温度由−180 ℃升至 130 ℃时，首次分离频率比约由 0.839 降至 0.772；车身加速度对刚度比α最敏感，分离风险和悬架动行程对参考阻尼比ζ_0更敏感。研究可为月球等低重力环境高速车辆悬架参数初选、轮地分离风险边界评估及宽温域鲁棒设计提供理论依据，但分离后的腾空与再接触冲击仍需时域非光滑模型进一步校核。

关键词：低重力车辆；悬架单边约束；轮地分离；频域判据；参数匹配

Suspension Parameter Matching Method for High-Speed Vehicles in Low-Gravity Environments

ZHAO Yanhui, ZHANG Yu, DU Fu，LI Ketian

(1. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China；2. Chinese Scholartree Ridge State Key Laboratory，Beijing 100072，China)

Abstract: To address the challenges posed by reduced static wheel-ground contact margin under low-gravity high-speed conditions and suspension damping drift caused by temperature variations—making traditional assumptions of continuous contact and empirical ground parameter estimation less applicable—a quarter-vehicle two-degree-of-freedom model incorporating unilateral normal tire force constraints and electromagnetic damper thermal coupling was established. Based on the linear steady-state response of the contact phase, a gravity-excitation intensity parameter μ_g was introduced to formulate a frequency-domain criterion for predicting the first wheel-ground separation. Parameter matching was conducted using local sensitivity analysis, multi-temperature robust Pareto screening, Adams/View cross-validation, and time-domain simulations with random road profiles. Results show that, under the benchmark parameters and Y_0 = 0.02 m, the theoretical first-separation frequency ratios under lunar, Martian, and Earth gravities are approximately 0.79, 4.99, and 6.97, respectively, while corresponding Adams/View results are 0.74, 4.50, and 7.50, yielding a maximum relative deviation of 9.8%. When temperature increases from −180 °C to 130 °C under lunar conditions, the first-separation frequency ratio decreases from about 0.839 to 0.772. Vehicle body acceleration is most sensitive to stiffness ratio α, whereas separation risk and suspension dynamic travel are more sensitive to reference damping ratio ζ_0. This study provides a theoretical foundation for preliminary suspension parameter selection, assessment of wheel-ground separation risk boundaries, and robust design across wide temperature ranges for high-speed vehicles in low-gravity environments such as the Moon. However, further validation using

time-domain nonsmooth models remains necessary to account for post-separation airborne dynamics and re-contact impacts.

Key words: low-gravity vehicle; unilateral suspension constraint; wheel–ground separation; frequency-domain criterion; parameter matching

0 引言

月面车辆的高速越野能力是载人探月与星表基地长期运行的重要支撑。阿波罗计划月球车已在低重力、宽温域和非结构化月面环境中完成载人机动，Apollo 16 和 Apollo 17 任务中月球车分别达到约 17 km/h 和约 18 km/h[1]。面向后续月面活动，NASA 将月球地形车定位为扩展航天员活动范围和科学探测能力的关键装备[2]；我国载人月球探测工程登月阶段任务已启动实施，相关工程公告明确提出月面 1/6g 重力、高真空和大温差等环境约束，并对月面科学活动和移动作业提出工程适应性要求[3]。月面低重力、高真空、大温差和非结构化地形使车辆悬架设计面临不同于地面工况的约束。地面车辆悬架理论通常以轮地连续接触为前提，经验参数范围亦主要基于地球重力条件形成，难以直接用于低重力高速工况。本文所称“高速”是指车速提升导致垂向路面激励频率提高并增大轮地法向分离风险增加，不涉及纵向牵引、轮壤滑移、多轮相位差、俯仰侧倾或整车姿态稳定性。

低重力高速越野条件下，轮地接触/分离状态是开展悬架参数匹配的关键边界。与地面车辆相比，月面车辆的轮地法向载荷和轮胎静态压缩量显著降低；当路面输入幅值增大、输入频率接近轮端相关模态或车速提高时，有限的轮胎压缩裕度更易被消耗，轮地接触可能由连续状态转为间歇状态，并引发离地、再接触冲击、附着下降及操纵稳定性恶化。已有月球车悬架研究多沿用连续接触假设：管西强等[4]基于 1/6g 重力四分之一悬架联合仿真开展半主动悬架 PID 控制研究，孙多青[5]针对高速载人月球车主动悬架隔振系统提出自适应模糊容错控制方法，Rodríguez-Martínez 等[6]设计了面向高速星球车的机械混合悬架，均未将轮地分离纳入模型。Nguyen 等[7]将轮胎-路面接触状态纳入车辆振动分析，是少数考虑轮地分离的研究之一，但其模型基于地球重力，且未考虑月面大温差对悬架阻尼等参数的耦合影响，直接用于低重力宽温域工况仍存在局限。Brogliato[8]、Leine 和 Nijmeijer[9]建立的单边约束与非光滑机械系统理论为分离、碰撞和再接触等相间切换问题提供了分析基础，但尚未与月面低重力、大温差条件下的悬架参数匹配相结合。

轮地接触状态不仅影响平顺性，也是月球车运动稳定性的重要边界条件，但低重力环境下悬架参数对分离规律的作用机制仍缺少清晰描述。Rodríguez-Martínez 等[10]通过单轮试验发现，星球车速度超过 0.2 m/s 后牵引效率和挂钩牵引系数明显下降，柔性轮在 1 m/s 条件下表现出更好的低滑转性能，说明速度提升会显著改变轮地作用特性。Liu 等[11]针对月面不平地形上的载人月球车建立自适应接触面积轮地模型，并以离地时间和俯仰角变化表征稳定性，结果表明低重力高速越野更易引发轮地分离并加剧姿态失稳。曹剑飞等[12]面向载人月球车高速平稳移动提出分层控制与车轮腾空监测策略，指出低重力会放大高速行驶振动并增加车轮腾空风险；张云侠等[13]建立的全向月面路谱模型为相关分析提供了路面激励基础。翟广龙和黄铁球[14]、高大伟等[15]、汪步云等[16]分别从刚性车轮牵引性能、六轮摇臂悬架整车动力学和全地形移动机器人悬架构型等方面推进了星表车辆动力学研究；Bekker[17]以及 Iagnemma 和 Dubowsky[18]的地面力学与崎岖地形移动机器人理论则为轮地作用分析提供了经典基础。然而，现有研究多侧重时域仿真、构型设计或控制策略，对重力水平、路面幅值与悬架参数共同作用下的分离起始频率边界仍缺少解析化判据。

此外，地面车辆长期积累的质量比、刚度比和阻尼比等经验范围难以直接迁移至月球车。Sharp 和 Crolla[19]、Hrovat[20]对地面车辆悬架设计的系统综述，以及 Wong[21]、Jazar[22]总结的经典参数选取准则，均建立在地球重力及相应轮地作用条件下。近年来，研究者开始针对月球车开展参数优化，例如 Zhang 等[23]提出两阶段优化框架，先基于量纲分析和地球-月球相似准则确定初始参数范围，再利用代理模型与多目标进化算法求解。此类方法多面向特定车型和工况，且以数值优化为主，对刚

度比、阻尼比和质量比等基本无量纲参数的敏感度及其权衡规律揭示仍不充分，因而有必要建立面向低重力高速工况、具有明确物理含义的无量纲参数匹配方法。

综上，现有研究主要存在三方面不足：一是多数月球车悬架模型仍以连续接触为基本假设，对轮地分离与宽温域阻尼变化的耦合考虑不足；二是低重力、路面激励与悬架参数共同作用下的分离起始边界缺少可解析描述；三是地面经验参数及针对特定车型的数值优化结果通用性有限，难以直接指导低重力车辆的无量纲参数匹配。针对上述问题，本文建立耦合电磁减振器温度特性的轮胎单边约束四分之一悬架模型；基于接触相线性稳态响应构建频域轮地分离判据，分析重力水平、温度与悬架无量纲参数对分离边界的影响；进一步采用局部敏感度和网格化 Pareto 方法，在车身加速度、分离风险、悬架动行程与工程代价之间开展参数匹配，并结合 Adams/View 多体动力学和随机路面时域仿真进行交叉验证。研究旨在为低重力高速车辆悬架参数设计提供具有物理可解释性的分析方法。

1 低重力车辆悬架单边约束模型

本文围绕低重力高速车辆悬架参数匹配展开，整体研究思路如图 1 所示：第 1 节建立柔性单边接触模型和电磁减振器温度耦合关系，并完成无量纲化；第 2 节将温度相关阻尼比显式引入频率响应，构建分离边界与擦边局部标度，开展参数敏感度、多温度鲁棒 Pareto 匹配及随机分离事件率分析；第 3 节建立月面激励模型，分析不同重力与温度条件下的分离边界，并通过 Adams/View 和随机路面时域仿真进行交叉验证；最后总结方法适用范围及后续高保真验证需求。

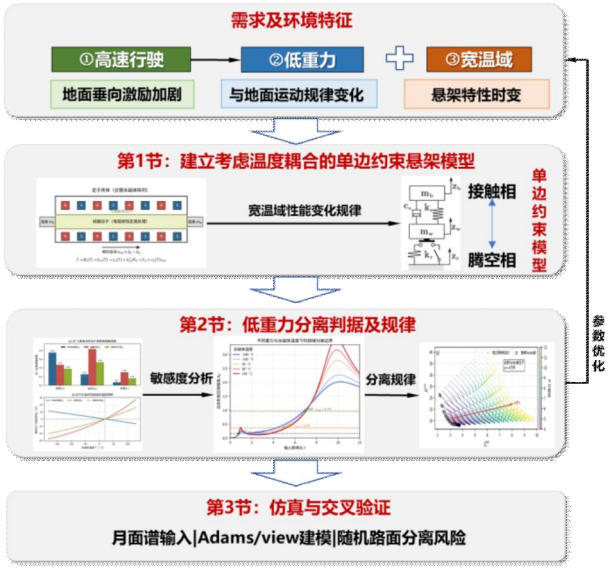


图 1　本文总体研究思路与章节结构

Fig.1　Overall research approach and organization of this paper

以下首先建立低重力车辆悬架单边约束模型。

1.1 坐标定义与接触条件

采用四分之一车辆二自由度模型描述车辆垂向振动。簧载质量和非簧载质量分别记为 m_b 和 m_w，悬架刚度与阻尼分别为 k_s 和 c_s，轮胎等效垂向刚度为 k_t，路面位移输入为 z_r。规定竖直向下为正方向，路面输入 z_r 与质量位移 z_b、z_w 采用相同正方向；z_b 和 z_w 分别表示相对于接触相静平衡位置的扰动位移。

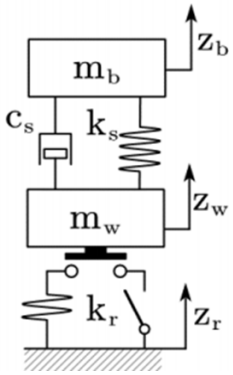


图 2　考虑轮地分离的四分之一悬架模型

Fig. 2　Quarter suspension model considering wheel-road separation

轮胎压缩量定义为

$$\delta = \delta_0 + z_w - z_r \tag{1}$$

式中δ_0为静态轮胎压缩量。当δ>0 时轮胎受压并保持接触；当δ=0 且$\dot{\delta} < 0$时，为分离事件，轨线横截进入非接触域；当δ<0 时为腾空；当$\delta = 0$且$\dot{\delta} > 0$时，轨线与分离流形相切，构成擦边条件。忽略轮胎接触阻尼，法向力采用仅受压的柔性本构。

$$N = k_t \left\langle \delta \right\rangle_+ = \max\left(k_t\delta, 0\right) \tag{2}$$

静态轮胎压缩量为

$$\delta_0 = \frac{\left(m_b + m_w\right) g_a}{k_t} \tag{3}$$

1.2 分段动力学方程

在接触相中，轮胎力参与非簧载质量动力学，扰动坐标下的方程为

$$m_b \ddot{z}_b = c_s\left(\dot{z}_w - \dot{z}_b\right) + k_s\left(z_w - z_b\right) \tag{4}$$

$$m_w \ddot{z}_w = k_t\left(z_r - z_w\right) - c_s\left(\dot{z}_w - \dot{z}_b\right) - k_s\left(z_w - z_b\right) \tag{5}$$

在非接触相中，轮胎刚度项退出作用。以接触相静平衡位置为参考时，非簧载质量方程为

$$m_w \ddot{z}_w + c_s\left(\dot{z}_w - \dot{z}_b\right) + k_s\left(z_w - z_b\right) = F_g = \left(m_b + m_w\right) g_a \tag{6}$$

式(6)中的$F_g = \left(m_b + m_w\right) g_a$为接触相静态轮载在非接触相中的释放项。该式与$z_b$、$z_w$相对接触相静平衡位置的扰动坐标一致。

1.3 电磁减振器阻尼系数的温度耦合特性

考虑到月面高低温交变（约-180~130℃）环境下，传统液压减振器存在工质黏度随温度剧烈变化、密封件低温脆化和高温渗漏等可靠性隐患，本文悬架阻尼元件采用无源电磁（EM）减振器：线圈动子相对于交替永磁体阵列运动，在气隙磁场中产生反电动势和回路电流，电磁力方向与相对速度相反。本文按题设将回路总电阻作为常数，不考虑铜线圈电阻随温度变化；温度只通过永磁体剩磁—气隙磁场—换能系数链路影响阻尼，结构连接和参数传递关系如图 3 所示。

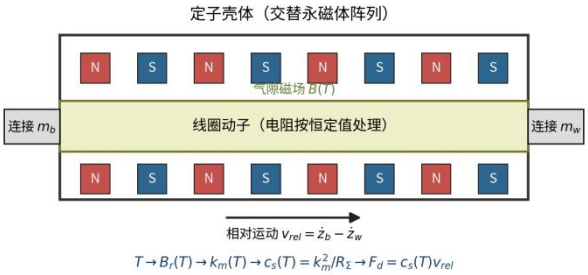


图 3　电磁减振器结构示意图

Fig. 3　Schematic of the electromagnetic (EM) damper and its working principle

设相对速度 $v_{rel}=\dot{z}_b-\dot{z}_w$，反电动势为 $\mathrm{E}=k_e(T)v_{rel}$；回路电流 $i=\dfrac{\mathrm{E}}{R_\Sigma}$，阻尼力 $F_d=k_f(T)i$，R_Σ 为按恒定值处理的线圈与外接回路总电阻。对理想互易换能器取 $k_e(T)=k_f(T)=k_m(T)$，则 $c_s(T)=\dfrac{k_m^2(T)}{R_\Sigma}$。当磁路几何、气隙和线圈有效长度不变时，$k_m(T)$ 近似与气隙磁感应强度成正比，而气隙磁场的一阶变化可由永磁体剩磁 $B_r(T)$ 表征。

$$B_r(T)=B_r(T_0)\left[1+\alpha_{Br}(T-T_0)\right] \tag{6}$$

式中 T_0 为参考温度（本文取 20℃），α_{Br} 为永磁体剩磁的可逆温度系数。文献报道烧结 NdFeB 的 α_{Br} 通常约为-0.09%~-0.13%/℃；本文取 α_{Br}=−0.12%/℃。在磁路工作点未进入不可逆退磁区的前提下，可取换能系数比值近似等于剩磁比值[28-30]。

$$\frac{k_m(T)}{k_m(T_0)}\approx\frac{B_r(T)}{B_r(T_0)} \tag{7}$$

由于 R_Σ 不随温度变化，温度相关阻尼系数及阻尼比均与剩磁平方成正比，并通过ζ(T)进入无量纲模型。

由此得到的温度相关阻尼系数 c_s(T)将通过 1.4 节定义的阻尼比 $\xi=\dfrac{c_s}{2m_b\omega_b}$ 进入本文的无量纲悬架模型，即

$$\begin{aligned} c_s(T)&=c_s(T_0)\left[\frac{B_r(T)}{B_r(T_0)}\right]^2\\ \xi(T)&=\xi(T_0)\left[\frac{B_r(T)}{B_r(T_0)}\right]^2 \end{aligned} \tag{8}$$

需要说明的是，可逆温度系数是特定材料牌号和标定温区内的平均斜率。Arnold N52 数据表给出的-0.12%/℃是在 20~60 ℃测得；相关实验研究在 25~120 ℃得到约-0.13%/K，而电涡流减振器研究还表明高温及不利退磁场可能引起不可逆磁性能损失[28-30]。因此，本文对-180~130 ℃采用线性 $B_r(T)$ 只是展示参数敏感方向的恒温外推，不应视为覆盖整个月面温区的材料认证结果；工程设计必须使用选定永磁体牌号在真空、热循环和实际退磁工作点下的实测 B-H 曲线。

按上式计算，阻尼比ζ常温时取 0.2；当 α_{Br}=-0.12%/℃时，-180 ℃的 B_r/B_{r0} 约为 1.240、ξ 约为 0.308，130 ℃的 B_r/B_{r0} 约为 0.868、ξ 约为 0.151。温度升高使剩磁和换能系数减小，进而使阻尼系数降低，图 4 同时给出 $B_r(T)/B_r(T_0)$ 与 ξ(T)，以显示两者的平方关系。

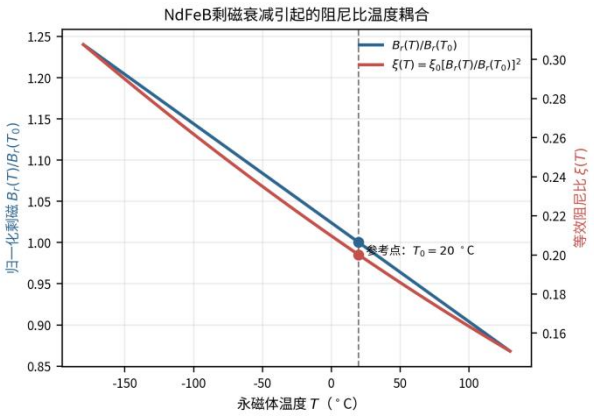


图 4　电磁减振器等效阻尼比随温度变化的理论曲线

Fig. 4　Theoretical variation of the equivalent damping ratio with temperature

该温度耦合关系表明，永磁体温度首先改变剩磁与气隙磁场，再通过换能系数的平方关系改变电磁减振器阻尼系数。第 2 节统一以 $\xi_T \equiv \xi(T)$ 代替常数阻尼比，并使温度进入分离判据、敏感度、Pareto 目标和 Rice 分离事件率；第 3.2 节再给出具体温区算例。

1.4 无量纲参数

引入以下无量纲参数

$$\alpha=\frac{k_t}{k_s},r=\frac{\Omega}{\omega_b},\xi=\frac{c_s}{2\sqrt{k_s m_b}},\varepsilon=\frac{m_b}{m_w}$$
$$Z_b=\frac{z_b}{Y_0},Z_w=\frac{z_w}{Y_0},Y=\frac{z_r}{Y_0},\tau=\omega_b t \tag{9}$$

其中ε为簧载质量与非簧载质量之比，α为轮胎刚度与悬架刚度之比，ξ_0为参考温度 T_0下的悬架阻尼比；运行温度下采用 $\xi(T)=\xi(T_0)\left[1+\alpha_{Br}(T-T_0)^2\right]$。$Y$为路面归一化位移，$\tau$为无量纲时间，$r$为激励频率比。后续式(11)-(28)中的$\xi$均应理解为$\xi_T$，只有设计变量和 20 ℃基准值写作$\xi_0$。

将(10)代入原方程，可得接触状态下的无量纲运动微分方程组

$$\begin{cases} Z_b''+2\xi(Z_b'-Z_w')+(Z_b-Z_w)=0 \\ Z_w''+2\varepsilon\xi(Z_w'-Z_b')+\varepsilon(Z_w-Z_b)+\varepsilon\alpha(Z_w-Y)=0 \end{cases} \tag{10}$$

在非接触状态下，簧载质量的微分方程将与式**错误!未找到引用源。**保持相同，而非簧载质量的运动方程将变为：

$$Z_w''+2\varepsilon\xi\left(Z_w'-Z_b'\right)+\varepsilon(Z_w-Z_b)-\varepsilon\alpha\mu_g=0 \tag{11}$$

接触相线性频响本身不显式含重力项；低重力通过静态轮胎压缩量和非接触相动力学影响分离边界。

2 悬架参数匹配与优化方法

2.1 轮地分离频域判据

由式(10)~式(12)，可通过无量纲方程求解接触相频率响应，并据此确定轮胎压缩量首次触及零法向力的频率边界；该边界之后，连续接触线性频响仅作为虚拟解，不再代表实际轮地接触状态。假设归一化路面输入为

$$Y(\tau)=\cos(r\tau) \tag{12}$$

采用复数形式 $Y=e^{ir\tau}$，并令 $z_b=H_b e^{ir\tau}$、$z_w=H_w e^{ir\tau}$。H_b、H_w 分别为给定温度下车身与车轮相对于路面幅值的复位移传递函数。

代入式(11)可得频域动态刚度方程

$$\begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & D_{22} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} H_b \\ H_w \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ \varepsilon\alpha \end{bmatrix} \tag{13}$$

其中：

$$D_{11}=1-r^2+i2\xi r \tag{14}$$

$$D_{12}=-\left(1+i2\xi r\right) \tag{15}$$

$$D_{21}=-\varepsilon\left(1+i2\xi r\right) \tag{16}$$

$$D_{22}=\varepsilon\left(1+\alpha\right)+i2\varepsilon\xi r-r^2 \tag{17}$$

所有阻尼项 $i2\xi r$ 均采用 $i2\xi_T r$ 。因此温度不改变质量、刚度和重力项，只沿 $B_r\left(T\right)\rightarrow\xi_T$ 链路改变动态刚度矩阵的复阻尼项。由式(14)~(18)可求得 $H_b\left(r,T\right)$ 和 $H_w\left(r,T\right)$ 。矩阵右端$\varepsilon\alpha$对应归一化路面位移经轮胎刚度输入轮端的等效激励；在 T=T$_0$ 时$\xi_T=\xi_0$，退化为原基准频响。

当动态刚度矩阵行列式非零时，给定 T 下的连续接触稳态响应唯一。温度相关轮胎动态压缩传递函数为 $H_\delta\left(r,T\right)=H_w\left(r,T\right)-1$；其幅值超过静态接触裕度时，虚拟连续接触解将触及零法向力。

定义非簧载质量相对于路面的无量纲动态相对位移幅值为

$$A_\delta\left(r,\alpha,\xi,\varepsilon\right)=\left|H_w\left(r\right)-1\right| \tag{18}$$

引入重力—激励强度参数

$$\mu_g=\frac{\delta_0}{Y_0}=\frac{\left(m_b+m_w\right)g_a}{k_tY_0} \tag{19}$$

在给定恒温 T 的接触相线性稳态响应假设下，连续接触判据为 $A_\delta\left(r,T\right)<\mu_g$；相应首次分离频率比定义为 $r_{sep}\left(T\right)=\inf\left\{r:A_\delta\left(r,T\right)\geq\mu_g\right\}$ 。

$$A_\delta\left(r,\alpha,\xi,\varepsilon\right)<\mu_g \tag{20}$$

当 A_δ(r,T)≥μ_g时，接触相线性解预测轮胎压缩量可能降至零。由于动态轮胎力幅值为 $k_yY_0A_\delta\left(r,T\right)$、静态轮载为 $N_0=\left(m_b+m_w\right)g_a$，该判据仍等价于经典 no-hop 条件，但温度会通过ξ_T移动 A_δ曲线和 r_{sep}(T)。

2.2 分离边界的擦边分岔特性及其与数值判据偏差的关系

2.1 节判据使用给定 T 下允许轮胎形式上产生拉力的虚拟连续接触解。首次达到 A_δ(r,T)=μ_g时，虚拟周期解在最低点与δ=0 相切；因此 r_{sep} 是温度相关函数 r_{sep}(T)。

固定温度 T，将接触相线性稳态响应在时域中写为（略去衰减项，仅保留稳态谐波分量）

$$\delta_{lin}\left(\tau:r\right)=\delta_0+Y_0A_\delta\left(r\right)\cos\left|r\tau+\varphi\left(r\right)\right| \tag{21}$$

式中 δ_{lin} 为给定 T 下的虚拟连续接触解，$\varphi\left(r,T\right)$ 为 H_δ(r,T)的相位。其最小值 $\delta_0-Y_0A_\delta\left(r,T\right)$ 在 A_δ(r,T)=μ_g时首次为零，故频域判据与虚拟解首次触及零电平等价。

$$\min_\tau\delta_{lin}\left(\tau;r_{sep}\right)=0,\left.\frac{\partial\delta_{lin}}{\partial\tau}\right|_{\tau^*,r_{sep}}=0 \tag{22}$$

式(23)只描述从全程接触到间歇接触的临界周期轨道：δ_{lin}在τ=τ*处与零电平相切，r_{sep} 为首次擦边参数；临界点之后的普通分离和再接触仍为横截事件。

固定 T 并设 $r=r_{sep}\left(T\right)+\Delta r$（ $\Delta r>0$ 为小参数），假设该最小值关于 r 的依赖是横截、非退化的，即

$$\frac{\partial}{\partial r}\left[\min_\tau\delta_{lin}\left(\tau;r\right)\right]\Big|_{r=r_{sep}}=-a\neq0 \tag{23}$$

该横截性假设是擦边分岔理论中的标准正则性条件。近期针对间隙碰撞和单边软约束系统的研究仍以轨道切向接触、零法向速度及参数延拓来识别擦边边界[24,25]。物理上，该条件对应 $A_\delta\left(r,T\right)$ 在

r_{sep}(T)处并非与μ_g相切，仅在孤立退化参数组合下失效。

$$\delta_{lin}(\tau;r)\approx -a\Delta r+\frac{1}{2}b\left(\tau-\tau^{*}\right)^{2},b:=\left.\frac{\partial^{2}\delta_{lin}}{\partial\tau^{2}}\right|_{\tau^{*},r_{sep}}>0 \tag{24}$$

令虚拟负压缩区间由$\delta_{lin}=0$的两个零点限定，则其无量纲宽度为

$$\Delta\tau_{sep}=2\sqrt{\frac{2a\Delta r}{b}}\propto\sqrt{\Delta r} \tag{25}$$

虚拟解在第二个零点处的相对速度幅值为

$$\left|\dot{\delta}\right|_{\tau_2}=\sqrt{2ab\Delta r}\propto\sqrt{\Delta r} \tag{26}$$

式(26)、(27)首先给出虚拟负压缩区间及虚拟零点速度的$\sqrt{\Delta r}$标度。分离区间内被虚拟模型错误保留的拉力为$O(\Delta r)$，区间宽度为$O\sqrt{\Delta r}$，其对速度累积的影响为高阶量；因此在非退化擦边附近，真实腾空持续时间与再接触速度具有相同的平方根主导标度，但这些式子不是一般深度分离工况的精确值。

若 r 单调向上穿越边界，且数值检测采用有限正的持续时间或幅值门限，则检测点相对于理想擦边点倾向于正向偏移；该结论依赖单调穿越、稳态和一致模型等前提，不能推广为所有工况必然正偏。

$$\Delta r_{\min}\approx\frac{b\Delta\tau_{\min}^{2}}{8a} \tag{27}$$

上述结论是 r_{sep} 附近的局部渐近结果；深度分离、长腾空和强再接触工况超出其适用范围。

2.3 悬架参数影响与敏感度

刚度比$\alpha=k_t/k_s$直接反映轮胎与悬架弹性尺度。参考阻尼比ξ_0是可设计参数，实际进入频响的是$\xi_T=\xi_0\left[1+\alpha_{Br}\left(T-T_0\right)\right]^2$；质量比$\varepsilon$同时改变非簧载惯性和静态轮载。因此$\alpha$、$\xi_0$和$\varepsilon$的设计敏感度必须与温度梯度及$\mu_g$共同解释。

改变α时固定ε=8.5、ξ_0=0.20 和 T=20 ℃；改变ξ_0时固定ε=8.5、α=10 和 T=20 ℃；改变ε时固定α=10、ξ_0=0.20 和 T=20 ℃。因此每一组结果只包含该变量自身以及ε对静态接触裕度μ_g的必要影响，表末另列−180、20 和 130 ℃三个环境点。

表 7　典型参数扰动下的首次分离频率

Tab. 1　First separation frequency ratios under typical parameter perturbations

变量	取值	r_{sep}
α	4.00	0.587
α	6.00	0.674
α	9.22	0.769
α	10.00	0.787
α	12.00	0.831
ξ_0	0.15	0.772
ξ_0	0.20	0.787
ξ_0	0.30	0.834
ξ_0	0.45	0.933
ξ_0	0.60	1.009
ε	4.00	0.797
ε	6.00	0.791
ε	8.50	0.787

ε	10.00	0.786
ε	12.00	0.784
T	-180 ℃ ξ_T=0.308）	0.839
T	20 ℃ ξ_T =0.200）	0.787
T	130 ℃ ξ_T =0.151）	0.772

表 1 显示，独立改变α时，α由 4 增至 12 使 r_{sep} 由 0.587 提高至 0.831；独立改变ξ_0时，ξ_0 由 0.15 增至 0.60 使 r_{sep} 由 0.772 提高至 1.009。固定α=10 后，ε由 4 增至 12 仅使 r_{sep} 由 0.797 缓慢降至 0.784，说明此前ε=4 时 r_{sep}=3.84 的结果来自α-ε联合变化，不能解释为ε的单独作用。温度升高仍通过ξ_T 降低使月球 r_{sep} 由 0.839 降至 0.772。

用于确定性频带图谱的车身加速度、分离风险和悬架动行程指标均写成温度相关形式 J_a(T)、J_f(T)、J_s(T)：

$$\begin{aligned} J_a &= \sqrt{\frac{1}{r_2-r_1}\int_{r_1}^{r_2}\left(r^2\,|\,H_b\,|\right)^2\,dr} \\ J_f &= \max_{r\in[r_1,r_2]}\frac{A_\delta(r)}{\mu_g} \\ J_s &= \sqrt{\frac{1}{r_2-r_1}\int_{r_1}^{r_2}\left|H_b-H_w\right|^2\,dr} \end{aligned} \tag{28}$$

式中 r_1=0.1、r_2=12，所有传递函数均使用ξ_T。J_a(T)和 J_s(T)是等权频率积分得到的频带综合放大指标，J_f(T)是温度相关最不利单频包络。

实际随机路面指标也应写成

$$\begin{aligned} &\sigma_a^2(T)\int\omega^4\left|H_b(\omega,T)\right|^2 S_{zr}(\omega)\,d\omega \\ &\sigma_s^2(T)\int\omega^4\left|H_b(\omega,T)-H_w(\omega,T)\right|^2 S_{zr}(\omega)\,d\omega \end{aligned} \tag{29}$$

在 T=T_0 处，目标函数 $p=\left[\varepsilon,\alpha,\xi_0\right]^T$ 的一阶泰勒展开：

$$J_k(p_0+\Delta p)=J_k(p_0)+\sum\frac{\partial J_k}{\partial p_i}\Delta p_i+O\left(\|\Delta p\|^2\right) \tag{30}$$

为避免设计变量量纲和尺度差异，仍采用归一化局部敏感度；温度是环境量，不采用依赖摄氏温标原点的 T/J 归一化，而另定义每升高 10 ℃引起的相对性能梯度。

$$\left|S_{ki}\right|=\left|\frac{p_{i0}}{J_{k0}}\frac{\partial J_k}{\partial p_i}\right|=\left|\frac{\partial\ln J_k}{\partial\ln p_i}\right| \tag{31}$$

表示第 i 个参数变化 1%时第 k 个指标近似变化的百分比。

实际计算中采用中心差分近似偏导数：

$$\left|S_{ki}\right|=\left|\frac{p_{i0}}{J_k(p_0)}\frac{\left[J_k(p_0+h_ie_i)-J_k(p_0-h_ie_i)\right]}{2h_i}\right| \tag{32}$$

其中 h_i=0.01p_{i0}，e_i 为第 i 个参数方向的单位向量。中心差分比单边差分具有更小的截断误差，可减弱非线性指标在基准点附近的数值偏置。

温度梯度在 T_0 处用中心差分计算，并定义为每升高 10 ℃时指标的相对变化百分数：

$$G_{kT}(10℃)=\left[\frac{10}{J_k(T_0)}\frac{\partial J_k}{\partial T}\right]_{T_0}\times100\% \tag{33}$$

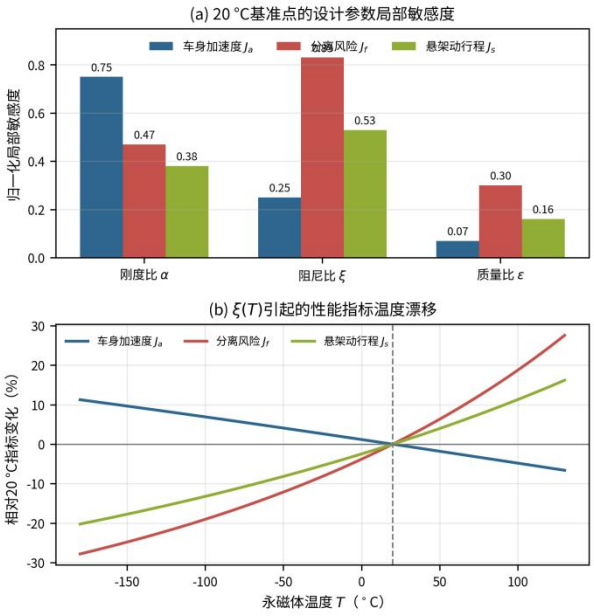


图 5 基准月球工况下局部敏感度排序

Fig. 5 Local sensitivity ranking under the standard lunar operating conditions

表 8 基准月球工况下局部敏感度

Tab. 2 Local sensitivity under the baseline lunar condition

指标	α	ξ_0	ε	主要敏感参数
车身加速度 J_a	0.75	0.25	0.07	α；温度−0.59%/10 ℃
分离风险 J_f	0.47	0.83	0.30	ξ_0，其次α；温度+1.98%/10 ℃
动行程 J_s	0.38	0.53	0.16	ξ_0，其次α；温度+1.27%/10 ℃

2.4 多目标参数匹配与 Pareto 前沿

设计向量统一写为 $p=[\varepsilon,\alpha,\xi_0]^T$，温度 T 不作为可控设计量，而作为环境场景通过$\xi_T$进入$J_a$、$J_f$和$J_s$。为避免只在 20 ℃优化造成热端性能失配，本文取Ω_T={−180,20,130 ℃}，对每个独立网格点分别计算三个恒温响应。

$$\min_p F(p)=\left[J_a(p),J_f(p),J_s(p),J_c(p)\right]^T,p=[\varepsilon,\alpha,\xi]^T \tag{34}$$

变量可行域为 $4\leqslant\alpha\leqslant12$、$0.15\leqslant\xi_0\leqslant0.60$、$4\leqslant\varepsilon\leqslant12$。温度鲁棒目标定义为 $J_k^{rob}(p)=\max_{T\in\Omega_T}J_k(p,T),k\in(a,f,s)$，且 $J_c=\dfrac{\varepsilon-4}{8}$。三个性能目标可由不同温度场景控制，因此该包络是保守设计准则，而不是单一温度下的一组同步响应。

2.5 平稳随机激励下的分离穿越率：Rice 公式解析预测

2.1 节的 $A_\delta(r,T)$ 判据用于温度相关分离起始边界，随机路面风险也必须采 $H_\delta(\omega,T)$ 用进行 PSD 加权。本节区分 Rice 向下穿越率 $v_{sep}(T)$ 与离地概率 $P_{off}(T)$，二者均随 ξ_T 变化。

在给定温度 T 的接触相线性假设下，动态轮胎压缩量可写为 $\delta(t,T)=\delta_0+\tilde{\delta}(t,T)$，其中零均值扰动分量的频响函数由 2.1 节 $H_w(\omega,T)$ 给出

$$H_\delta(jr):=H_w(r)-1 \tag{35}$$

若 $z_r(t)$ 为平稳高斯过程，其单边角频率谱为 $S_{zr}(\omega)$，则动态压缩扰动谱为式(37)。若输入以单

边循环空间频率 n（cycle/m）的谱 $G_z(n)$ 给出，车辆以速度 v 行驶时采用 $\omega = 2\pi v n$ 及 $S_{zr}(\omega) = \dfrac{G_z\left[\dfrac{\omega}{2\pi v}\right]}{2\pi v}$，该 Jacobian 用于保持方差不变。

$$S_\delta(\omega) = \left|H_\delta(j\omega)\right|^2 S_{zr}(\omega) \tag{36}$$

对应的温度相关零阶、二阶谱矩为 $\lambda_0(T)$ 和 $\lambda_2(T)$：

$$\lambda_n = \int_0^\infty \omega^n S_\delta(\omega)\, d\omega,\ n = 0, 2 \tag{37}$$

$\lambda_0(T)$ 为动态压缩量方差，$\lambda_2(T)$ 为其导数方差。对均值为 δ_0 的平稳高斯过程，向下穿越零电平的平均次数率由现代水平穿越理论中的 Rice 公式给出[26,27]。

$$v_0^- = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_0}} e^{\left(-\frac{\delta_0^2}{2\lambda_0}\right)} \tag{38}$$

式(39)给出分离事件发生率v_{sep}，而不是离地时间占比。

$$\beta := \frac{\delta_0}{\sqrt{\lambda_0}} = \frac{\delta_0}{\sigma_\delta} \tag{39}$$

可靠性指标 $\beta(T) = \delta_0 \big/ \sqrt{\lambda_0(T)}$ 越大，分离越稀疏；离地概率为 $P_{off}(T) = \Phi\left[-\beta(T)\right]$。温度通过 $H_\delta(\omega, T)$ 同时改变 λ_0、λ_2、v_{sep} 和 P_{off}。

进一步，利用速度 v 与激励频率的关系（3.1 节），可将式(39)换算为沿行驶方向的平均分离间距

$$L_{sep} = \frac{v}{v_0^-} \tag{40}$$

v_{sep} 与 L_{sep} 描述事件频度和平均事件间距；P_{off} 描述离地时间概率；J_{f} 描述最不利单频边界。Rice 公式适用于给定 T 下接触相近似线性、平稳、高斯且分离稀疏的工况[26,27]。多温度安全评估可进一步取 $v_{sep}^{rob} = \max_{T\in\Omega_T} v_{sep}(T)$ 和 $P_{off}^{rob} = \max_{T\in\Omega_T} P_{off}(T)$，但不得把事件率与离地时间占比混用。

3 高速车辆仿真分析与验证

3.1 月面激励建模

表 9　模型基本参数

Tab. 3 Basic Parameters of The Model

参数（符号）	数值	单位
簧载质量 m_{b}	170	kg
非簧载质量 m_{w}	20	kg
悬架刚度 k_{s}	9700	N/m
阻尼比 ξ	0.20	—
轮胎刚度 k_{t}	97000	N/m
路面幅值 Y_0	0.02	m
质量比 ε	8.50	—
刚度频率比 α	9.22	—

为建立车辆行驶速度与路面激励频率之间的对应关系，设路面沿行驶方向的空间起伏可以表示为

$$z_r(x) = Y_0 \sin\frac{2\pi x}{\lambda} \tag{41}$$

式中，λ为路面空间波长，m。当车辆以恒定速度 v（m/s）行驶时，有 $x = vt$，因此路面输入可改写为

$$z_t(t) = Y_0 \sin\frac{2\pi vt}{\lambda} \tag{42}$$

由此可得路面时间激励圆频率

$$\Omega = \frac{2\pi v}{\lambda} \tag{43}$$

相应的无量纲激励频率比为

$$r = \frac{\Omega}{\omega_b} = \frac{2\pi v}{\lambda\omega_b} \tag{44}$$

因此，车辆速度可由下式表示

$$v = \frac{r\lambda\omega_b}{2\pi} = 1.20r\lambda \tag{45}$$

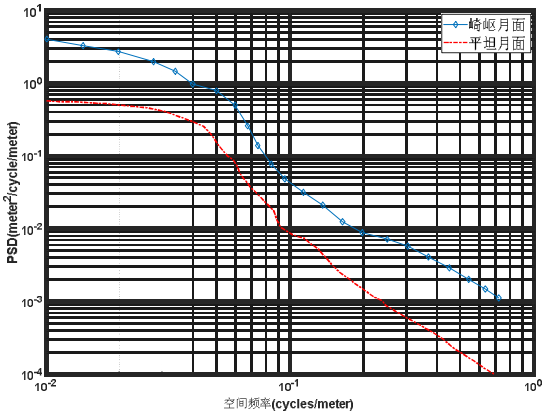


图 6　月面位移功率谱密度

Fig. 6 Lunar surface displacement power spectral density

图 6 横坐标为单边循环空间频率 n（cycle/m），纵坐标为空间位移功率谱密度 $G_z(n)$（m²/(cycle/m)）。

3.2 不同重力及温度条件下的分离边界

3.2.1 理论计算

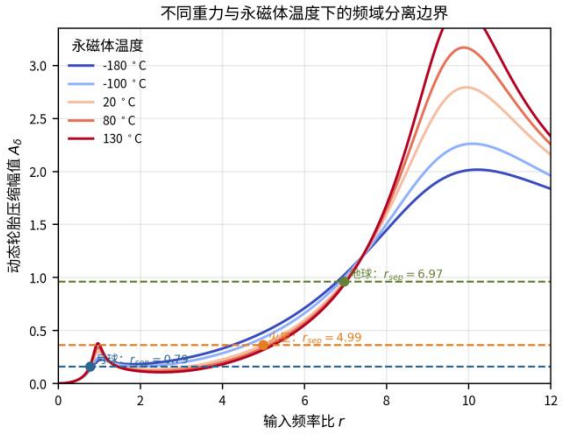


图 7　不同重力及永磁体温度条件下的频域分离边界

Fig. 7 Frequency-domain separation boundaries under different gravity levels and permanent-magnet temperatures

图 7 中基准设计采用α=10.00、ξ_0=0.20。月球、火星和地球工况的 μ_g 分别为 0.160、0.363 和 0.961；在 20 ℃连续接触解首次达到阈值的 r_{sep} 分别约为 0.79、4.99 和 6.97。重力改变静态接触裕度，温度则通过 ξ_T 改变接触相传递函数。

将基于永磁体剩磁的 $\xi(T)$ 代入分离边界，可得到图 8 所示恒温参数扫描。月球工况 r_{sep} 由-180 ℃时约 0.839 降至 130 ℃时约 0.772，20 ℃基准值约 0.787，整个示例温区的变化约 8.7%。该结果仅为 α_{Br}=-0.12%/℃且线性外推时的理论估计，不代表真实热循环中的瞬态热—磁—机耦合响应。

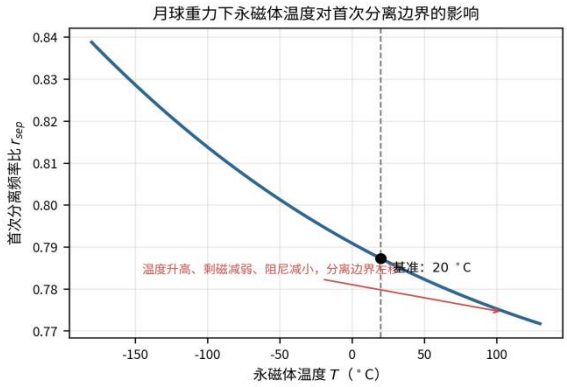


图 8　月球重力下永磁体恒温参数对首次分离频率比的影响

Fig. 8 Effect of constant permanent-magnet temperature on the first separation frequency ratio under lunar gravity

计算使用α步长 0.5、 ξ_0 步长 0.05、 ε 步长 0.5，共 2890 个相互独立的设计点；每点在-180、20 和 130 ℃分别计算 $J_a(T)$、$J_f(T)$、$J_s(T)$，再取最不利包络进行非支配筛选。

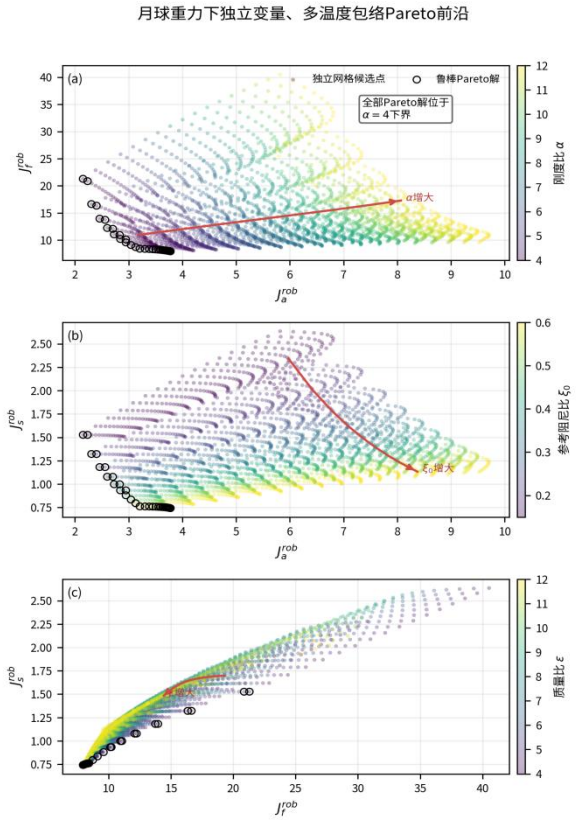


图 9　月球重力下独立变量、多温度包络 Pareto 前沿（彩色点为 2890 个候选点，黑圈为 Pareto 解，红线为单变量切片及增大方向）

Fig. 9 Multi-temperature robust Pareto front with independent variables: colored candidates, black Pareto circles,

and red one-variable sweeps

表 10　多温度鲁棒 Pareto 典型解及工程含义

Tab. 4 Representative multi-temperature robust Pareto solutions and engineering implications

方案	参数组合	J_a^{rob} / J_f^{rob} / J_s^{rob} / J_c	工程侧重
隔振	α=4.00; ξ_0=0.15; ε=4	2.15 / 21.29 / 1.53 / 0.00	成本
折中	α=4.00; ξ_0=0.35; ε=4	2.73 / 11.07 / 1.00 / 0.00	综合
接触	α=4.00; ξ_0=0.60; ε=12	3.78 / 7.94 / 0.74 / 1.00	行程
轻量	α=4.00; ξ_0=0.60; ε=4	3.21 / 8.42 / 0.76 / 0.00	阻尼

表 4 和图 9 采用α、ξ_0、ε、独立网格，并对−180、20 和 130 ℃三个恒温场景取最不利包络。2890 个候选点中筛得 32 个非支配解，且均位于α的下界。该结果表明，在当前目标体系和给定设计域内，较小α对应的性能组合占优，但这仅反映无量纲刚度比在当前约束下的边界最优，不能简单外推为某一物理刚度越大或越小越好。工程应用还需进一步加入承载、静挠度、限位和结构尺寸等约束。图 9 以彩色候选点展示α、ξ_0 和ε的独立变化，并以红线标示固定其余变量时的单变量方向。

3.2.2 多体动力学交叉验证

在 Adams/View 中建立与理论模型一致的二自由度垂向悬架模型如图 10 所示。表 3 基准参数对应ε=8.50、α=10.00、ξ=0.20 和 f_b=1.202 Hz。非簧载质量与路面之间采用仅受压 Contact 元件。

Adams/View 中接触力（Contact）一般形式为：

$$F = K\phi^{e} + C(\phi)\dot{\phi} \tag{46}$$

其中：F 为接触力，K 为法向刚度，ϕ为接触变形，e 为力指数，C 为接触阻尼。

为与柔性单边轮胎模型一致，取 K=97N/mm，e=1，C=0，并关闭摩擦。鉴于现有结果采用有限仿真时长和离散频率点扫描，后续仍需对静平衡初值、瞬态衰减、积分步长、仿真时长、频率二分精度及分离门限开展系统的收敛性检查。

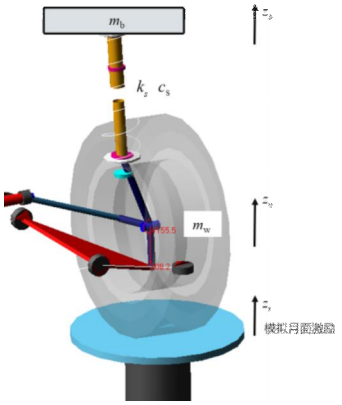


图 10　二自由度悬架

Fig. 10 2-DOF suspension model in Adams

理论临界值记为 r_{th}，Adams 离散扫描值记为 r_{Adams}，有符号相对偏差定义为 $e_r = \dfrac{(r_{Adams} - r_{th})}{r_{th}} \times 100\%$。正值表示检测点位于理论边界右侧，负值表示左侧。

表 11　Adams 数值交叉验证结果

Tab. 5 Adams numerical cross-validation results

环境工况	理论临界值 r_{th}	Adams 仿真临界值 r_{Adams}	相对误差 e_{r}
地球	6.97	7.50	+7.6%

火星	4.99	4.50	-9.8%
月球	0.79	0.74	-6.3%

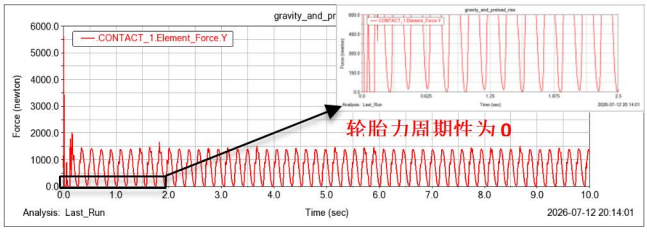


图 11　地球重力轮地分离时域曲线

Fig. 11 Time-domain wheel–ground separation under terrestrial gravity

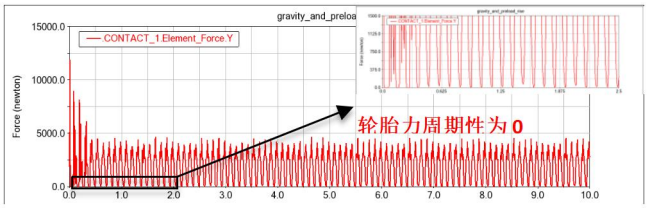


图 12 火星重力轮地分离时域曲线

Fig. 12 Time-domain wheel–ground separation under Martian gravity

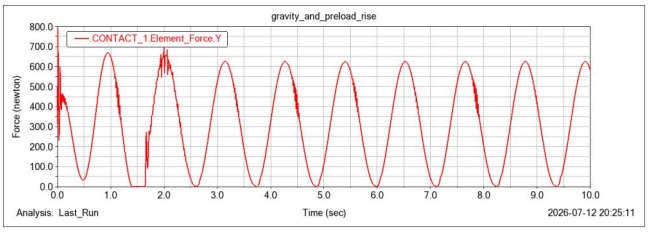


图 13　月球重力轮地分离时域曲线

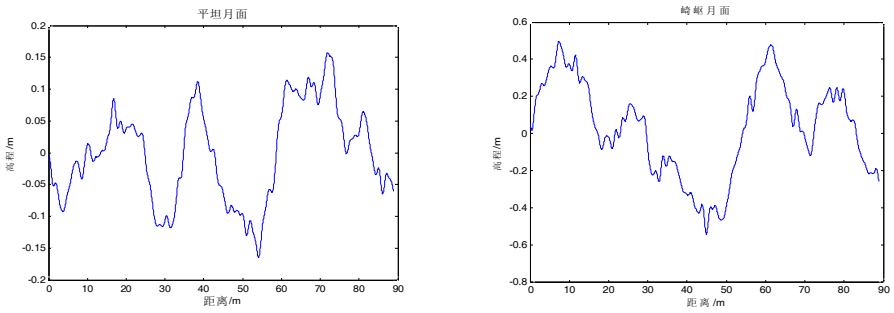
Fig. 13 Time-domain wheel–ground separation under lunar gravity

由表 5 和图 11~图 13 可知，地球、火星和月球工况下 Adams 离散扫描所得首次周期性零接触力频率比分别为 7.50、4.50 和 0.74；与理论临界值 6.97、4.99 和 0.79 相比，相对偏差分别为 7.6%、9.8%和 6.3%。说明 Adams 数值结果对频域判据具有交叉支持作用。

3.3 随机路面仿真分析

为进一步检验本文频域判据与参数匹配结果在非简谐、宽频带激励下的适用性，采用表 3 基准参数与 3.1 节所述月面位移功率谱密度模型生成随机路面时域样本，以 4.44 m/s（对应 16 km/h）附近的代表性车速作为基准工况，分别在月球、火星和地球重力下对四分之一悬架模型进行时域数值积分，考察以下三类响应指标：（1）簧载质量垂向加速度均方根值，表征乘坐平顺性；（2）轮胎法向力降为零的时间占比（离地概率），与本文频域分离判据 J_f进行交叉对照；（3）悬架动行程的均方根值与最大值，用于校核悬架动行程是否超过限位。

根据图 6 所示月面功率谱密度，采用谐波叠加法构造月面高程谱如图 14 所示。



（a）平坦月面　　（b）崎岖月面

图 14　月面高程谱

由表 6 可见，轮胎离地概率按地球、火星、月球的顺序依次增大，与图 7 所示低重力下分离风险上升的趋势一致。对于相同路面输入，月球重力下车身加速度和悬架动行程总体较小，但轮胎离地概率显著增加。因此，低重力工况下的悬架参数匹配不能仅以平顺性和动行程为目标，还应优先约束轮地分离风险。

表 12　不同重力环境/路面激励下的悬架响应

Tab. 6　Suspension responses under different gravity levels and road excitations

重力环境/g	路面类型	车身加速度均方根值 m/s²	法向力为零时间占比（离地概率） /%	动行程最均方根值 /mm	动行程绝对值最大值 /mm
地球/1g	平坦	1.176	0	18.5	54.0
	崎岖	3.502	0	54.4	156
火星/0.38g	平坦	1.181	0	18.7	54.0
	崎岖	3.412	18.4%	53.2	158.7
月球/0.16g	平坦	1.169	11.3%	18.5	44.6
	崎岖	2.242	44.6%	34.3	113

4 结论

（1）建立了含轮胎单边法向力约束的低重力车辆四分之一悬架模型，明确轮胎压缩量以及接触、分离和再接触条件，并给出接触相与非接触相的分段动力学方程。在此基础上建立电磁减振器温度相关阻尼模型，将月面宽温域环境对阻尼比的影响纳入统一无量纲方程，为分离规律分析和参数匹配提供模型基础。

（2）基于接触相线性稳态响应提出了频域分离判据 $A_\delta<\mu_g$，明晰了重力水平、路面激励和悬架无量纲参数对分离边界的影响规律。按本文基准参数，月球、火星和地球工况的静态压缩量分别约为 3.20、7.27 和 19.22 mm，对应μg 分别为 0.160、0.363 和 0.961，理论首次分离频率比分别约为 0.79、4.99 和 6.97，表明低重力以及较高轮胎刚度会显著压缩静态接触裕度。月球工况下，温度由−180 ℃升至 130 ℃时首次分离频率比约由 0.839 降至 0.772；局部敏感度结果显示，车身加速度对刚度比α最敏感，分离风险和悬架动行程对参考阻尼比ξ_0更敏感。该判据适用于分离起始边界预测，深度分离后的腾空时间、再接触速度和冲击载荷仍需时域非光滑分析。

（3）构造车身加速度 J_a、分离风险 J_f、悬架动行程 J_s 和工程成本代理 J_c 等目标，并采用多温度最不利包络进行网格化 Pareto 筛选。在当前月球重力、Y_0=0.02 m 及给定设计域内，2890 个候选点中获得 32 个非支配解，揭示隔振、轮地接触保持、悬架动行程与工程代价之间的显著权衡。非支配解集中于α下界仅代表当前目标体系和约束下的边界最优，工程设计仍需结合承载、静挠度、限位和结构尺寸等约束进行复核。

（4）Adams/View 交叉验证中，月球、火星和地球工况的首次周期性零接触力频率比分别为 0.74、4.50 和 7.50，与理论值 0.79、4.99 和 6.97 的相对偏差分别为 6.3%、9.8%和 7.6%，验证了频域判据

对临界频率量级及重力变化趋势的预测能力。进一步在 4.44 m/s（约 16 km/h）的随机路面时域仿真中，离地概率由地球、火星到月球依次增大，而月球工况的车身加速度和动行程总体较小，说明低重力悬架设计应在平顺性与行程约束之外重点控制轮地分离风险。

参考文献：

[1] WRIGHT M, JAQUES B, MOREA S. A Brief History of the Lunar Roving Vehicle[R/OL]. NASA Marshall Space Flight Center, 2002[2026-07-07]. https://www.apollojournals.org/alsj/MSFC-LRV.pdf.N

[2] ASA. Lunar Terrain Vehicle[EB/OL]. (2026-06-30)[2026-07-07]. https://www.nasa.gov/suits-and-rovers/lunar-terrain-vehicle/.

[3] 中国载人航天工程办公室. 关于征集载人月球探测工程月面科学载荷方案的公告[EB/OL]. (2023-07-17)[2026-07-07]. https://www.cnsa.gov.cn/n6758823/n6758838/c10076404/content.html.
China Manned Space Agency. Announcement on solicitation of lunar surface scientific payload proposals for the manned lunar exploration project[EB/OL]. (2023-07-17)[2026-07-07].

[4] 管西强, 章祖亮, 王卫军, 等. 月面环境下的载人月球车半主动悬架控制策略[J]. 上海航天（中英文）, 2025, 42(3):52-60.
GUAN Xiqiang, ZHANG Zuliang, WANG Weijun, et al. Semi-active suspension control strategy of manned lunar rover in lunar surface environment[J]. Aerospace Shanghai (Chinese & English), 2025, 42(3):52-60.

[5] 孙多青. 高速载人月球车主动悬架隔振系统的自适应模糊容错控制方法[J]. 空间控制技术与应用, 2025, 51(5):93-101.
SUN D Q. Adaptive fuzzy fault-tolerant control method for the active suspension vibration isolation system of a high-speed manned lunar rover[J]. Aerospace Control and Application, 2025, 51(5):93-101.

[6] RODRÍGUEZ-MARTÍNEZ D, UNO K, SAWA K, et al. Enabling faster locomotion of planetary rovers with a mechanically-hybrid suspension[EB/OL]. arXiv:2307.04494, 2023.

[7] NGUYEN D Q, MILANI S, MARZBANI H, et al. Vehicle ride analysis considering tyre-road separation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2022, 521:116674.

[8] BROGLIATO B. Nonsmooth Mechanics: Models, Dynamics and Control[M]. 3rd ed. Cham: Springer, 2016.

[9] LEINE R I, NIJMEIJER H. Dynamics and Bifurcations of Non-Smooth Mechanical Systems[M]. Berlin: Springer, 2004.

[10] RODRÍGUEZ-MARTÍNEZ D, BUSE F, VAN WINNENDAEL M, et al. The effects of increasing velocity on the tractive performance of planetary rovers[EB/OL]. arXiv:2306.02167, 2023.

[11] LIU Z, CHEN S, HU L, GAO H. Dynamics modeling and stability analysis of lunar crew vehicles on uneven terrain[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2026, 240(2):154-167.

[12] 曹剑飞, 梁常春, 王瑞, 等. 载人月球车稳定操控策略设计与优化[J]. 宇航学报, 2023, 44(9):1379-1391.
CAO Jianfei, LIANG Changchun, WANG Rui, et al. Design and optimization of stable control strategy for manned lunar rover[J]. Journal of Astronautics, 2023, 44(9):1379-1391.

[13] 张云侠, 王卫军, 管西强, 等. 载人月球车全向(全局)月面路谱模型研究[J]. 载人航天, 2024, 30(5):640-644.
ZHANG Yunxia, WANG Weijun, GUAN Xiqiang, et al. Study on omnidirectional (global) lunar surface road spectrum model of manned lunar rover[J]. Manned Spaceflight, 2024, 30(5):640-644.

[14] 翟广龙, 黄铁球. 星球车刚性车轮在混合地形上牵引性能研究[J]. 西北工业大学学报, 2020, 38(6):1240-1248.
ZHAI Guanglong, HUANG Tieqiu. Exploring tractive performance of planetary rover's rigid wheels on mixed terrain[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2020, 38(6):1240-1248

[15] 高大伟, 黄铁球, 邢琰. 六轮摇臂-悬架式星球车全动力学建模与分析[J]. 航天控制, 2021, 39(1):46-51.
GAO Dawei, HUANG Tieqiu, XING Yan. Complete dynamics modeling and analysis of 6-wheel rocker-bogie rover[J]. Aerospace Control, 2021, 39(1):46-51.

[16] 汪步云, 彭稳, 梁艺, 等. 全地形移动机器人悬架机构设计及特性分析[J]. 机械工程学报, 2022, 58(9):71-86. WANG Buyun, PENG Wen, LIANG Yi, et al. Characteristics analysis and optimization design of suspension mechanism of all-terrain mobile robot[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(9):71-86.
[17] BEKKER M G. Introduction to Terrain-Vehicle Systems[M]. Ann Arbor: University of Michigan Press, 1969.
[18] IAGNEMMA K, DUBOWSKY S. Mobile Robots in Rough Terrain[M]. Berlin: Springer, 2004.
[19] SHARP R S, CROLLA D A. Road vehicle suspension system design-a review[J]. Vehicle System Dynamics, 1987, 16(3):167-192.
[20] HROVAT D. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications[J]. Automatica, 1997, 33(10):1781-1817.
[21] WONG J Y. Theory of Ground Vehicles[M]. 4th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2008.
[22] JAZAR R N. Vehicle Dynamics: Theory and Application[M]. 3rd ed. Cham: Springer, 2017.
[23] ZHANG K, SHI J, WU J, ZHANG C, ZHANG Y. A bi-stage optimization framework for crewed lunar rover[J]. Acta Astronautica, 2026, 241:438-454.
[24] LYU X, GAO Q, LUO G. Dynamic characteristics of a mechanical impact oscillator with a clearance[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2020, 178:105605. doi:10.1016/j.ijmecsci.2020.105605.
[25] ZHANG Z, PÁEZ CHÁVEZ J, SIEBER J, LIU Y. Controlling grazing-induced multistability in a piecewise-smooth impacting system via the time-delayed feedback control[J]. Nonlinear Dynamics, 2022, 107:1595-1610. doi:10.1007/s11071-021-06511-2.
[26] MASOLIVER J, PALASSINI M. Counting of level crossings for inertial random processes: Generalization of the Rice formula[J]. Physical Review E, 2023, 107(2):024111. doi:10.1103/PhysRevE.107.024111.
[27] ZHAO Z, LU Z H, LI C Q, ZHAO Y G. Dynamic reliability analysis for non-stationary non-Gaussian response based on the bivariate vector translation process[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2021, 66:103143. doi:10.1016/j.probengmech.2021.103143.
[28] YANG Y, LI L, ZHANG H. Thermal demagnetization characteristics of NdFeB used in eddy current dampers[J]. IEEE Access, 2024, 12: 71304. doi:10.1109/ACCESS.2024.3402261.
[29] CALIN M D, HELEREA E. Temperature influence on magnetic characteristics of NdFeB permanent magnets[C]//2011 7th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering. Bucharest: IEEE, 2011: 1-6.
[30] CONSTANTINIDES S. Understanding and Using Reversible Temperature Coefficients[R/OL]. Arnold Magnetic Technologies, 2010[2026-07-15]. https://www.arnoldmagnetics.com/wp-content/uploads/2017/10/Understanding-and-Using-Reversible-Temperature-Coefficients-Constantinides-Magnetics-2010-psn-hi-res.pdf.

月球车金属车轮－模拟月壤作用特性试验研究

赵艳辉[1,2]，邹猛[3]，王东亮[1,2]，李可天[1,2]

（1.先进越野系统技术全国重点实验室，北京 100072；2.中国北方车辆研究所，北京 100072；
3.吉林大学生物与农业工程学院，长春 130025）

摘　要：围绕月球车金属车轮轮壤耦合作用特性，采用仿真与试验联合手段，系统开展纵滑、侧偏工况下轮壤接触六分力规律研究，分析车轮尺寸缩放比例对力学输出性能的影响。针对纵滑工况，探究垂直载荷、滑转率与外倾角对纵向力的作用规律，纵向力随垂直载荷、外倾角提升逐步衰减，力值波动同步加剧。针对侧偏工况，分析侧偏角、垂直载荷、外倾角对侧向力的影响机制，高载荷环境会抑制侧向力增长，该现象在大外倾角条件下更为突出。六分力演化曲线具备显著三角函数变化特征；车轮缩放比 1.0～1.1 区间仿真结果显示，车轮尺寸增大可明显提升纵向力与侧向力，增益效果在大侧偏角工况下更为突出，但会同步引起翻转力矩大幅上升。仿真数据与试验结果对比表明，六分力变化趋势高度吻合，整体误差控制在10%左右，仿真模型计算精度得到验证。所得结论可为月球车金属车轮动力学建模与结构性能优化提供理论支撑与试验数据依据。

关键词：月球车；金属车轮；模拟月壤；轮壤作用；六分力；滑转率；纵滑侧偏

Experimental Investigation on Interaction Characteristics between Lunar Rover Metal Wheels and Simulant Lunar Regolith

Zhao Yanhui[1,2,3]，Zou Meng[4]，Wang Dongliang[2,3]，Li Ketian[2,3]

(1. School of Mechanical Science & Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;
2. Chinese Scholartree Ridge State Key Laboratory, Beijing 100072, China;
3. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China;
4. College of Biological and Agricultural Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: The wheel-regolith interaction of metallic lunar rover wheels is systematically investigated via a combined simulation and experimental framework. Six-component contact force characteristics under longitudinal slip and sideslip conditions are analyzed, alongside the effect of wheel size scaling ratio on mechanical performance. For longitudinal slip cases, the correlations between longitudinal force and three control variables (vertical load, slip ratio, camber angle) are quantified. Longitudinal force decreases as camber angle and vertical load increase, with stronger force fluctuations observed simultaneously. For sideslip cases, the impacts of sideslip angle, vertical load and camber angle on lateral force are explored. Lateral force growth is restricted under high vertical loads, and this limitation is exacerbated at large camber angles. The evolution of six-component forces exhibits distinct trigonometric patterns. Simulations covering wheel scaling ratios from 1.0 to 1.1 show that larger wheel dimensions substantially enhance longitudinal and lateral forces; this improvement is more prominent at large sideslip angles, yet accompanied by a drastic rise in overturning moment. Comparative analysis of simulation and experimental data shows highly consistent six-component force trends, with

relative errors confined to approximately 10%, thereby validating the fidelity of the established simulation model. The outcomes offer theoretical guidance and experimental data support for dynamic modeling and performance optimization of metallic lunar rover wheels.
Keywords: Lunar rover; Metal wheel; Simulant lunar regolith; Wheel-regolith interaction; Six-component force; Slip ratio; Longitudinal slip and sideslip

0 引　言

月球探测工程整体可分为探月、登月与驻月三个发展阶段[1-2]。月球车是月面巡视探测的核心装备，其移动稳定性与环境适应性直接决定探测任务质量。月表遍布松软细密的粉状月壤，易引发车轮滑转、沉陷及牵引性能衰减，严重影响月球车行驶安全性与通过性[3]。因此，研发高牵引、高适配性的车轮结构，是月面巡视探测器优化设计的核心研究课题。

月球具有高真空、大温差、低重力、地表松散的极端环境特征，与地面工况差异显著[4]。在六分之一地球重力与疏松月壤地貌约束下，月球车需持续完成巡视探测、定点采样等复杂任务，对车轮综合移动性能提出严苛要求[5]。相较于成本高、周期长的实物试验，计算机仿真技术可高效复现月面极端环境，开展轮壤耦合运动学与动力学分析，是车轮结构优化、性能验证的高效经济手段[6-8]。

车轮是月球车与月壤力传递的关键部件，其力学特性直接影响整车行驶稳定性、操纵性与转向性能，轮胎六分力建模的理论研究一直受到学术界和工业界的广泛重视[10-15]。车轮行驶过程中产生的纵向力(F_x)、侧向力(F_y)、法向力(F_z)及翻转力矩(M_x)、滚动阻力矩(M_y)、回正力矩(M_z)构成车轮六分力体系，其与滑转率、滑移率、侧偏角的耦合关系，是揭示轮壤作用机理、解析车辆运动特性的核心依据，也是整车动力学建模与控制策略设计的重要基础[16-19]。

离散单元法（DEM）可精准表征松散月壤的颗粒接触与形变特性，是轮壤耦合机理研究的有效数值方法[20]。近年来，围绕星球车车轮-松散土相互作用的研究持续推进。例如，Zhu 等建立了低重力环境下柔性金属轮的 3D DEM-FEM 耦合模型，分析了低重力对牵引与转向性能的影响[21-22]；Shen 等提出了面向星球车通行性的轮－壤作用模型并开展地面验证[23]；Takehana 等通过单轮试验比较了不同黏聚性土壤中的月球车车轮性能[24]。这些工作为本文开展金属轮六分力数据库构建与试验验证提供了有益参考。

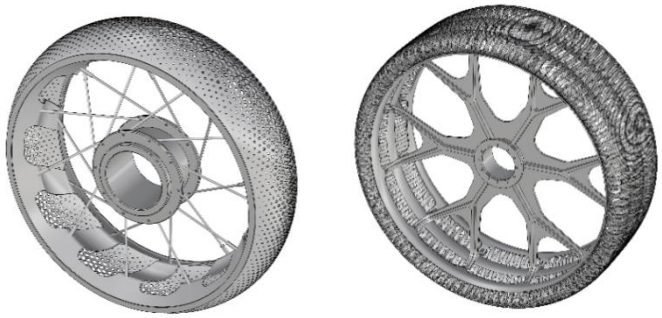
基于现有研究基础，本文中以金属车轮在模拟月壤上行驶过程中的车轮所受六分力关系研究为目标，开展多工况轮壤耦合试验与仿真研究。针对两种典型金属车轮构型，设计多组耦合行驶工况，系统分析滑转率、侧偏角等关键参数对车轮六分力特性的影响规律，对比揭示不同构型车轮的轮壤作用特征与性能差异。

本文创新点在于面向金属轮月壤行驶工况，构建了覆盖纵滑与侧偏耦合影响因素（滑转率、侧偏角、外倾角、载荷）的轮壤相互作用六分力数据库，并给出仿真对比验证，支撑后续整车动力学与控制策略参数化建模，并对两种金属轮构型开展对比研究，系统分析六分力随工况变量变化的规律，为金属轮结构设计取舍提供量化依据。

1 轮-壤作用六分力特性离散元仿真分析

1.1 车轮模型的建立

本研究中使用的两种车轮均采用 Solidworks 软件进行建模，如图 1 所示，其中图 1(a)所示为类筛网结构车轮，图 1(b)所示为多层弹性车轮，且两种车轮的车轮半径均为 350 mm，车轮宽度为 260 mm。并且，试验所用车轮根据图 1 所示模型制造，参数完全一致。



(a) 类筛网结构车轮　　(b) 多层弹性车轮

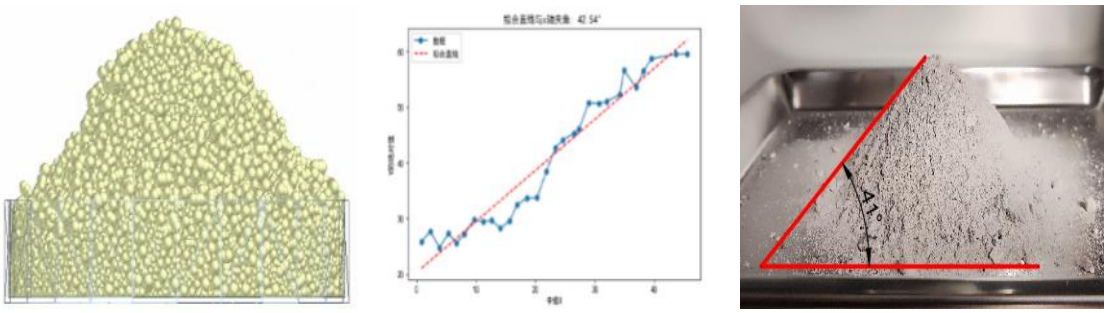
图 1　采用 Solidworks 建立的车轮模型

Fig. 1　Wheel model established by SolidWorks

1.2 离散元仿真

综合考虑本文研究对象（两种金属轮构型）与目标（六分力随滑转率、侧偏角、外倾角变化规律及数据库构建），采用 DEM 开展轮–壤相互作用仿真，并通过土槽试验对关键工况进行验证，可在保证可解释性的同时兼顾成本与效率。

对于自然状态的模拟月壤，颗粒间的黏结力相对较弱，比如范德华力，通常选用 JKR 模型进行模拟[25-26]，而颗粒堆积角取决于颗粒间的相互作用，因此颗粒间静摩擦系数、滚动摩擦系数、表面能为显著影响因素。根据拉丁超立方取样的原则，一般取因素个数的十倍为模型矩，模拟月壤堆积角计算过程如图 2 所示。



（a）堆积体形成　　（b）堆积角计算　　（c）试验堆积角

图 2　模拟月壤堆积数值模拟及堆积角计算

Fig. 2　Numerical simulation of lunar regolith accumulation and repose angle calculation

为获得模拟月壤在自然堆积状态下的宏观响应指标，本文采用堆积角作为 DEM 微观参数标定目标。试验中将一定质量的模拟月壤颗粒以恒定流量从固定高度自由落下，在水平基板上形成稳定圆锥/楔形堆积体；待颗粒停止滑动后，使用相机在与堆积体对称面尽量垂直的方向进行拍摄，并在画面中设置尺度标定物以消除比例不确定性。

对试验图像进行角度测量时，为降低透视误差：首先通过相机标定或基于尺度标定物进行平面单应性校正（当拍摄平面与光轴不完全垂直时），再提取堆积体边界线并采用直线拟合得到堆积边坡角。最终堆积角取左右边坡角的平均值，并给出重复试验的均值与标准差，以反映试验不确定性。

根据上述拉丁超立方取样法得到得试验方案分别进行堆积模拟，在自然状态下，模拟月壤的颗粒-颗粒接触静摩擦系数、滚动摩擦系数和表面能分别为 0.238224、0.607873、和 0.068236。经标定，离散元结果参数如表 1 所示。其中，泊松比ν_1、杨氏模量 E_2用于接触模型中的等效刚度计算，取值参考相关离散元建模文献的常用范围，恢复系数 e_1、静摩擦系数μ_1、滚动摩擦系数γ_1与 JKR 表面能难以直接测量，相关研究通常结合宏观试验对参数进行反演标定[27]。本文以堆积角为宏观标定目标，采用拉丁超立方采样构建参数组合并进行堆积模拟，通过最小化仿真堆积角与试验堆积角的差异来反演得到最优参数组。

表 1　离散元参数设定

Table 1 Parameter setting of discrete element method

参数	数值
颗粒半径 r/ mm	4
颗粒密度ρ_1 /(kg·m^{-3})	2800
模拟月壤泊松比ν_1	0.25
模拟月壤杨氏模量 E_1 / MPa	5000
金属弹性轮材料密度ρ_2 /(kg·m^{-3})	4430
金属弹性轮杨氏模量 E_2 / GPa	11.3
金属弹性轮泊松比ν_2	0.342
模拟月壤－模拟月壤恢复系数 e_1	0.5
模拟月壤－模拟月壤静摩擦系数μ_1	0.238
模拟月壤－模拟月壤滚动摩擦系数γ_1	0.068
模拟月壤－钢恢复系数 e_2	0.7
模拟月壤－钢静摩擦系数μ_2	0.39
模拟月壤－钢滚动摩擦系数γ_2	0.15
JKR 表面能 J	0.068236

仿真设置为 1g 重力环境。考虑到本文试验平台、传感器标定及模拟月壤整备均在地面条件下完成，故正文首先在 1g 条件下建立仿真-试验对照模型，用于识别典型工况下六分力随滑转率、侧偏角和外倾角的变化规律。需要说明的是，本文所得结论主要反映参数变化趋势与构型差异；对于绝对数值向 1/6g 月面环境的等效转化，仍需进一步结合低重力试验或 DEM-FEM 低重力耦合分析开展修正。为了消除土槽边界效应，将土槽尺寸设置为 8000mm×1100mm×400mm，大于车轮宽度，并使用静态颗粒工厂将模拟土槽填充满颗粒，如图 3 所示。表 2 所示为纵滑工和侧偏工况的具体仿真方案。

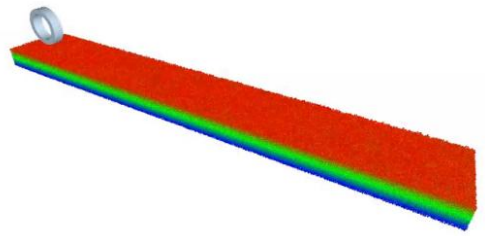


图 3　土槽及车轮位置

Fig. 3　Position of soil bin and wheels

表 2　纵滑工况和侧偏工况方案

Table 2　Schemes of longitudinal slip condition and cornering condition

试验因素	各因素水平
轮上载荷/N	400、500、600
车轮外倾角/(°)	-20°、-15°、0°、15°、20°
侧偏角/(°)	-12°、-8°、-4°、0°、4°、8°、12°
路面种类	模拟月壤
速度/(m·s^{-1})	1.5

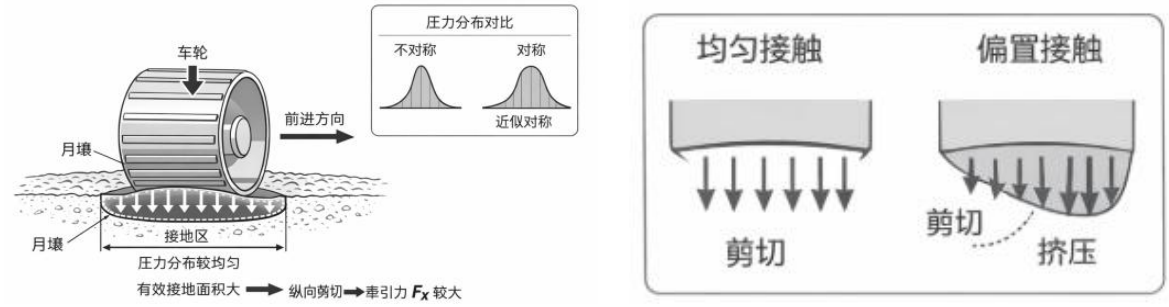
2 离散元仿真结果分析

本文六分力采用统一轮心坐标系与右手定则：x 轴沿车辆前进方向为正、y 轴指向车辆左侧为正、z 轴竖直向上为正。因此，F_x>0 表示驱动作用、F_x<0 表示拖曳阻力；F_y 的正负分别表示侧向力指向左/右（侧偏角取正方向改变则 F_y 符号随之反转）；各力矩正负表示绕相应轴的相反转动趋势。文中的“增大/减小”默认指代数值变化。

2.1 纵向力 Fx 的响应特性

在纵滑工况下，随着外倾角γ增大，车轮纵向力 F_x 整体呈减小趋势，外倾会导致车轮－土体接触由近似对称的“面接触”逐渐向轮缘侧偏置的“楔形接触”转变，接触压力分布明显非均匀，法向载荷更多集中在接触的一侧边缘，如图 4 所示。对于月壤而言，载荷集中会增强局部沉陷与剪切破坏，使有效承载区域缩小，车轮可用于产生牵引的有效接地面积降低，进而使接触区的切向抗剪能力下降，且外倾会增强车轮的侧向分量运动趋势，使接触区土体除纵向剪切外还需承受更显著的侧向挤压与推土效应，故纵向力随外倾角增大而减小。

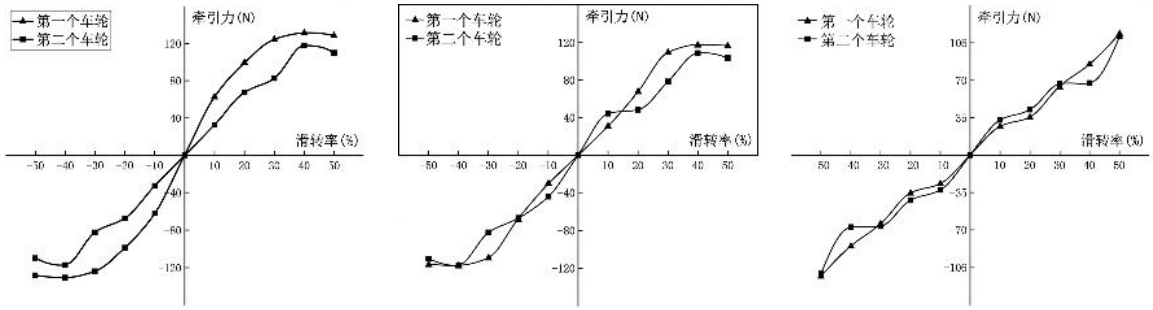
在 0° 外倾角下，两种车轮的纵向力表现相似，但在较高载荷条件下，第二种车轮的纵向力增幅明显更大，尤其在 20° 外倾角时，第二种车轮表现出更强的牵引能力。图 5 给出了两种车轮在不同外倾角下的车纵向力 F_x 的对比分析。在 0° 侧偏下，两个车轮的纵向力随着滑转率增大逐渐增加，表现相似。到 15° 侧偏时，第二个车轮的纵向力增幅略大于第一个车轮，表现出较好的牵引性能。在 20° 侧偏下，两个车轮的纵向力差距加大，第二个车轮的纵向力提升更为显著，尤其在较高滑转率下，表现出更强的牵引能力。



（a）土壤剪切变化　　（b）车轮接触形式变化

图 4　纵向力作用机理图

Fig. 4　Mechanism diagram of longitudinal force



(a)0° 侧偏　　(b) 15° 侧偏　　(c) 20° 侧偏

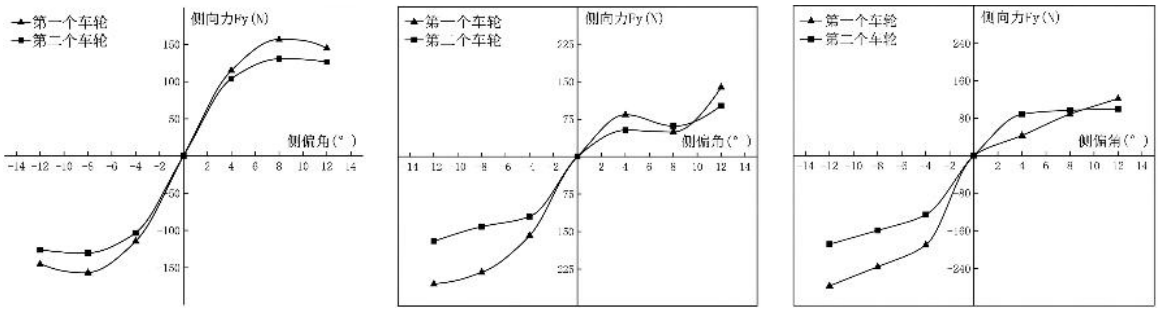
图 5　两种车轮在不同侧偏角下车轮滑转率－纵向力曲线

Fig. 5　Longitudinal force versus wheel slip ratio curves of two types of wheels under different slip angles

2.2 侧向力 Fy 的响应特性

两种车轮在 0° 外倾角下的侧向力增幅相似，但第二种车轮的侧向力在较大侧偏角和高载荷条件下表现更强。在 20° 外倾角下，第二种车轮的侧向力增加更为显著，显示出其在大外倾角和较大

侧偏角下的优势。图 6 给出了两种车轮在不同外倾角下车轮侧向力 F_y 对比分析。在 0° 外倾角下，两个车轮的侧向力随侧偏角增大而增加，但第二个车轮的侧向力增幅略大，尤其在较大的侧偏角下表现得更为明显。在 15° 外倾角下，第二个车轮的侧向力增幅依然优于第一个车轮，显示出在该外倾角条件下，第二个车轮具有更强的牵引能力。在 20° 外倾角下，第二个车轮的侧向力继续保持较高的增幅，尤其在高侧偏角时，侧向力增加更加显著。



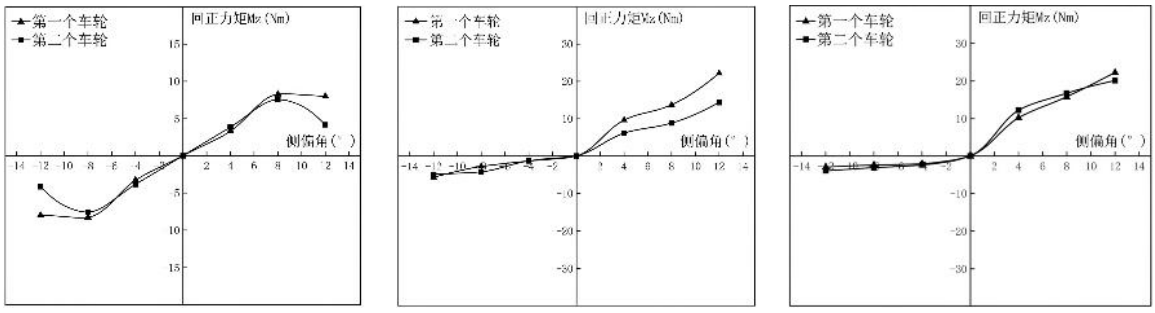
(a) 0° 外倾　　(b) 15° 外倾　　(c) 20° 外倾

图 6　两种车轮在不同外倾角下车轮侧偏角－侧向力曲线

Fig. 6　Lateral force versus slip angle curves of two types of wheels under different camber angles

2.3 回正力矩 Mz 的响应特性

两个车轮的回正力矩曲线趋势基本一致。回正力矩随着侧偏角的增大而增加，但在第二种车轮中，回正力矩的增幅更为明显，特别是在 20° 外倾角条件下，表现出更强的回正能力。图 7 给出了两种车轮在不同外倾角下的回正力矩对比分析。在 0° 外倾角下，两个车轮的回正力矩随侧偏角增大逐渐增加，且表现相似，但第二个车轮的回正力矩稍微增大，显示出较强的回正能力。随着外倾角增大，在 15° 外倾角下，第二个车轮的回正力矩增幅明显大于第一个车轮，表明第二个车轮在该条件下具有更强的回正力。在 20° 外倾角下，两个车轮的回正力矩均有所增加，第二个车轮在较大侧偏角条件下的回正力矩表现出更强的增幅，表明大外倾角下第二个车轮的回正力更为突出。



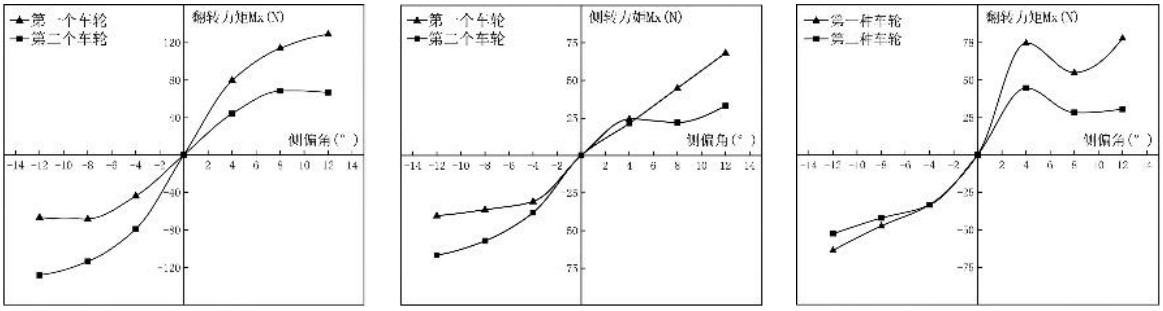
(a) 0° 外倾　　(b) 15° 外倾　　(c) 20° 外倾

图 7　两种车轮在不同外倾角下车轮侧偏角－回正力矩曲线

Fig. 7　Aligning moment versus slip angle curves of two wheels under different camber angles

2.4　翻转力矩 Mx 的响应特性

两个车轮的翻转力矩曲线趋势基本一致。第二种车轮在高载荷和大外倾角条件下，翻转力矩的增幅较大，尤其在 20° 外倾角时，翻转力矩显著增大。图 8 给出了两种车轮在不同外倾角下的翻转力矩对比分析。在 0° 外倾角下，第一个车轮的翻转力矩增幅最大，表明低外倾角下车轮的翻转力较强。随着外倾角增大，尤其在 15° 外倾角时，第二个车轮的翻转力矩增幅较大，显示出在该条件下第二个车轮具有更强的翻转力。在 20° 外倾角下，第二个车轮的翻转力矩增幅更加明显，提高了 53.4%，特别在较大侧偏角条件下，表现出更强的翻转力。



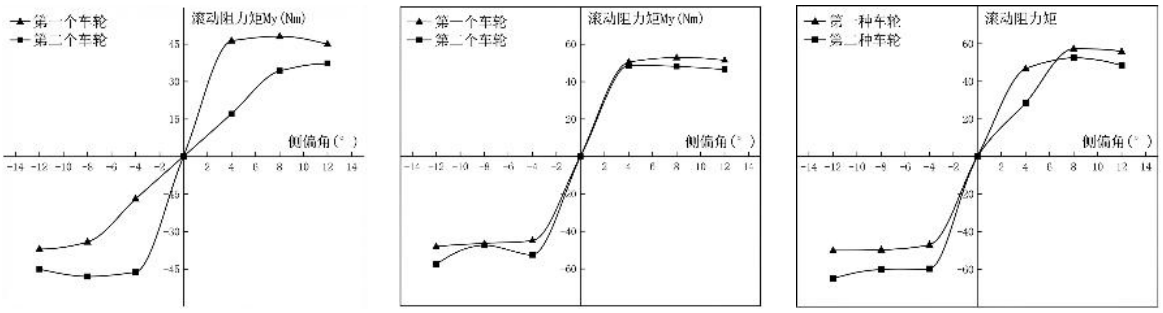
(a) 0°外倾　　(b) 15°外倾　　(c) 20°外倾

图 8　两种车轮在不同外倾角下车轮侧偏角－翻转力矩曲线

Fig. 8　Overturning moment versus slip angle curves of two wheels with different camber angles

2.5 滚动阻力矩 My 的响应特性

两个车轮的滚动阻力矩曲线趋势基本一致。两种车轮的滚动阻力矩在不同载荷和外倾角条件下均有所增大，但第二种车轮的滚动阻力矩增长更为明显，尤其在高载荷和大外倾角条件下。图 9 给出了两种车轮在不同外倾角下的侧向力对比分析。在 0°外倾角下，第二个车轮的侧向力增幅大于第一个车轮，显示出其在该条件下更强的侧向力。随着外倾角的增大，在 15°外倾角下，第二个车轮的侧向力依然比第一个车轮更强，尤其在较大侧偏角时，第二个车轮表现出更显著的侧向力提升，提高了 103.25%。在 20°外倾角下，第二个车轮的侧向力增幅依旧明显，尤其在高侧偏角条件下，表现出更强的侧向力，表明第二个车轮在不同外倾角条件下均表现出更强的侧向力。



(a) 0°外倾　　(b) 15°外倾　　(c) 20°外倾

图 9　两种车轮在不同外倾角下车轮侧偏角－滚动阻力矩曲线

Fig. 9　Rolling resistance moment versus slip angle curves of two wheels with different camber angles

两种金属车轮在相同工况下的仿真结果表明，金属车轮在相同条件下具有相似的六分力特征，且六分力数据具有比较明显的三角函数数据特征。

3 轮-壤作用六分力特性土槽试验验证

3.1 土槽试验方案设计

3.1.1 参数标定

轮壤作用土槽试验台主要由土槽、整备台车、被试轮台架、试验台车、测控系统五部分组成。直线型土槽试验系统主要技术参数如表 3 所示。.

表 3　轮壤土槽试验台主要技术参数

Table 3　Main technical parameters of wheel-soil interaction soil bin test bed

参数	数值
土槽尺寸/mm	24000×1320×600（长×宽×高）
被试轮直径/mm	500~1200

被试轮宽度/mm	100~300
有效深度/mm	450
行驶速度/($km \cdot h^{-1}$)	0~20
加载能力/N	0~2000
侧偏角/（°）	-90°～90°
最大纵向力/N	2500
最大扭矩/(N·m)	1500
最大转速/(r·m^{-1})	150
滑转率	0~90%

被试轮台架与车辆 1/4 悬架类似，悬臂组件为双叉臂结构，通过法兰盘与被试轮连接，保证被试轮沿法向（上下）运动，从而能够更好反应车轮与地面作用关系。此外，根据试验载荷要求，通过增加配重组件砝码，实现对被试车轮的加载，配重组件砝码为定额重量砝码，可根据需要选择不同重量砝码的配合，实现逐级调整。

试验车轮整体材料为弹簧钢，与前面仿真中的车轮保持材料参数一致，且使用的车轮模型和仿真中的车轮模型结构保持一致。

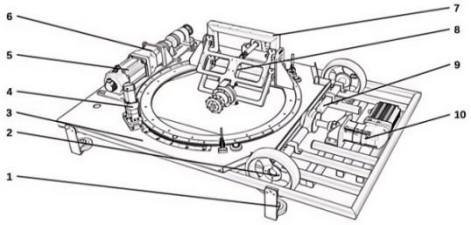
图 10 为试验台车结构方案示意图，被试车轮由伺服电机经减速器、链条、万向节传动轴获得驱动扭矩。可通过控制伺服电机实现对被试车轮的转速控制。滑台轮也由滑台轮伺服电机经差速器、后桥总成获得驱动扭矩，牵引试验台车沿导轨水平运动。同样，可以控制滑台轮伺服电机实现对试验台车水平速度的控制。

因此，通过控制试验台车沿轨道速度 v_0 和被试轮理论速度 $v_1=\omega r$，实现不同滑转率（滑移率），理论上：

当 $v_1=v_0$ 时，台车和被试轮系统之间不受力；

当 $v_1>v_0$ 时，台车施加纵向力，对车轮相当于制动力，因此采用滑移率描述，为 $s=(v_1-v_0)/v_1$；

当 $v_1<v_0$ 时，台车拖着被试轮前进，对车轮相当于驱动力，采用滑转率描述，为 $\lambda=(v_0-v_1)/v_0$。



1.台车辅助轮 2.滑台轮 3.台车底盘 4.回转框架驱动电机 5.被试轮驱动电机 6.减速器 7.链传动组件 8.万向节传动轴 9.后桥总成 10.滑台轮伺服电机

图 10　试验台车结构方案示意图

Fig. 10　Schematic diagram of test trolley structure scheme

为了满足被试轮不同侧偏角度α的试验要求，采用转盘形式调整被试轮与前进方向角度，回转框架在驱动电机的驱动下，调整车轮转角至一定角度，侧偏角调整分别为α=0°、α=20°、α=45°。

为了满足被试轮不同侧倾角度γ的试验要求，改变台架倾角从而调整被试轮与地面角度，侧倾角的调整分别为γ=－10°、γ=10°、γ=0°。

整备台在控制器的控制下可以沿土槽导轨前进后退往复运动，完成土壤整备工作。整备台车主要是对试验过后压实的土壤进行翻松，确保每次试验路面的一致性。整备台车由整备小车护栏框架、驱动装配体、钉齿耙连接板、钉齿耙、整备台车缓冲支架、整备小车驱动控制箱组成。钉齿耙通过连接板安装在整备小车护栏框架的前部，嵌入到土壤中来翻松并刮平土壤。其中，试验路面的松软程度可用通过调整钉齿耙的安装高度来实现。

试验中的六分力由标准轮心六维力/力矩传感器测量，传感器安装于被试轮法兰与悬臂组件之间，使传感器坐标系与轮心坐标系同轴，并通过专用连接法兰保证传力路径单一。本文对稳态段均值的测量不确定度考虑传感器精度，并使用重复性评估：对每个工况重复 3 次，取均值作为报告值，误

差在 5%~10%，该误差水平与后续仿真—试验对比中约 10%左右的总体偏差量级一致。

3.1.2 试验方案设计

在车辆动力学研究中，纵滑工况和侧偏工况的试验是评估轮胎力学特性的核心手段，其目的主要围绕轮胎与路面的相互作用机制展开。因此本节针对上述两个工况开展轮壤土槽试验，试验方案如表 4 所示。

表 4　轮壤土槽试验方案

Table 4　Wheel-soil interaction soil bin test schemes

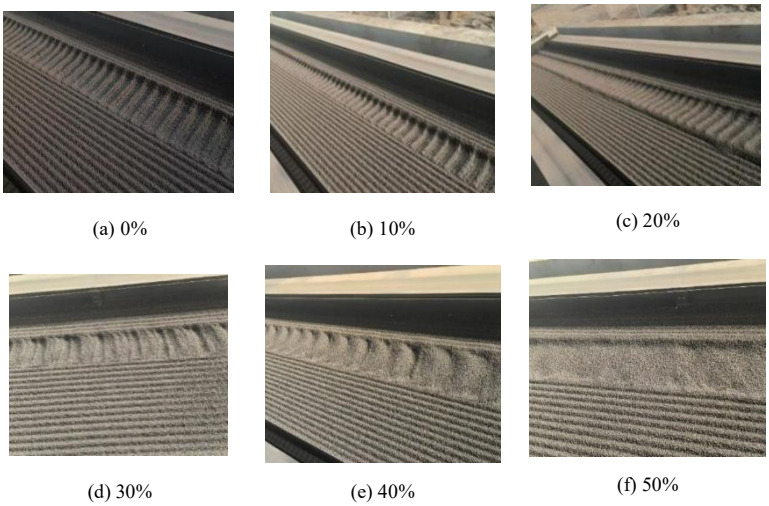
编号	滑转率 s/(%)	侧偏角α/（°）	外倾角γ/°	载荷/N
1	0,5,10,20,30,40,50	0	0	600
2	0,5,10,20,30,40,50	0	15	600
3	0,5,10,20,30,40,50	0	20	600
4	0	-12,-8,-4,0,4,8,12	0	600
5	0	-12,-8,-4,0,4,8,12	15	600
6	0	-12,-8,-4,0,4,8,12	20	600

3.2 结果分析

3.2.1 纵滑工况试验结果分析

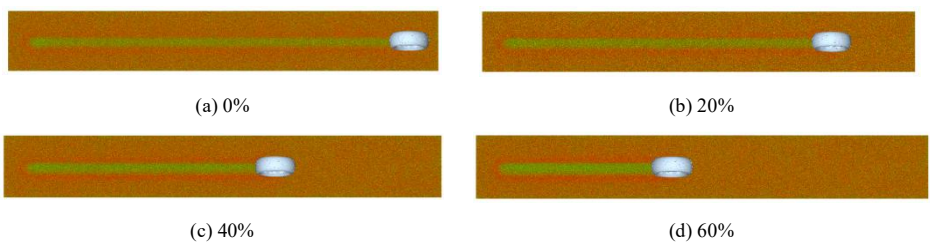
在载人月球车在斜坡或转弯行驶时，车轮往往伴随一定程度的倾斜，容易产生侧向滑移，甚至失去对月球车的控制，从而对车辆的行驶平顺性、操作稳定性和轮胎的磨损产生重要的影响。

在研究滑转率对车轮牵引性能的影响时，试验条件设定如下轮上载荷 W 为 600N，行驶速度 v 为 1 m/s，滑转率分别为 0%、10%、20%、30%、40%、50%。图 11 为试验和仿真中不同滑转率工况下路面车辙和土壤的破坏情况。由图可知，随着车轮滑转率的增加，车轮车辙越来越模糊，滑转率 50%时车辙痕迹已经被破坏。分析原因随着车轮滑转的增加，轮胎与路面的相互剪切效应不断增强，土壤的剪切破坏形式从局部剪切破坏往整体破坏方向发展，导致车辙越模糊，滑转率增大到一定程度（40%~50%）时，大量的土壤开始从轮胎下方扒出，车辙痕迹完全被掩盖。



(a) 0%　(b) 10%　(c) 20%

(d) 30%　(e) 40%　(f) 50%



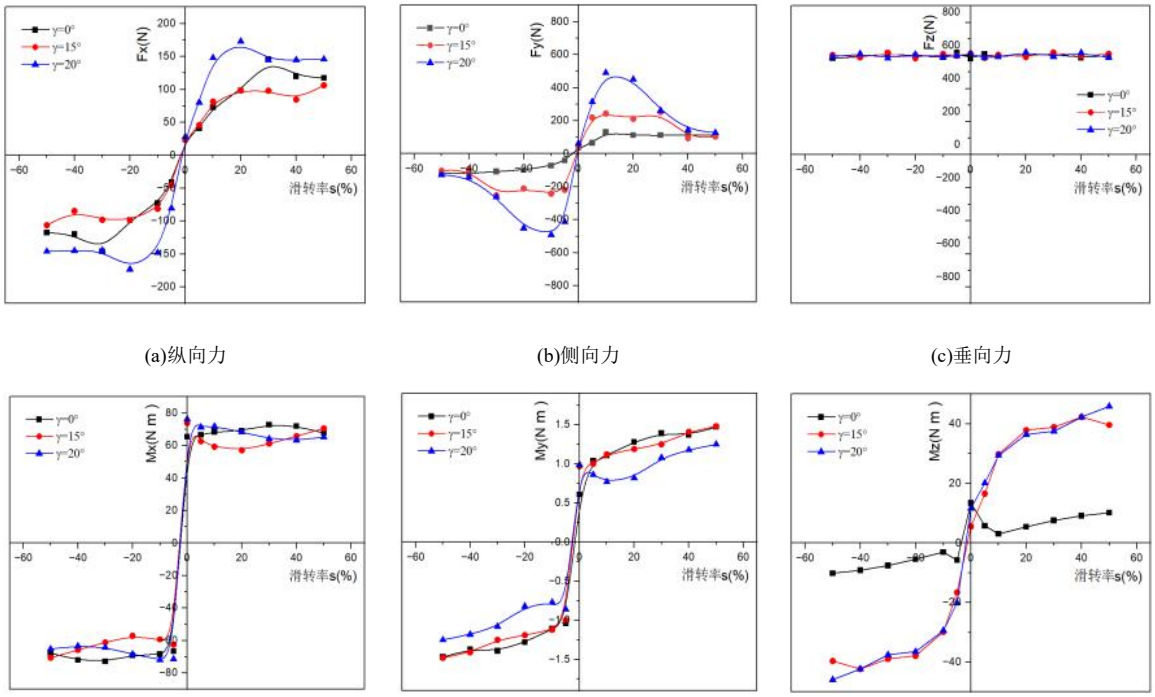
(a) 0%　(b) 20%

(c) 40%　(d) 60%

图 11　不同滑转率下的车辙试验与仿真对比

Fig. 11　Comparison between rutting test and simulation under different slip ratios

图 12(a)为不同侧倾工况下车轮纵向力随滑转率的变化曲线，可见，当滑转率≤20%时车轮的纵向力随着滑转率的增大而增大，滑转率继续增大时，车轮纵向力有减小的趋势，此外，可以看出不同侧倾工况下数值变化趋势也基本一致。当滑转率≤20%时中，不同侧倾角下的纵向力值虽有差异，但差别不大，说明低滑转率是侧倾角对轮胎纵向力的影响是较小的；图 12(b)为不同侧倾工况下侧向力随滑转率的变化曲线，侧向力随滑转率的变化趋势与纵向力数据变化趋势基本一致，当外倾角增大，侧向力值增大，因为外倾角越大，轮胎的侧向运动增强，从而导致侧向力增大；图 12(c)为不同侧倾工况下垂向力的变化曲线，可以看出，垂向力不随滑转率的变化而变化，且不同侧倾工况下垂向力数值非常接近，说明试验的稳定性较高，数据波动性较小；图 12(d)为不同侧倾工况下翻转力矩随滑转率的变化曲线，可以看出，随滑转率增大，翻倾力矩增大，这是因为滑转率引起轮胎侧向运动速度增大，从而侧向力增大，翻倾力矩随之增大；图 12(e) 为不同侧倾工况为滚阻力矩随滑转率的变化曲线，从图中滚动阻力矩的数据可以看出，外倾角对滚阻力矩的影响不大，但随滑转率增加，滚阻力矩有增大的趋势，分析原因是随着滑转率增大，车轮与模拟月壤的相互剪切作用增强，车轮下陷量更大，因此所受的滚动阻力增大，进而增大滚动阻力矩；图 12(f)为不同侧倾工况下回正力矩随滑转率的变化曲线，可见，随滑转率增大，回正力矩增大，这是由轮胎的侧向运动增强引起的，随外倾角增大，侧向运动增强，回正力矩增大。



(a)纵向力　(b)侧向力　(c)垂向力

(d)翻转力矩　(e)滚动阻力矩　(f)回正力矩

图 12　纵滑工况不同外倾角轮胎六分力随滑转率的变化曲线

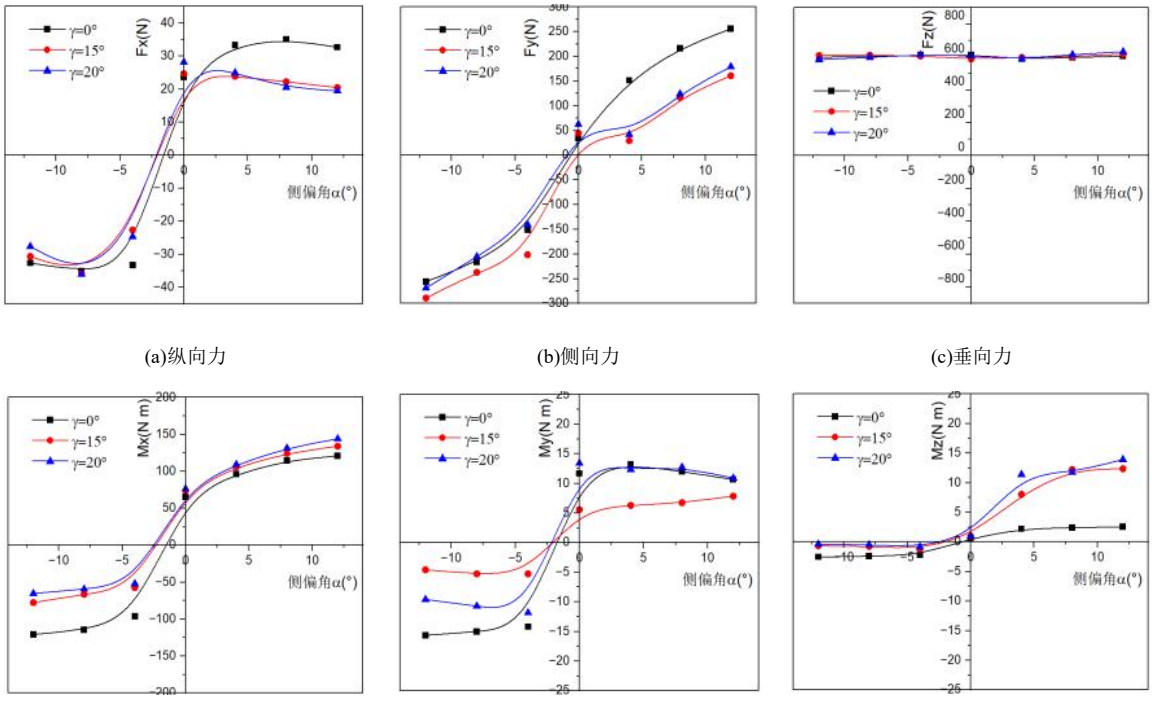
Fig. 12　Variation curves of tire six-component forces with slip ratio under different camber angles in longitudinal slip condition

3.2.2 侧偏工况试验结果分析

侧偏工况为车辆行驶过程中极为重要的工况，对于车辆的侧向运动研究极为重要，侧偏工况试验步骤与纵滑工况试验中的类似，不同的地方在于，试验开始前，首先需通过角度调节机构将车轮调整至一定侧偏角。

图 13 为不同外倾角下轮胎六分力随侧偏角的变化曲线。图 13(a)为纵向力随侧偏角的变化曲线，可见，纵向力随着侧偏角的增大呈现先增大后减小的变化趋势，随着车轮外倾角的增大，纵向力峰值出现的位置有着前移的趋势；图 13(b)为侧向力力随侧偏角的变化曲线，随侧偏角增大，侧向力呈现增大的趋势，因为轮胎的侧向运动速度随侧偏角增大而增大，从而导致侧向剪切应力增大，从而

造成侧向力的增大；图 13(c)为纵垂向力随侧偏角的变化曲线，可以看出，垂向力不随侧偏角的变化而变化，也说明计算的稳定性较高，数据波动性较小；图 13(d)为翻转力矩随侧偏角的变化曲线，随侧偏角增大，翻倾力矩增大，这是由于侧偏角增大导致侧向运动速度增大，模拟月壤侧向剪切位移也随之增大，从而侧向力增大，翻倾力矩也随之增大；图 13(e)为滚动阻力矩随侧偏角的变化曲线，随侧偏角增大，滚阻力矩的值呈现先增大后减小的变化趋势；图 13(f)为不同外倾角下车轮回正力矩随侧偏角的变化曲线，由图可以看出，回正力矩开始逐步增大，侧偏角为 4°时达到最大值，侧偏角继续增大时，回正力矩逐渐下降。



(a)纵向力　(b)侧向力　(c)垂向力

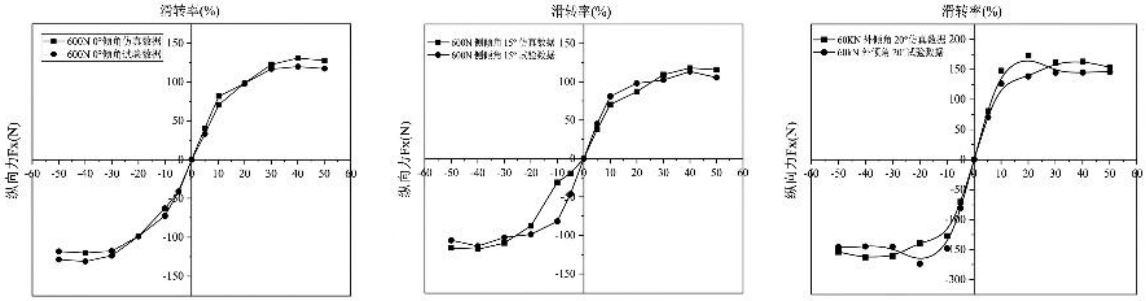
(d)翻转力矩　(e)滚动阻力矩　(f)回正力矩

图 13　侧偏工况不同外倾角轮胎六分力随侧偏角的变化曲线

Fig. 13　Variation curves of tire six-component forces with slip angle under different camber angles in sideslip condition

4 仿真结果与试验结果对比分析

纵滑工况为载人月球车行驶中轮胎所处的最常见工况[28]，与车辆的通过性指标密切相关。其中纵向力去车轮的驱动力、挂钩纵向力相关，因此，纵滑工况中试验数据与仿真数据对比则是选取纵向力这一指标。不同外倾角下试验数据的纵向力与仿真数据的纵向力对比图如图 14 所示。



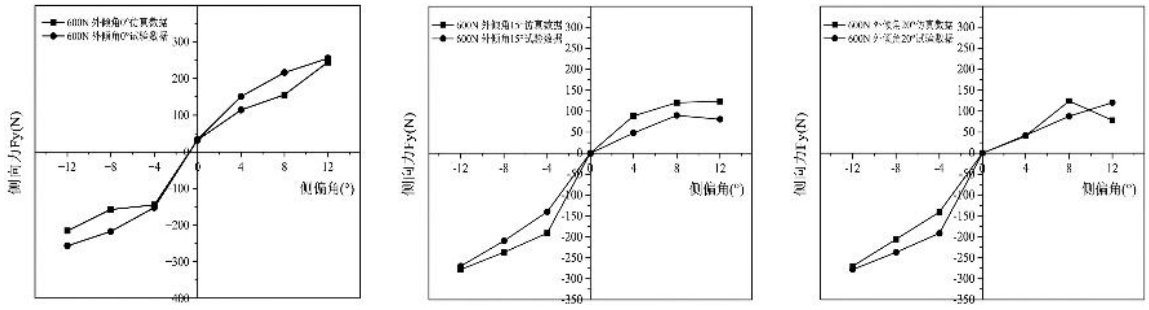
(a)0°纵滑纵向力 F_x　(b)15°纵滑纵向力 F_x　(c)20°纵滑纵向力 F_x

图 14　不同外倾角下的纵向力－滑转率曲线

Fig. 14　Longitudinal force versus slip ratio curves under different camber angles

轮胎的侧偏特性主要是指侧向力、回正力矩与侧偏角间的关系，它是研究车辆操纵稳定性的基

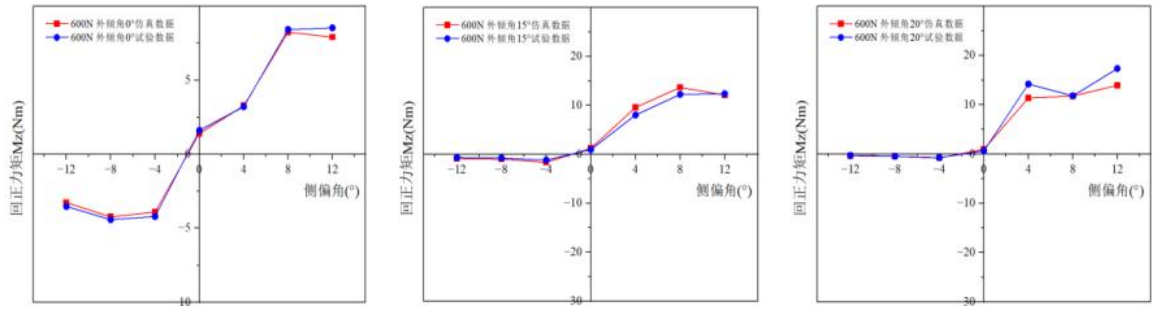
础[29]。因此，试验数据与仿真数据对比是选取侧向力、回正力矩两个指标进行评价。不同外倾角下试验数据的侧向力、回正力矩与仿真数据的对比图如图 15 和图 16 所示。



(a)0° 侧向力 F_y　　(b)15° 侧向力 F_y　　(c)20° 侧向力 F_y

图 15　不同外倾角下的侧向力－侧偏角曲线

Fig. 15 Lateral force versus slip angle curves under different camber angles



(a)0° 回正力矩 M_z　　(b)15° 回正力矩 M_z　　(c)20° 回正力矩 M_z

图 16　不同外倾角下的回正力矩－侧偏角曲线

Fig.16　Aligning moment versus slip angle curves under different camber angles

将土槽试验数据与数值仿真模型的数据结果按式(1)进行处理，计算得到不同工况下的误差如表 5 所示，整体误差为平均误差，公式为

$$\Delta=\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i}^{N}\left(\frac{E_d(i)-E_i(i)}{E_r(i)}\right)^2} \tag{1}$$

式中：$E_r(i)$为试验数据；$E_d(i)$为仿真数据；N 为数据个数。

由误差分析表可知，误差大多为 10%左右，这也验证本文所建立轮壤接触六分力模型的准确性。由于仿真模型的简化，产生相应误差不可避免。

表 5　多工况单轮数值仿真与单轮土槽试验数据误差对照表

Table 5　Error comparison of single-wheel numerical simulation and soil bin test data under multiple working conditions

工况	外倾角	F_x	工况	外倾角	F_y	M_z
	0°	9.02%		0°	15.85%	5.64%
纵滑工况	15°	7.22%	侧偏工况	15°	10.46%	7.48%
	20°	12.5%		20°	9.08%	17.46%

5 结　论

为了研究金属车轮轮壤作用过程中的六分力特性，项目对两种金属车轮的典型纵滑和侧偏工况进行了系统的仿真和试验研究。主要结论如下：

1）纵滑工况下，探讨了不同垂直载荷、滑转率及外倾角条件下车轮纵向力的变化规律。发现随着外倾角和垂直载荷的增加，纵向力逐渐减小，且波动性增强。侧偏工况下，分析了不同侧偏角、

垂直载荷对外倾角条件下车轮侧向力的影响。高载荷限制了侧偏角增大时侧向力的提升，特别是在较大外倾角下。

2) 典型工况金属车轮的六分力变化趋势具有比较明显的三角函数特征。

3) 车轮尺寸缩放比对其纵向力、侧向力、翻转力矩等关键性能指标有一定影响。随着车轮尺寸的增大（从 1 倍到 1.1 倍），纵向力和侧向力均有所提高，特别是在大侧偏角条件下效果更为显著，这是一种几何比例放大带来的“面积效应”。此外，车轮尺寸增大会导致翻转力矩显著增加，特别是在较大外倾角条件下。在本文考察的 1 倍到 1.1 倍尺寸缩放范围内，纵向力和侧向力的提升主要体现为几何尺度增大带来的接地范围与承载面积效应；由于本文未对柔性模态变化进行单独解耦，故尚不能将性能提升完全归因于柔性变形模式改变。与此同时，尺寸增大会显著提高翻转力矩，因此在结构设计中需综合考虑牵引收益与抗翻稳定性。

4) 对仿真结果与试验结果进行了对比分析。仿真计算和试验中获得的车轮六分力具有相同的变化趋势，大部分误差保持在 10%左右，符合技术要求，为月球车移动系统的优化设计提供了理论依据。

相较于 1g 环境，1/6g 环境下法向载荷显著降低，车轮沉陷量减小，有效接地面积随之缩小，因此纵向力与侧向力的绝对值将相应减小，但随滑转率、侧偏角等变量的变化趋势仍保持相似规律。后续研究将进一步开展低重力条件下的仿真与试验验证，以建立 1g 环境与低重力环境之间的力学映射关系。同时将基于本文构建的六分力数据库开展魔术公式参数辨识与整车动力学建模工作。

参考文献：

[1] 欧阳自远，顾子筠. 月球探测推动科学的创新与发展[J]. 科学中国人，2007(1)：6-12.
Ouyang Ziyuan，Gu Zijun. Lunar exploration promotes scientific innovation and development[J]. Scientific Chinese，2007(1)：6-12.

[2] 郑永春，欧阳自远. 嫦娥 1 号绕月探测：中国航天迈向深空[J]. 科技导报，2007，25(5)：47-52.
Zheng Yongchun，Ouyang Ziyuan. Chang’e-1 lunar orbiter：China’s first step into deep space exploration[J]. Science & Technology Review，2007，25(5)：47-52.

[3] 邹猛，李建桥，贾阳，等. 月面探测车辆牵引通过特性研究[C]//中国宇航学会深空探测技术专业委员会第四届学术年会，2007.

[4] 邹永廖，欧阳自远，徐琳，等. 月球表面的环境特征[J]. 第四纪研究，2002，22(6)：533-539.
Zou Yongliao，Ouyang Ziyuan，Xu Lin，et al. Lunar surface environmental characteristics[J]. Quaternary Sciences，2002，22(6)：533-539.

[5] 郑永春，欧阳自远，王世杰，等. 月壤的物理和机械性质[J]. 矿物岩石，2004，24(4)：14-19.
Zheng Yongchun，Ouyang Ziyuan，Wang Shijie，et al. Physical and mechanical properties of lunar regolith[J]. Journal of Mineralogy and Petrology，2004，24(4)：14-19.

[6] Bauer R，Barfoot T，Leung W，et al. Dynamic simulation tool development for planetary rovers[J]. International Journal of Advanced Robotic Systems，2008，5(3)：31.

[7] Sohl G， Jain A. Wheel-terrain contact modeling in the ROAMS planetary rover simulation[C]// ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference，2008：89-97.

[8] Yoshida K， Asai H， Hamano H. Motion dynamics of exploration rovers on natural terrain: experiments and simulation[C]// Proceedings of the 3rd International Conference on Field and Service Robotics，2001：281-286.

[9] 丁亮. 月/星球车轮地作用地面力学模型及其应用研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2010.
Ding Liang. Wheel-soil interaction terramechanics for lunar/planetary exploration rovers: modeling and application[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.

[10] 危银涛，冯希金，冯启章，等. 轮胎动态模型研究的进展[J]. 汽车安全与节能学报，2014，5(4)：311-323.

Wei Yintao， Feng Xijin， Feng Qizhang， et al. State of the art for tire dynamical model research[J]. Journal of Automotive Safety and Energy，2014，5(4)：311-323.

[11] Mousseau C W，Hulbert G M. The dynamic response of spindle forces produced by a tire impacting large obstacles in a plane[J]. Journal of Sound and Vibration，1996，195(5)：775-796.

[12] Gim G， Nikravesh P E. An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations, part 1: pure slips[J]. International Journal of Vehicle Design，1990，11(6)：589-618.

[13] Sakai H. Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres-1: review of theories of rubber friction[J]. International Journal of Vehicle Design，1981，2(1)：78-110.

[14] Wei Y T，Nasdala L，Rothert H. Analysis of forced transient response for rotating tires using REF models[J]. Journal of Sound and Vibration，2009，320(1-2)：145-162.

[15] Wei Y T，Nasdala L，Rothert H. Analysis of tire rolling contact response by REF model[J]. Tire Science and Technology，2004，32(4)：214-235.

[16] 余志生. 汽车理论[M]. 6 版. 北京：机械工业出版社，2019.

[17] 胥永宫. 轿车轮胎操纵稳定性匹配研究[D]. 长春：吉林大学，2011.
Xu Yonggong. Research on the match of vehicle and tire based on handling and stablility[D]. Changchun： Jilin University，2011.

[18] 王国林，梁辛欣. 基于操纵稳定性的轮胎特性匹配汽车操纵逆动力学研究[J]. 中国机械工程，2013，24(3)：422-425.
Wang Guolin， Liang Xinxin. Research on vehicle inverse dynamics based on compages of tires' characteristics for handling and stability[J]. China Mechanical Engineering，2013，24(3)：422-425.

[19] 丁奕. 车轮六分力计的测量原理与结构分析[J]. 时代汽车，2020(3)：60-63.
Ding Yi. Measurement principle and structural analysis of wheel six-component dynamometer[J]. Auto Time，2020(3)：60-63.

[20] 刘芳. 非规则结构车轮/散体模拟月壤相互作用动态仿真系统研究[D]. 长春：吉林大学，2013.

[21] Zhu J Z，Zou M，Shen Y，et al. 3D DEM-FEM simulation of the flexible metal wheel-soil interaction in low gravity environments[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science，2023，237(6)：1267-1278.

[22] Zhu J，Hu Y，Wang K，et al. DEM-FEM simulation of steering performance of flexible metal wheel for staffed lunar rover[J]. Mechanical Sciences，2025，16(2)：719-728.

[23] Shen Y， Zou M， Cao H， et al. Current-based analysis and validation of a wheel-soil interaction model for the trafficability of a planetary rover[J]. Aerospace，2024，11(11)：892.

[24] Takehana K，Kizaki S，Tanaka T，et al. Comparison of lunar rover wheel performance in soils with different cohesive properties[J]. Journal of Terramechanics，2025，117：101011.

[25] 罗帅，袁巧霞，GOUDA Shaban，等. 基于 JKR 粘结模型的蚯蚓粪基质离散元法参数标定[J]. 农业机械学报，2018，49(4)：343-350.
Luo Shuai，Yuan Qiaoxia，Gouda Shaban，et al. Parameters calibration of vermicomposting nursery substrate with discrete element method based on JKR contact model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2018，49(4)：343-350.

[26] 贾志成，金敬福，董新桔，等. 基于单轮试验的高速星球车动力学仿真保真度优化[J]. 吉林大学学报(工学版)，2025，55(9)：2874-2882.
Jia Zhicheng，Jin Jingfu，Dong Xinju，et al. Fidelity optimization of high-speed planetary rover dynamics simulation based on single-wheel experiment[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)，2025，55(9)：2874-2882.

[27] 屈畅姿，刘斌，辛浩，等. 基于直剪试验的过渡段填料细观参数标定[J]. 科技与创新，2026(4)：131-133，136.
Qu Changzi，Liu Bin，Xin Hao，et al. Calibration of meso-parameters of transition filler based on direct shear test[J]. Science and Technology & Innovation，2026(4)：131-133，136.

[28] 周乐镔，张越敏. 松软月面环境下月球车通过性动力学建模计算方法研究[C]//中国力学学会，2025 摘要文集，2025：186.

[29] 邹喜红，周雨航，王万英，等. 车轮六分力虚拟道路载荷谱提取方法研究[J/OL]. 机械设计与制造 ，2026-02-09. https://doi.org/10.19356/j.cnki.1001-3997.20260209.012.

Zou Xihong，Zhou Yuhang，Wang Wanying，et al. Research on extraction method of virtual road load spectrum of six components of wheel[J/OL]. China Industrial Economics， 2026-02-09. https://doi.org/10.19356/j.cnki.1001-3997.20260209.012.

月球基地功能分区及月面载具移动场景分类

贾志成[1]，金敬福[1]，廖世辉[2]，冉鑫海[2]，董新桔[1]，贺连彬[1]，邹猛[1,*]

（1. 吉林大学 工程仿生教育部重点实验室，长春 130022；2. 重庆长安汽车股份有限公司，重庆 400023）

摘　要：面向月球基地建设与长期运行中月面载具多任务、多地形和高效率移动需求，本文归纳国内外月球基地组成与布局，提出核心区与外部区相结合的功能分区方案，并梳理探测选址、建设维护及运输作业等月面载具类型。以阿波罗十六号着陆区地形环境为例，构建基地布局及功能区移动线路示例，综合线路距离、坡度通过性与任务流程，将月面载具移动场景划分为常规高速行驶、高通过低速移动、常规低速移动和驻车作业四类。结果表明，常规高速行驶主导累计里程，高通过低速移动出现最频繁。据此提出由多模式车轮、多模式悬架和多模式控制组成的总体方案，为月球基地月面载具设计与控制提供思路参考。

关键词：月球基地；月面载具；星球车；移动场景

1 引言

目前我国的探月工程已成功完成“绕、落、回”三步走的阶段任务，正稳步推进建设国际月球科研站的探月工程四期任务，这标志着我国月球探索活动正由科学探测阶段转向基地建设的新阶段[1]。同时，各国航天机构对月球基地建设的研究也逐步从概念论证推进到关键技术论证。美国在“阿尔忒弥斯计划”中规划在载人重返月球的基础上扩展能源开采等基础设施建设，以支持人类长期驻留[2]。欧洲航天局在开展欧洲宇航员登月的航天计划时倡导多国月面协作共建共享。俄罗斯、日本、印度等国家也围绕月面资源原位长期探测、利用等开展技术测试。国际月球基地建造正呈现无人探测与载人任务相结合、科学研究与资源利用相结合、阶段探索与常态任务相结合、地月空间与更远深空相结合的关键发展态势[3]。

与早期以月面勘察为主要目标的探月任务不同，面向月球基地的建设与运行工程呈现出多功能、多场景、长时间的系统性特点。月球基地分布范围可能覆盖数平方公里甚至更大区域[4]。因此，在月球基地建设和运行过程中，月面载具系统将是实现串联各设施区域、资源运输、基地外探索的核心装备。目前我国的“玉兔号”系列月球车已经成功开展探测任务，但其设计目标主要集中在低速巡视，机动性和运输能力有限[5]。因此，面向月球基地的多模式、高速化且具备良好通过性和机动性的月面载具系统开发成为当前深空探测领域重要的研究问题。

然而，松软、崎岖不平的月球表面环境给月面载具的通过性、可靠性提出了更高的要求。同时，高速化也是面向月球基地的月面载具需要面临的关键问题。在大尺度月球基地布局中，各设施之间的距离可能达到数公里甚至数十公里，低速移动将严重制约整体作业效率。然而，现有星球车在低重力与崎岖月面环境下实现高速行驶，会显著放大车身姿态振动、轮地冲击载荷等，这些也是亟待解决的问题[6]。另外，在月球基地多样化、高效化的运行场景中，月面载具需要充分发挥其移动平台和载荷平台的两种属性。因此，随着我国深空探测任务的不断深入开展，开发针对月面基地多种移动场景的多模式月面载具移动系统及其控制系统，并将其应用于月球基地建设和运行中具有重要的科学研究和工程价值。

2 月球基地环境及功能分区

2.1 月球基地概念研究

月球表面环境直接影响月球基地的选址、建设与运行，也制约月面移动系统的机动性和通过性。月表处于真空和低重力环境，且普遍覆盖松散风化层和月壤。受月壤承载能力及轮地附着能力限制，月面载具行驶过程中易出现滑转、沉陷和推土等现象[7]。受长期撞击作用影响，月面还广泛分布撞

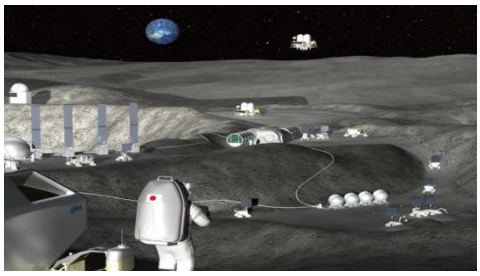
击坑、坡地和不同尺度的岩块，呈现明显的非结构化地形特征。其中，尺寸从数厘米至数十厘米不等的岩石障碍对月面载具的越障能力提出了较高要求[8]。总体而言，月表具有地形差异明显、障碍分布广泛、月壤承载能力较低以及坡地和凹坑较多等特点，这些因素将直接影响月球基地的功能布局和移动线路规划。



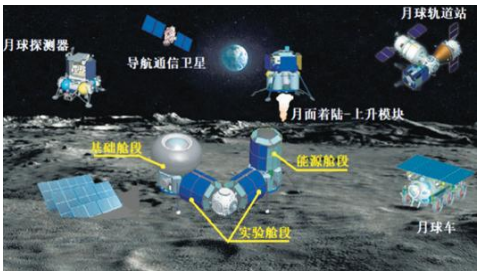
(a) 美国阿尔忒弥斯月球基地概念[9]



(b) 欧洲月球村设计概念[10]



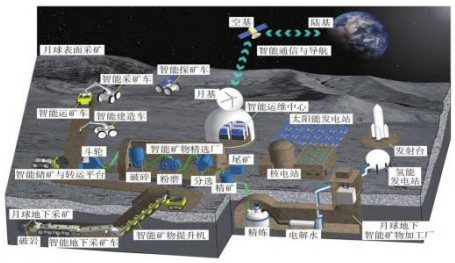
(c) 日本 JAXA 月球基地概念[11]



(d) 俄罗斯月球基地组成概念[12]

图 1　外国月球基地组成及布局

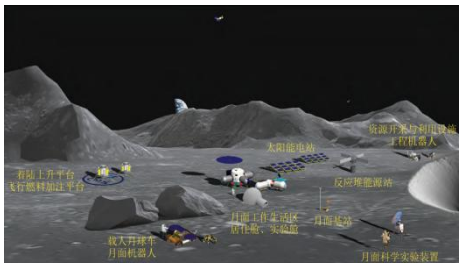
国外月球基地研究起步较早，美国、欧洲、日本和俄罗斯等国家或航天机构围绕月面长期驻留和资源开发需求，提出了多种基地组成与布局方案，如图 1 所示。美国阿尔忒弥斯计划构建了以近月轨道门户站、载人着陆系统和月面驻留设施为核心的月球探测体系，其中以星球车为主的月面载具主要承担人员和物资运输，部分移动平台还可作为实验与资源利用设备的载体[9]。欧洲航天局提出的“月球村”概念设置了资源开发和太阳能利用等功能区域，旨在支持多国共同参与月面活动[10]。日本和俄罗斯提出的月球基地方案覆盖范围较大，功能分区较为明确[11-12]。总体来看，国外月球基地构想呈现出分阶段建设、模块化部署、人机协同作业以及利用移动系统连接不同功能区域等特点。



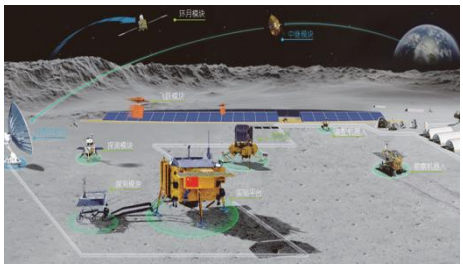
(a) 月球智能矿场构想[13]



(b) 国际月球基地概念图[14]



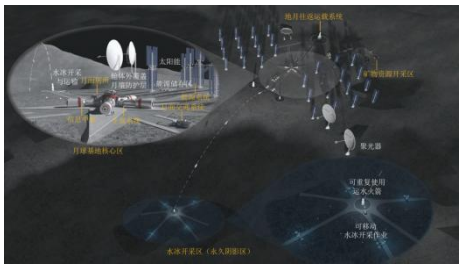
(c) 面向载人任务地月建造系统[15]



(d) 国际月球科研站概念图[16]



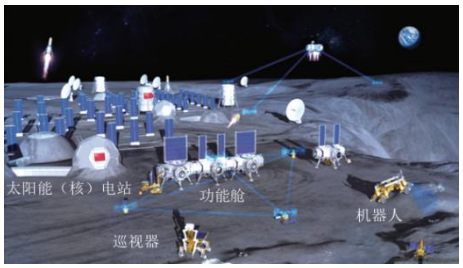
(e) 广寒宫基地综合体[17]



(f) 月球驻人基地设想[18]



(g) 月球基地概念图[19]



(h) 月球科考站组成[20]

图 2　我国月球基地组成及布局研究

近年来，随着我国探月工程持续推进，月球基地研究逐步由概念探索进入体系化论证阶段。相关研究主要围绕月球科研站和国际月球科研站展开，目标是分阶段构建集能源供应、通信中继、科学实验、资源开发和人员驻留于一体的综合系统。图 2 展示了我国具有代表性的月球基地组成及布局方案[13-20]。其中，图 2（c）所示的地月建造系统主要包括居住舱、实验舱、月面基站、能源站、月面载具及着陆上升平台；图 2（d）所示的国际月球科研站主要包括实验平台、探测模块、装配与探索机器人及中继模。总体上，我国月球基地建设遵循“先无人验证、后载人拓展”的发展思路，即在长期载人驻留之前，利用无人探测与作业装备完成区域测绘、资源勘查、环境监测、技术验证和基础设施预部署。

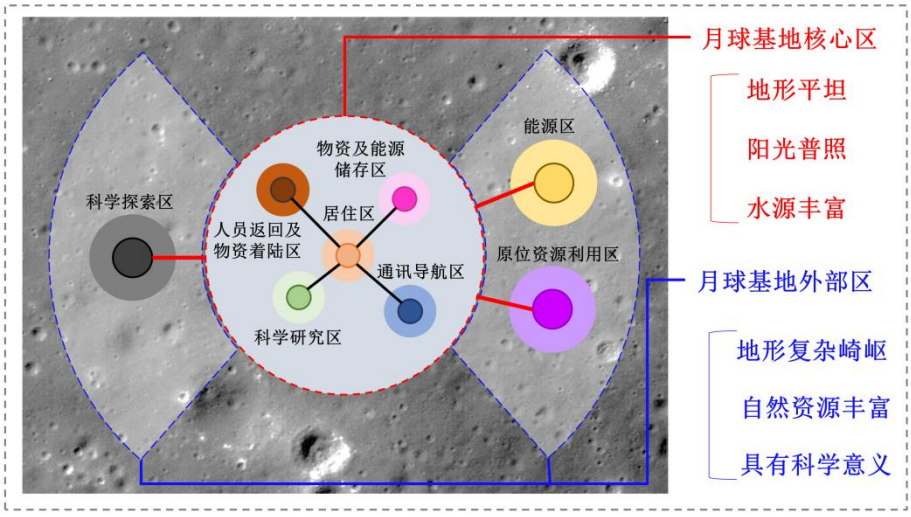


图 3　月球基地中各功能区域及布局

2.2 月球基地功能分区

根据对国内外月球基地研究成果的归纳，本文提出如图 3 所示的月球基地功能布局。该布局采用核心区与外部区相结合的分层布置方式，在保障基地运行和人员驻留的基础上，兼顾能源获取、资源开发、科学探测及后续扩展等任务需求。

核心区布置在地势相对平坦、光照条件较好且便于工程建设的区域，主要包括居住区、人员返

回与物资着陆区、物资及能源储存区、通信导航区和科学研究区。关键设施集中布置有利于缩短人员活动和物资调配距离，提高基地运行效率。外部区主要包括科学探索区、能源区和原位资源利用区，通常分布在基地外围。此类区域地形条件相对复杂，但具有较高的科学探测价值或资源开发潜力。

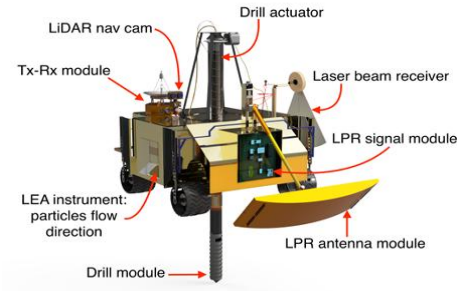
上述布局体现了核心保障、外围拓展、分区协同的基本思路。月面载具是连接核心区、外部区及各功能节点的重要基础设施，月面载具需要在不同区域之间完成人员与物资转运、科学探测和设备作业等任务，使空间上分散的功能区域形成协同运行的整体。该布局也为后续月面载具移动线路分析和移动场景划分提供了基础。

3 月面载具类型及应用

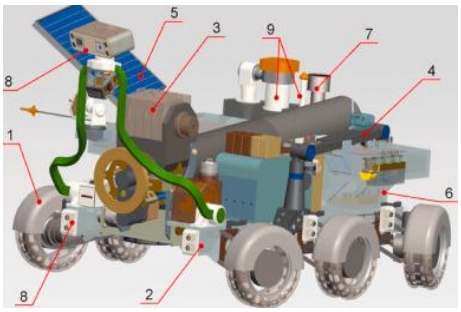
3.1 月球基地探测及选址载具

月表探测载具对于月球基地任务的主要作用是在复杂月表环境中进行地形、地质状态和参数的获取以辅助基地选址或扩建，对月球基地所需的资源与环境等要素进行探查。可按移动方式对现有研究的探测载具进行分类归纳。

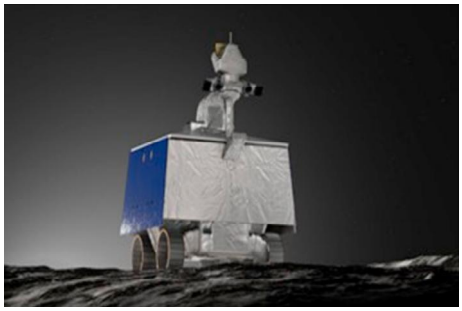
轮式探测载具既用于探测的星球车，其优势在于机构简单、平坦地形行驶效率高，但在面对高大障碍、石块堆积与陡坡地形的通过性受限，且脱困能力差。其中，2022 年，Mukundan 等提出了一种搭载科学载荷、集成挖掘钻机机构新型星球车车设计，为人类任务和月球前哨站选址奠定技术基础，如图 4（a）所示[21]。2021 年 Marov 等考虑使用配备钻井平台的移动设备帮助初步选择最适合建造月球基地的地点，并作为复杂月球基础设施的初步组成部分，如图 4（b）所示[22]。NASA 的 Viper 星球车能够评估月球南极地形的岩土特性，其研究成果可直接指导未来月球任务的设计和部署策略，如图 4（c）所示[23]。在中国嫦娥 7 号月球南极探测任务的概念设计中使用轮式巡视器和飞跃器分别对光照区和永久阴影区开展原位探测，巡视器装备了搭载有浅层钻以及微量采样器的机械臂，如图 4（d）所示[24]。



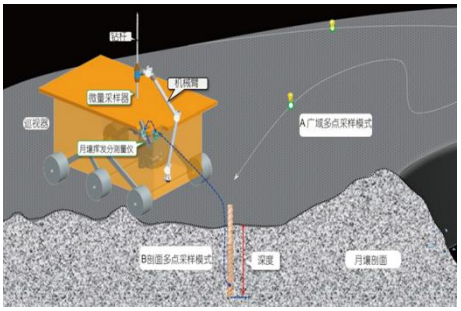
(a) Kalam 月球车[21]



(b) Robot-Geologist 月球车[22]



(c) Viper 月球车[23]

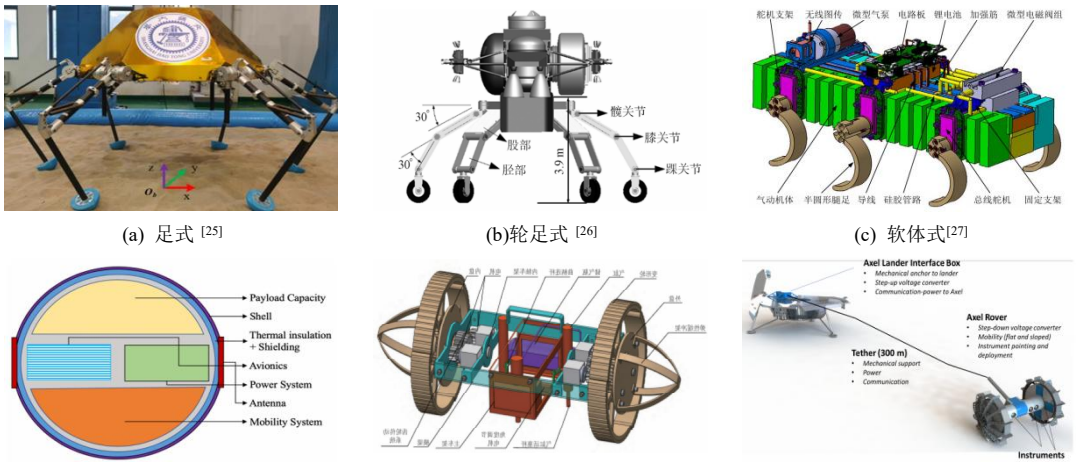


(d) 嫦娥 7 号月球车[24]

图 4　轮式探测载具

足式探测载具主要面向复杂地貌通过性高，但结构与控制复杂度高、长期可靠性低。工程研究中也常见轮足复合平台的混合移动方式。其中，2021 年上海交通大学高峰等设计了一款创新的 HexaMRL 六足移动着陆器，具备重复着陆和行走能力,如图 5（a）所示[25]。2016 年中国空间技术研

究院张志贤等提出了一种新型轮腿式可移动载人月面着陆器方案,支持载人登月以及月球基地任务的应用需求,如图 5（b）所示[26]。软体和球形探测机器人通常用于特定极端环境的探索，如熔岩洞等，软体探测机器人包括仿生爬行、柔性触手式推进、可变形滚动等移动形态。其中，2025 年哈尔滨工业大学牛丽周设计了一种面向星球熔岩洞探测的多模式软体机器人，并开展运动性能研究,如图 5（c）所示[27]。2020 年 Kalita 等开发一款名为 SphereX 的小型、模块化球形机器人，用于探索可能成为人类基地的月球地下空洞和海坑,如图 5（d）所示[28]。跳跃式探测机器人可利用月面低重力条件起跳和着陆，适合难以抵近的高风险区域探测。其中，2020 年山东科技大学李贺等了设计了具有跳跃能力的月面移动机器人,可灵活自适应月球地形变化,如图 5（e）所示[29]。系留探测机器人常用于进入陡壁、陨石坑内部或永久阴影区等高风险区域，由母车或外部设施提供锚固和保障。其中，NASA 开发的 Axel 系留星球车计划未来应用于月面大型洞穴或熔岩管探索，这些空洞空间可能未来可能成为月球基地的保护场所,如图 5（f）所示[30]。



(a) 足式 [25]　(b)轮足式 [26]　(c) 软体式[27]

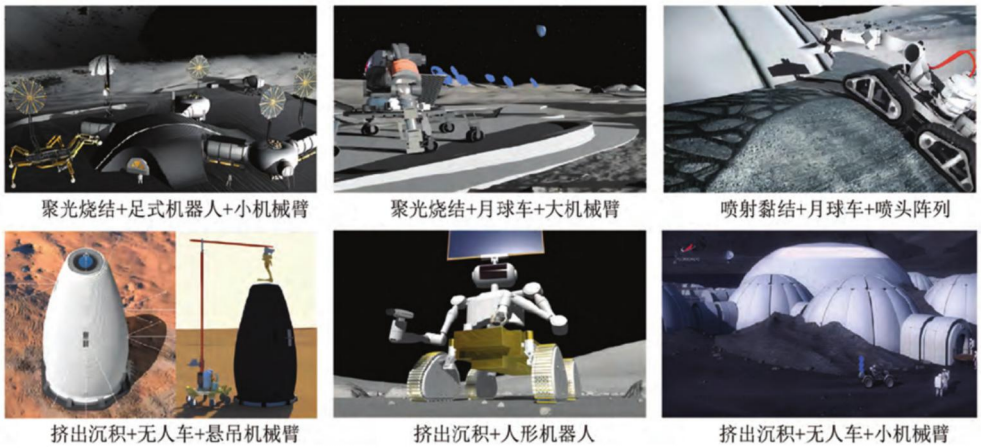
(d)球形 [28]　(e) 跳跃式 [29]　(f) 系留式[30]

图 5　其他移动形式探测载具

从各移动形式探测载具可执行的月球基地选址和环境探测任务来看，轮式探测载具更侧重于高效、稳定地扩大探测区域，可对月球基地周边相对平坦的各类地形和场景快速开展勘察与运输任务。轮式探测载具在月球基地建设初期应用更加广泛，可承担更多类型的基础性工作。

3.2 月球基地建设维护载具

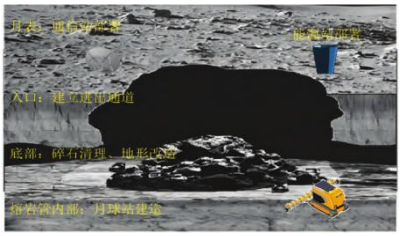
月球基地建设与维护载具承担的主要作用是在月面航天员数量受限、舱外长期活动风险高的条件下，标准化与自动化的完成月球基地的场地准备、设施建设和长期运维。2024 年，上海航天技术研究院张崇峰等提出基于操作机器人、3D 打印机器人等月面作业机器人的月面建造方案设想，如图 6 所示[15]。可按作业类型对现有研究与概念方案中的基地建设和维护机器人归纳划分。



(a) 月面建造方案技术途径[15]



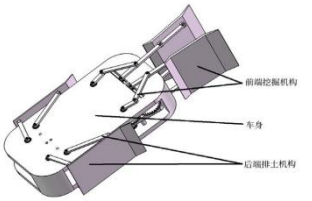
(b) 月面居住设施组装[15]



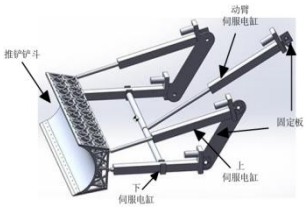
(c) 月球熔岩管洞穴建设需求[15]

图 6　面向载人任务开展月面建造设想

土方工程载具主要用于月表挖掘、平整、压实等，是基地施工的基础能力。2024 年，沈阳理工大学杜伊健针对月壤原位资源挖掘问题,提出了一种具有挖掘月壤功能的仿鼹鼠月壤挖掘机器人设计和技术分析，如图 7（a）所示[31]。2025 年，哈尔滨工业大学徐文泽设计出一种月壤推铲系统用于收集月球风化层的大型月壤推铲作业月球基地建造设备，如图 7（b）所示[32]。2024 年，Sutoh 开发了一辆配备由伸臂和铲斗组成的机械臂四履带星球车，以更好地进行月球建筑挖掘行为，如图 7（c）所示[33]。2017 年，Thangavelautham 等进行多机器人挖掘控制，用于月球基地准备任务，包括清理着陆平台和掩埋栖息舱，如图 7（d）所示[34]。Muff 等和 David 等分别设计了一种斗轮式和转筒式挖掘机机器人，具备连续挖掘能力，用于行星表面风化层开采，如图 7（e）和图 7（f）所示[35-36]。



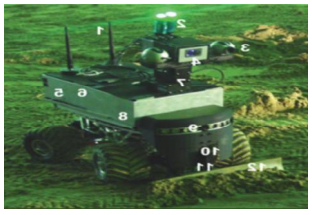
(a) 仿鼹鼠挖掘 [31]



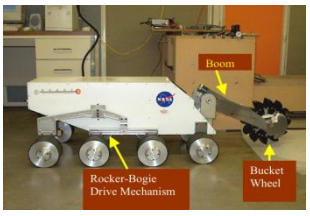
(b) 月壤推铲系统[32]



(c) 移动挖掘 [33]



(d) 月壤平整 [34]



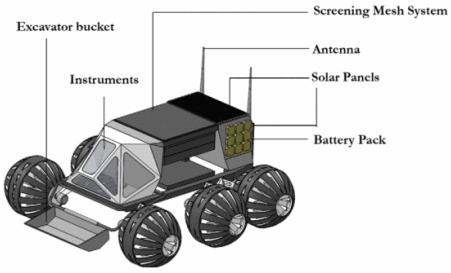
(e) 斗轮挖掘 [35]



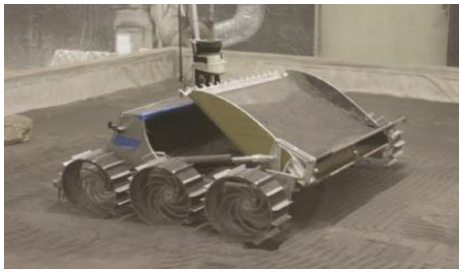
(f) 转筒挖掘 [36]

图 7　土方工程载具

运输移动载具负责在月球基地各区域之间进行物资转运和能源补给。2020 年，Thangavelautham 考虑了采矿基地的多种关键技术，包括主要利用机器人团队来建设和运营基地,如图 8（a）所示[37]。2014 年，Skonieczny 等区分了风化层作业性能的治理，基于由原位资源利用和月球前哨站工作开展星球车的装载-运输-倾卸任务,如图 8（b）所示[38]。



(a) 能量和物资运输 [37]

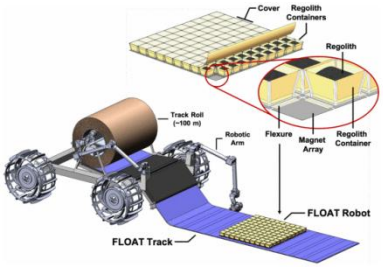


(b) 月壤装载运输 [38]

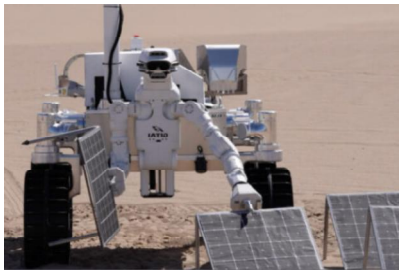
图 8　运输移动载具

搬运操作载具用于基础设施或设备接口的装配、对接和后期更换、维护等。2023 年，Hsu 等设

计了将浮漂轨道段展开到月球风化层的跟踪部署机器人，服务于新型月球运输系统，如图 9（a）所示[39]。日本 GITAI 公司开发一款带有双机械臂的移动机器人，可模拟月球环境中组装月球基地设备并部署太阳能板,如图 9（b）所示[40]。



(a) 月面部署 [39]



(b) 月面组装 [40]

图 9　搬运操作载具

月壤建造施工载具用于基于月壤的堆筑、烧结、打印类建造等。2021 年，Troemner 等以 3D 打印为中心的火星栖息地建筑与制造方法，并研究机器人在建设中的应用，如图 10（a）所示[41]。Neil 设想了一种能够在月面打印结构的机器人制造技术和工作场景，如图 10（b）所示[42]。



(a) 栖息地打印 [41]



(b) 月面结构打印 [42]

图 10　月壤建造施工载具

另外，从移动方式来看，大多数的月球基地建设维护载具采用轮式移动系统既星球车移动系统加上装设备的组成结构，来完成更高效的移动作业。这也说明，根据实际工程任务，面向月球基地的月面载具主要有两大属性：是目前主要的行星勘探移动系统，也是承载建设工具或科学设备的载荷平台。

3.3 月面载具性能需求

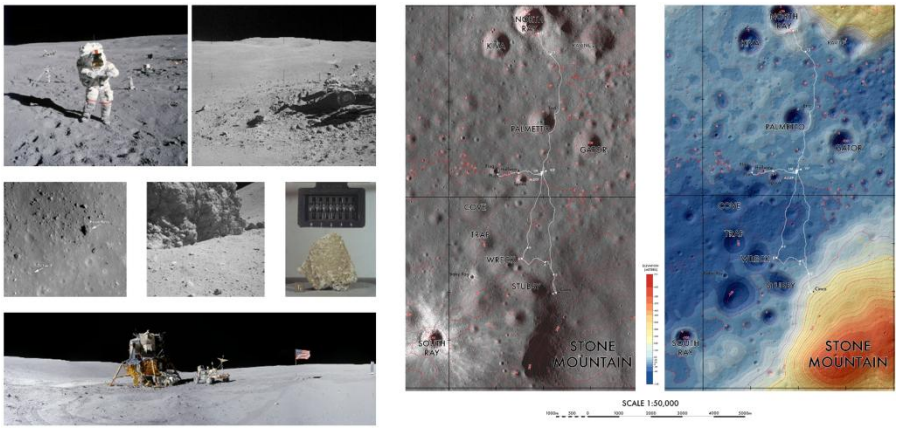
综合前述月球基地探测、选址、建设与维护载具的研究现状可以看出，月面载具的任务正在由单一巡视探测向环境勘察、物资运输、月壤作业、设施部署及设备维护等综合任务拓展。轮式载具具有结构相对成熟、移动效率较高且便于搭载作业装置等特点，因而既是月面探测和运输的主要移动系统，也是承载机械臂、钻机、铲斗及科学仪器等设备的载荷平台。面向设施分散且任务区域广泛的月球基地，月面载具通常需要经历长距离转场、复杂地形接近、近距离精确移动和定点作业等连续过程。因此，未来月球基地月面载具不仅需要具备复杂月面环境下的行驶能力，还需要为作业提供可靠的承载、定位与支撑条件，实现行驶功能与作业功能的有机结合。

但是，不同任务阶段对月面载具移动系统提出了差异明显甚至相互制约的性能要求：在基地设施之间进行长距离转移时，需要提高行驶速度和能源利用效率，并减小地形激励引起的车身振动、轨迹偏差及轮地接触损失；在松软月壤、坡地、坑洼和障碍区域移动时，需要提高轮地附着、牵引输出、地形适应及越障脱困能力；在设备对接、近距离探测等低速移动过程中，需要保持车身姿态稳定并降低多轮运动冲突；在机械臂操作、设备布设和物资装卸等驻车作业过程中，则需要在不平整月面上实现车身稳定支撑与调平。单一结构和固定工作状态难以同时兼顾多种移动场景下的性能需求。因此，发展能够根据地形条件、行驶速度和任务类型调节车轮轮地作用状态、悬架特性及控制策略的多模式月面载具是满足月球基地行驶与作业综合需求的重要技术方向。

4 月面载具移动场景分类

4.1 月球基地布局场景构建

选取阿波罗 16 号着陆区作为月球基地布局与移动场景分析的示例区域，其载人探测场景和地形环境如图 11 所示[43-44]。该着陆区位于月球正面笛卡尔高地附近，中心坐标约为南纬 8°、东经 15°。着陆点周边地势相对平缓，外围则分布有月壤、波状起伏地形、小型撞击坑和岩石碎块，能够同时表征月球基地建设区域的平坦地形与外围复杂地形，适用于功能区选址及月面载具移动线路分析。



(a) 载人探测场景[43]　　(b) 地形及高度图[44]

图 11　阿波罗 16 号着陆点及地形环境

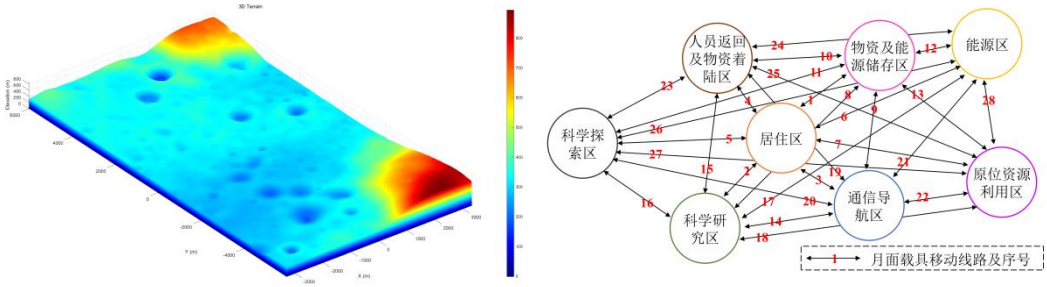
将 NASA 月球侦察轨道器（LRO）获取的数字高程模型导入 MATLAB，经过坐标尺度转换和自然邻域插值，得到研究区域的地形高度函数 $Z(x,y)$，如图 12（a）所示。设月球基地包含 8 个功能节点，其坐标集合为：

$$V=\left\{\boldsymbol{p}_i=(x_i,y_i)\middle|i=1,2,\cdots,8\right\}$$

在不考虑路线绕行的情况下，将任意两个功能节点之间的直线线段作为月面载具移动线路：

$$r_{ij}(t)=(1-t)\,\boldsymbol{p}_i+t\boldsymbol{p}_j,\ 0\le t\le 1, i<j$$

因此，8 个功能节点之间共形成 28 条移动线路，如图 12（b）所示。每条线路上的地形高度与坡度序列用于表征相应功能区之间的移动地形特征。



(a) 地形模型高度图　　(b) 月面载具移动线路

图 12　地形模型高度图和月面载具移动线路

月面地形状态受坡度、月壤力学性质及障碍物分布等因素共同影响。考虑到现有地形模型主要提供高程信息，本文采用坡度场作为功能区选址和线路分析的主要地形指标。地形坡度计算为：

$$S(x,y)=\arctan\sqrt{\left(\frac{\partial Z}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial Z}{\partial y}\right)^2}\tag{2-1}$$

为减小模型边缘插值误差，剔除地形区域边缘 10%的缓冲带，并在剩余有效区域Ω内进行功能区选址。核心区候选区域Ω_c和外部区候选区域Ω_o分别定义为：

$$\Omega_c = \left\{ \boldsymbol{p} \in \Omega \middle| S(\boldsymbol{p}) < 5^\circ \right\} \tag{2-2}$$

$$\Omega_o = \left\{ \boldsymbol{p} \in \Omega \middle| 5^\circ \le S(\boldsymbol{p}) \le 5^\circ, \left\| \boldsymbol{p} - c \right\| \ge 0.3L \right\} \tag{2-3}$$

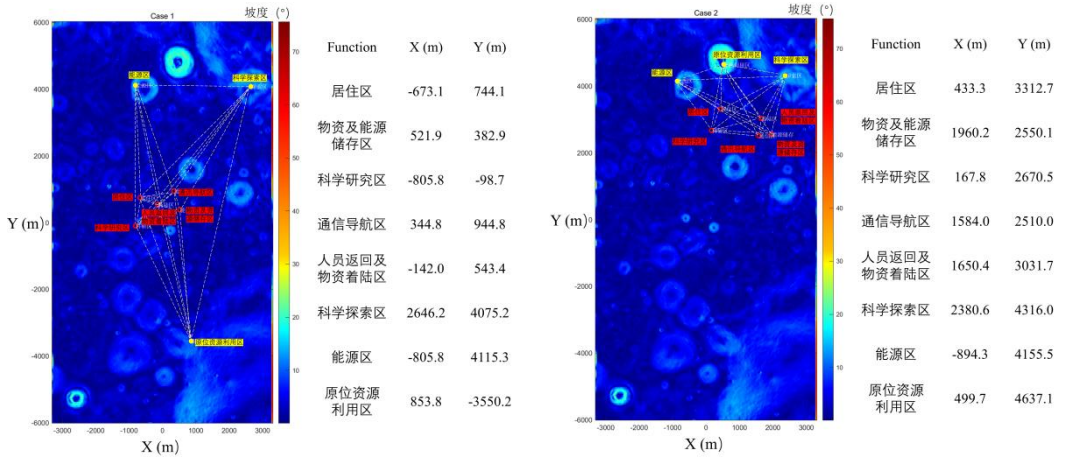
其中，L 为研究区域特征宽度。采用 MATLAB 的 bwconncomp 函数对Ω_c进行连通域分析，并选取面积最大的连续平坦区域作为核心区候选区域Ω_c^*：

$$\Omega_c^* = \Omega_{c,k^*},\ k = \arg\max_{1 \le k \le N_c} \left| \Omega_{c,k^*} \right| \tag{2-4}$$

其中，N_c为连通区域总数，k^*为面积最大连通区域的编号。

核心区中心由候选区域内栅格坐标的均值确定。为分析不同功能区布局对移动线路的影响，在核心区中心附近设置位置偏移和半径约束，并在约束范围内布置居住区、物资及能源储存区、科学研究区、通信导航区以及人员返回与物资着陆区 5 个核心功能节点。随后在Ω_o内布置科学探索区、能源区和原位资源利用区 3 个外部功能节点。各功能节点在满足坡度、距离和空间分布约束的条件下随机生成，以减少人为指定位置产生的主观影响。

经约束筛选与布局合理性核查，选择图 13 所示的两种月球基地布局场景进行后续分析。布局场景 1 的核心区集中分布于研究区域中部，外部功能区距离核心区较远；布局场景 2 的核心区和外部区主要分布于研究区域右上部，整体布局相对分散。两种布局分别体现了集中式与相对分散式功能区布置特征，可用于后续移动线路距离、坡度及移动场景组成的对比分析。



(a) 布局场景 1　　(b) 布局场景 2

图 13　地形坡度图和月球基地选址

4.2 月面载具移动线路特征分析

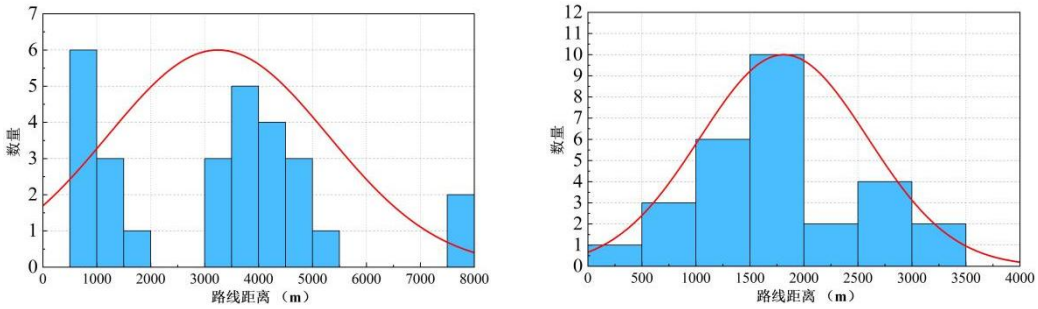
在 8 个功能区位置确定后，构建任意两个功能区之间的移动线路网络。功能区 i 和 j 的之间的直线距离d_{ij}为：

$$d_{ij} = \sqrt{\left(x_i - x_j\right)^2 + \left(y_i - y_j\right)^2},\ i < j \tag{2-5}$$

两种布局场景下各功能区间的线路距离分布如图 14 所示。布局场景 1 的线路距离分布范围较大，最短线路为人员返回及物资着陆区至居住区，距离为 567.7 m；最长线路为能源区至原位资源利用区，距离为 7843.1 m。线路距离主要集中在 500～1500 m 和 3000～5000 m 区间，同时存在接近 8000 m 的长距离线路，表明该布局兼具局部集中和外围分散特征，功能区空间跨度较大。

布局场景 2 的线路分布相对集中，最短线路为通信导航区至物资及能源储存区，距离为 378.3 m；最长线路为科学探索区至能源区，距离为 3278.9 m。大部分线路集中在 1000～2500 m 范围内，其中 1500～2000 m 线路数量较多。与布局场景 1 相比，布局场景 2 的线路距离整体较短、分布波动较小，表明各功能区的空间组织更为紧凑。

总体而言，两种布局均以中短距离线路为主，同时包含一定数量的长距离线路。因此，月面载具既需要满足功能区内部及相邻区域间的低速移动需求，也需要具备不同功能区之间长距离高效转移的能力。



(a) 月球基地布局场景 1　　(b) 月球基地布局场景 2

图 14　月球基地各区域连线距离分布

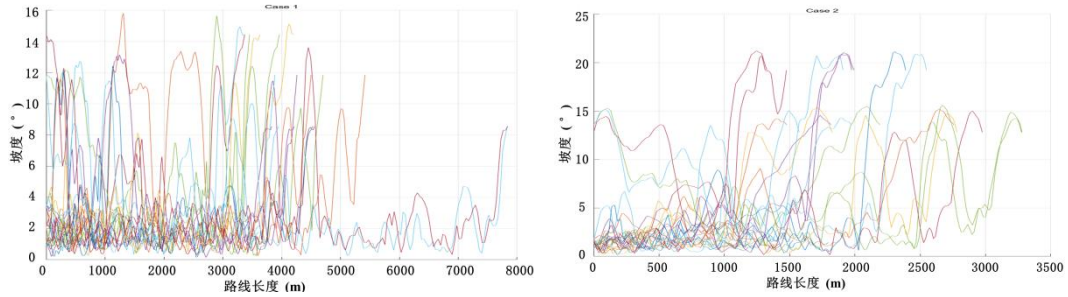
为表征各移动线路的地形特征，在每条线路上等距设置采样点，并根据地形坡度场获得连续坡度序列：

$$S_{ij}(l) = S\left(\boldsymbol{r}_{ij}(l)\right),\ 0 \le l \le d_{ij} \tag{2-6}$$

其中，l 为沿移动线路的累计距离，$S_{ij}(l)$ 为线路 i 至 j 在位置 l 处的地形坡度。各线路坡度剖面坡度值如图 14 所示。

布局场景 1 的大部分线路以坡度小于 4° 的缓坡地形为主，但部分局部区段存在较大坡度变化，最大坡度为 15.8° 。布局场景 2 的线路坡度波动更明显，部分区段最大坡度达到 21.2° 。因此，布局场景 2 虽然线路距离整体较短，但部分相邻功能区之间仍存在起伏较大的复杂地形。

上述结果表明，功能区间的空间距离与线路通过性并不具有必然对应关系：长距离线路可能以平缓地形为主，短距离线路也可能包含较大坡度区段。因此，月面载具移动场景的划分需要同时考虑线路距离和地形通过性。



(a) 月球基地布局场景 1　　(b) 月球基地布局场景 2

图 15　月球基地各区域连线坡度

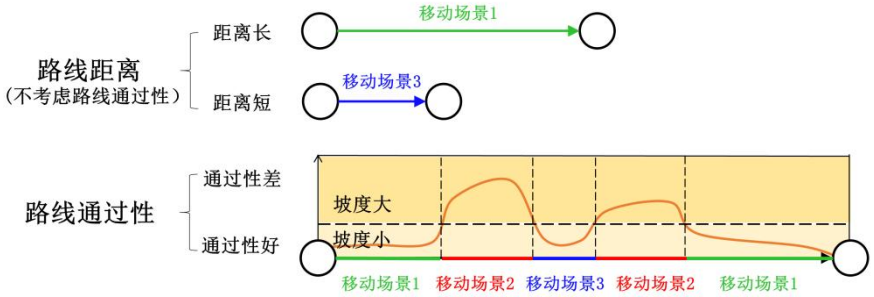
4.3 月面载具移动场景划分方法

根据月球基地布局、移动线路距离及沿线地形通过性，将月面载具的移动过程划分为不同场景，如图 16（a）所示。当地形通过性较好时，若连续可通行区段较长，月面载具采用常规高速行驶，以提高功能区之间的转移效率；若连续可通行区段较短，则采用常规低速移动，以保证密集功能区或局部路段内的行驶稳定性。当地形通过性较差时，月面载具采用高通过低速移动，以增强复杂地形下的牵引和越障能力。此外，月面载具在到达目标位置并执行科学探测或工程作业时，需要保持位置和姿态稳定，形成驻车作业场景。

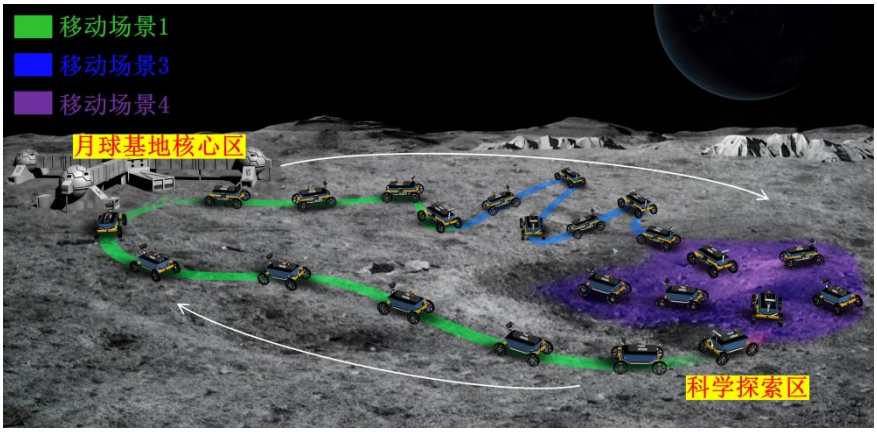
设连续路段长度为 L，地形坡度为 S，相应判别阈值分别为 L_{th} 和 S_{th}，则移动场景 M 可表示为：

$$M=\begin{cases}M_1,\ S\le S_{th},L\ge L_{th}\\ M_2,\ S>S_{th}\\ M_3,\ S\le S_{th},L<L_{th}\\ M_4,\ v=0\end{cases} \tag{2-7}$$

式中，M_1,M_2,M_3,M_4 分别表示常规高速行驶、高通过低速移动、常规低速移动和驻车作业场景，v 为月面载具移动速度。



(a) 根据移动路线特征



(b) 根据探测场景（不考虑路线通过性）

图 16　根据线路和探测场景的移动场景分类

实际探测任务通常由多种移动场景依次组合形成。以月球基地核心区至科学探索区的往返任务为例，如图 16（b）所示，月面载具首先以常规高速行驶方式到达目标区域附近；随后在科学探索区内低速移动，搜索具有探测价值的目标位置；到达目标位置后驻车并开展原位作业；任务完成后，再以常规高速行驶方式返回月球基地核心区。该任务流程可表示为：

$$S_{ij}(l)=S\left(\boldsymbol{r}_{ij}(l)\right),\ 0\le l\le d_{ij} \tag{2-8}$$

若移动线路中存在坡地、障碍物等低通过性区段，则在相应位置插入高通过低速移动场景。因此，月球基地月面载具的实际移动过程表现为多种移动场景的时序组合。综合移动线路特征和实际探测任务需求，本文将面向月球基地的月面载具移动场景划分为表 1 所示的四类。

表 1　面向月球基地的月面载具移动场景分类

序号	路线特征	移动场景
移动场景 1	路线距离长且通过性好	常规高速行驶
移动场景 2	路线距离短且通过性差	高通过低速移动
移动场景 3	路线距离短且通过性好	常规低速移动
移动场景 4	不移动既位置固定	驻车作业

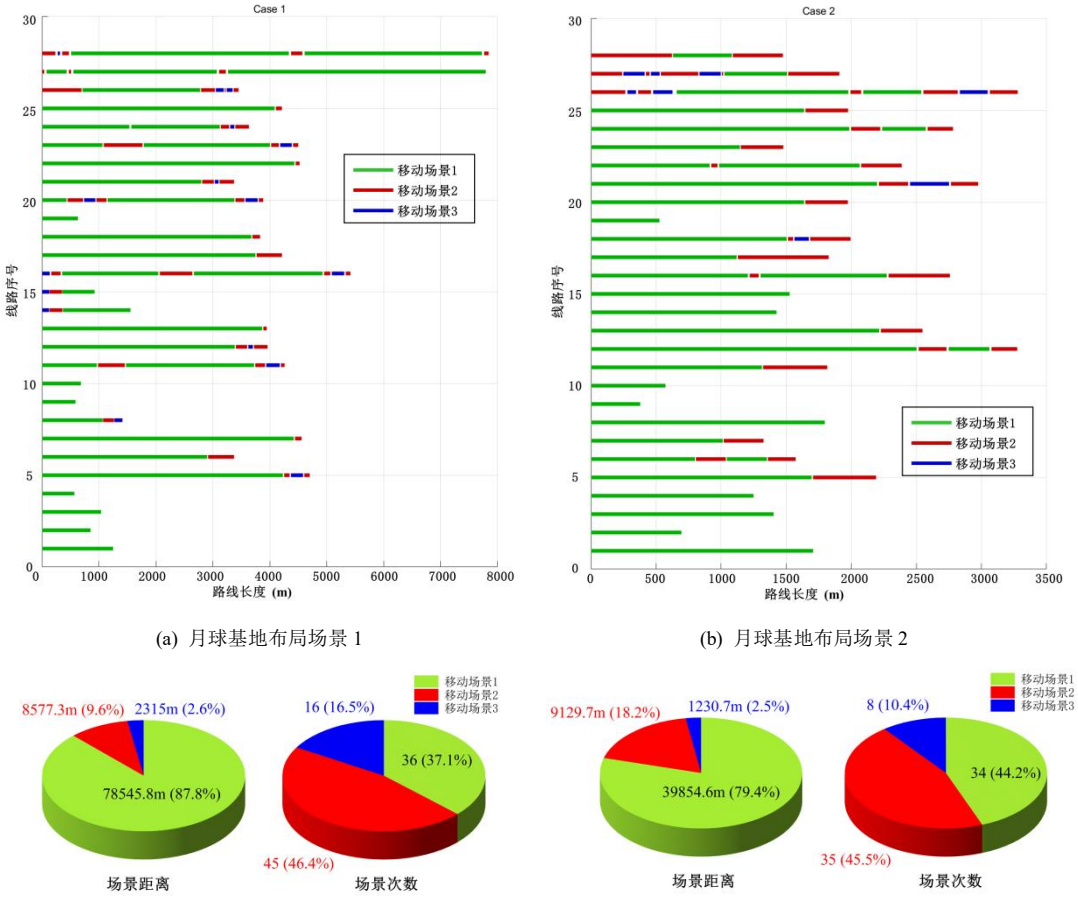
4.4 移动场景划分结果与特征分析

以阿波罗 16 号着陆区的两种月球基地布局为对象，对各功能区间移动线路进行场景划分。取坡度 15° 作为线路通过性判别阈值，取连续缓坡区段长度 100 m 作为高速行驶条件判别阈值。首先根据各采样点坡度将线路划分为低坡度区段和高坡度区段，再根据连续低坡度区段的长度确定移动场景：长度不小于 100 m 的区段划分为常规高速行驶场景，长度小于 100 m 的区段划分为常规低速移动场景，高坡度区段划分为高通过低速移动场景。驻车作业场景由具体任务流程确定，不参与移动线路的分段统计。通过 MATLAB 程序记录各区段的起止位置、长度和场景类型，得到两种布局下各移动线路的场景组成。

图 17（a）和图 17（b）分别给出了两种布局场景中各移动线路的分段结果。以布局场景 1 中的线路 8 为例，0～1064.6 m、1064.6～1263.3 m 和 1263.3～1412.3 m 区段分别对应常规高速行驶、高通过低速移动和常规低速移动场景。布局场景 2 中的线路 8 则依次经历常规高速行驶、高通过低速移动、常规低速移动和高通过低速移动场景，表明同一条移动线路通常由多种移动场景交替组成。

图 17（c）和图 17（d）给出了不同移动场景的累计距离及出现次数占比。从累计距离看，布局场景 1 和布局场景 2 中常规高速行驶场景的占比分别为 87.8%和 79.4%，表明长距离高速行驶是月球基地功能区间移动的主要形式。高通过低速移动场景的占比分别为 9.6%和 18.2%，说明复杂地形区段在移动线路中仍占有一定比例；常规低速移动场景的占比均约为 2.5%～2.6%。

从区段出现次数看，两种布局中高通过低速移动场景的占比分别为 46.4%和 45.5%，均高于其他场景，说明复杂地形区段虽然累计距离相对较短，但在线路中出现较为频繁。常规高速行驶场景的出现次数占比分别为 37.1%和 44.2%，常规低速移动场景分别为 16.5%和 10.4%。



(a) 月球基地布局场景 1　　(b) 月球基地布局场景 2

(c) 月球基地布局场景 1　　(d) 月球基地布局场景 1

图 17　移动场景特征统计

两种布局均呈现出常规高速行驶主导累计距离、高通过低速移动主导出现次数、常规低速移动占比较低的共同特征。这表明月球基地月面载具既需要具备长距离高效行驶能力，也需要频繁应对

局部复杂地形，其实际移动过程具有多种移动场景交替组合的特点。

5 多移动场景下月面载具设计及控制讨论

5.1 面向月球基地多移动场景的月面载具移动要求

根据前述月球基地移动场景分析以及现有典型月面载具在不同场景下的运动状态和动态响应特征，不同场景在行驶速度、地形条件和作业目标方面存在明显差异，对移动系统的性能要求可归纳如下。

（1）常规高速行驶

常规高速行驶主要对应地形相对平缓区域内不同功能区之间的长距离转移任务，其核心目标是在保证行驶安全的前提下缩短运输时间并降低单位距离能耗。随着行驶速度提高，地形不平度产生的激励增强，月面载具容易出现轨迹偏离、车身姿态波动、振动冲击增大以及车轮短时离地等问题。

因此，该场景要求月面载具提高行驶效率和运动稳定性，减小位置、航向及姿态偏差，抑制车身振动与冲击，并保持良好的轮地接触状态。其主要移动要求包括：降低单位距离能耗，提高行驶效率；减小轨迹、航向和姿态偏差；抑制车身起伏、振动和冲击；

（2）高通过低速移动

高通过低速移动主要对应松软月壤、坡地、坑洼及岩石障碍等复杂地形中的爬坡、越障和脱困任务。该场景下月面载具移动速度较低，但轮地阻力、地形起伏和轮地作用不确定性明显增大，易出现车轮滑转、沉陷、悬架姿态失配及整车失稳等问题。

因此，该场景要求月面载具充分利用车轮和悬架的地形适应能力，提高轮地附着、牵引和越障性能。其主要移动要求包括：提高复杂地形通过能力；提高悬架的地形适应能力。

（3）常规低速移动

常规低速移动主要对应基地内部及目标区域附近的精确行驶、转向、对接和近距离探测任务。该场景虽然行驶速度较低，但对轨迹跟踪、姿态控制和车轮协调运动提出了较高要求。在小半径转向或姿态调整过程中，各车轮运动不协调容易产生轮间运动冲突和侧向拖曳，增加能量消耗并降低定位与作业精度。

因此，该场景要求月面载具具有较高的低速操纵精度和车轮协调控制能力，同时保持车身姿态稳定。其主要移动要求包括：减小车身姿态变化；降低轮内冲突。

（4）驻车作业

驻车作业主要对应机械臂操作、设备布设、物资装卸、能源补给及通信观测等固定位置作业任务。该场景不以移动速度和通过能力为主要评价指标，而要求月面载具在不平整月面上形成稳定支撑，为车载设备和作业机构提供可靠的平台。

因此，该场景要求移动系统具备车身姿态调整和稳定支撑能力，减小外部载荷及作业反力引起的车身晃动。其主要移动要求包括：提高驻车支撑稳定性；实现车身姿态调平；

综上，不同移动场景对月面载具的行驶效率、通过能力、运动稳定性和驻车支撑能力提出了差异化要求。单一固定的车轮、悬架和控制状态难以同时满足上述需求，因此有必要根据任务场景调整移动系统的结构与控制状态，形成能够适应多移动场景的多模式移动系统。

5.2 多模式月面载具方案设计

根据不同移动场景下的月面载具移动要求，本文从车轮、悬架和控制三个方面提出多模式月面载具移动系统方案。其中，多模式车轮用于满足行驶效率、通过性和牵引力要求；多模式悬架用于满足减振、地形适应及驻车稳定要求；多模式控制用于满足轨迹跟踪、轮间协调、车身调控及模式切换要求。各移动场景、移动要求与对应方案的关系如表 2 所示。

表 2　移动要求与多模式方案对应关系

移动场景	移动要求	对应方案
常规高速行驶	降低能耗、提高行驶效率	常规车轮模式

常规高速行驶	降低起伏和减震	柔性悬架模式
常规高速行驶	减小位姿偏差	轨迹跟踪控制模式
高通过低速移动	提高通过性、提高牵引力	高通过车轮模式
高通过低速移动	提高地形适应性	被动悬架模式
常规低速移动	降低车身姿态变化	被动悬架模式
常规低速移动	降低轮内冲突	协调控制控制模式
驻车作业	车身稳定	刚性悬架模式
驻车作业	车身调平	车身调控控制模式
移动场景切换	多模式车轮和悬架模式切换	自动模式切换控制

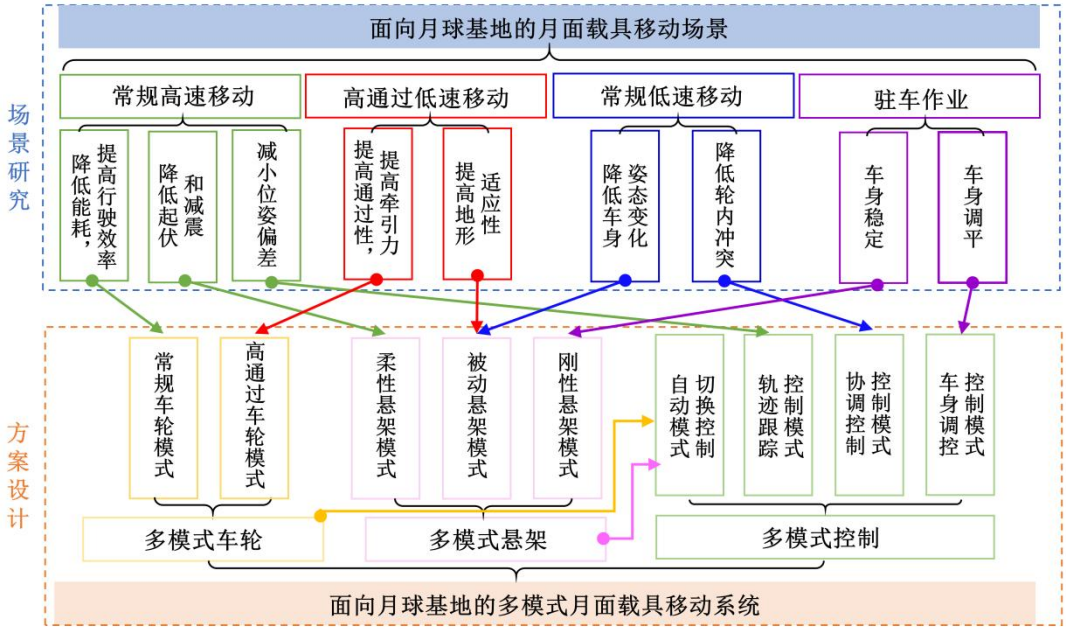


图 18　多模式月面载具移动系统方案

（1）多模式车轮

多模式车轮根据常规高速行驶和高通过低速移动场景下不同的轮地作用需求，设置常规车轮模式和高通过车轮模式。常规车轮模式对应常规高速行驶场景下降低能耗、提高行驶效率的移动要求。该模式主要用于相对平坦线路上的高速转移，通过减小车轮滚动阻力和轮地变形损失，提高单位能量下的行驶距离。高通过车轮模式对应高通过低速移动场景下提高通过性、提高牵引力的移动要求。该模式主要用于松软月壤、坡地及障碍地形，通过增强车轮与地面的相互作用，提高车轮牵引能力和复杂地形通过能力。

（2）多模式悬架

多模式悬架根据常规高速行驶、高通过低速移动、常规低速移动和驻车作业场景下的不同需求，设置柔性悬架模式、被动悬架模式和刚性悬架模式。柔性悬架模式对应常规高速行驶场景下降低起伏和减震的移动要求。该模式利用悬架的柔性缓冲作用减小地形激励向车身的传递，降低高速行驶过程中的车身起伏和振动。被动悬架模式同时对应高通过低速移动场景下提高地形适应性和常规低速移动场景下降低车身姿态变化的移动要求。该模式利用悬架构件的被动运动适应地形起伏，使各车轮保持与地面的有效接触，并减小不平整地形引起的车身姿态变化。刚性悬架模式对应驻车作业场景下车身稳定的移动要求。该模式通过限制悬架运动提高整车支撑刚度，减小作业载荷及外部扰动引起的车身晃动，为车载设备作业提供稳定支撑。

（3）多模式控制

多模式控制包括轨迹跟踪控制模式、协调控制控制模式、车身调控控制模式和自动模式切换控

制，用于实现不同移动场景下的运动控制及车轮、悬架模式协同切换。轨迹跟踪控制模式对应常规高速行驶场景下减小位姿偏差的移动要求。该模式根据设定路径与实际位置、航向及姿态之间的偏差，对车轮驱动和转向状态进行调节，提高高速行驶过程中的轨迹保持能力。协调控制控制模式对应常规低速移动场景下降低轮内冲突的移动要求。该模式协调各车轮的驱动速度和转向角度，减小低速转向及精确移动过程中因车轮运动不一致产生的轮内冲突。车身调控控制模式对应驻车作业场景下车身调平的移动要求。该模式通过调节悬架及车身姿态，使月面载具在不平整地形上保持相对水平，为驻车作业提供稳定平台。自动模式切换控制对应不同移动场景之间的切换需求。该控制根据任务类型、行驶状态和地形条件，对多模式车轮和多模式悬架的工作模式进行协调切换，使移动系统在不同场景下采用相应的工作状态。

综上，本文提出的多模式月面载具移动系统由多模式车轮、多模式悬架和多模式控制组成。各模式与不同移动场景下的移动要求相对应，并通过自动模式切换控制实现月面载具车轮、悬架和控制状态的协同调整，从而满足月球基地多移动场景下的差异化移动需求。

6 结论

本文面向月球基地建设与长期运行需求，围绕基地功能布局、月面载具应用及月面载具移动场景开展研究，主要结论如下。

（1）在归纳国内外月球基地组成与布局方案的基础上，提出了由核心区和外部区构成的分层功能布局。核心区包括居住区、人员返回与物资着陆区、物资及能源储存区、通信导航区和科学研究区，外部区包括科学探索区、能源区和原位资源利用区，形成了核心保障、外围拓展、分区协同的基地布局思路，为功能节点选址和移动线路构建提供了基础。

（2）以阿波罗 16 号着陆区数字高程模型为基础，构建了集中式和相对分散式两种月球基地布局场景，并对功能区之间的线路距离和坡度特征进行了分析。研究表明，功能区间距离与线路通过性不存在必然对应关系，长距离线路可能以平缓地形为主，短距离线路也可能包含较大坡度区段，因此移动场景划分需综合考虑线路长度、地形通过性和实际任务流程。

（3）根据线路距离、坡度条件及作业状态，将月面载具移动场景划分为常规高速行驶、高通过低速移动、常规低速移动和驻车作业四类。两种布局中，常规高速行驶场景的累计距离占比分别为 87.8%和 79.4%，是功能区间转移的主要形式；高通过低速移动场景的出现次数占比分别为 46.4%和 45.5%，说明月面载具在长距离高效行驶的同时，还需频繁应对局部复杂地形，实际任务具有多种移动场景交替组合的特征。

（4）针对不同移动场景的差异化要求，提出了由多模式车轮、多模式悬架和多模式控制组成的月面载具总体方案。多模式车轮兼顾高速行驶效率与复杂地形牵引能力，多模式悬架满足高速减振、地形适应和驻车稳定需求，多模式控制实现轨迹跟踪、车轮协调、车身调平及模式自动切换。研究结果可为月球基地月面载具的构型设计和控制方法研究提供场景依据与总体设计参考。

参考文献：

[1] 高海波,吴雨婷,杨怀广,等.星表自主移动作业机器人关键技术研究现状与发展趋势[J].中国空间科学技术(中英文),2026,46(3):61-76.DOI:10.16708/j.cnki.1000-758X.2026.0037.

[2] 廖小刚,李建辉.2023 年国外载人航天发展初步分析[J].载人航天,2024,30(1):112-120.DOI:10.16329/j.cnki.zrht.2024.01.006.

[3] 周诚,高玉月,覃文波,等.月球基地建造的发展趋势、目标体系与政策路径[J].科学通报,2025,70(21):3460-3469.

[4] 王殿佑,孟华珍.月球基地设计方案研究进展及典型建造案例分析[J].国际太空,2025,(4):48-55.

[5] https://www.cnsa.gov.cn/n6758824/n6759009/n6759040/index.html

[6] JIA Zhicheng, JIN Jingfu, DONG Xinju, et al. Experimental study of the influence of speed increase on Mars rover driving state when crossing obstacles[J]. Journal of Terramechanics, 2026, 124: 101145.

[7] 潘冬,陈朕,袁宝峰,等.火星车沉陷机理与脱困策略研究[J].机器人,2022,44(1):2-8.DOI:10.13973/j.cnki.robot.210258.
[8] 刘瑞峰,魏文明,杨洋,等.面向月球车弹性车轮的承载-吸能增强型负刚度超结构设计[J].中国科学:技术科学,2026,56(4):1178-1192.
[9] https://www.nasa.gov/humans-in-space/artemis/
[10] RUGANI R, MAININI A G, BECCHIO C, et al. Moon Village: main aspects and open issues in lunar habitat thermoenergetics design. A Review[C]//2021 IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and 2021 IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe (EEEIC/I&CPS Europe). Bari, Italy: IEEE, 2021. DOI: 10.1109/eeeic/icpseurope51590.2021.9584521.
[11] https://global.jaxa.jp/
[12] 范唯唯,杨帆,韩淋,等.俄罗斯未来月球探索与开发计划解析[J].科技导报,2019,37(16):6-11.
[13] 刘波,孙鹏,姚伟.月球采矿的智能矿场构想[J].宇航学报,2025,46(8):1694-1708.
[14] 任筱强,吴伟仁,王洪雨,等.月球探测发展与关键技术展望[J].深空探测学报(中英文),2025,12(2):97-109.DOI:10.15982/j.issn.2096-9287.2025.20250014.
[15] 张崇峰,许惟扬,童玉奇,等.面向载人任务开展月面建造的设想[J].华中科技大学学报(自然科学版),2024,52(8):7-15.DOI:10.13245/j.hust.240853.
[16] 裴照宇,刘继忠,王倩,等.月球探测进展与国际月球科研站[J].科学通报,2020,65(24):2577-2586.
[17] 蒋明镜,王思远,姜朋明,等.月球基地的建设远景与挑战[J].山东大学学报(工学版),2024,54(2):114-125.
[18] 张泽旭,袁帅,潘文特,等.月球驻人基地研究综述与关键技术分析[J].深空探测学报(中英文),2023,10(5):455-469+453-454.DOI:10.15982/j.issn.2096-9287.2023.20220066.
[19] 刘建忠,李雄耀,朱凯,等.月球原位资源利用及关键科学与技术问题[J].中国科学基金,2022,36(6):907-918.DOI:10.16262/j.cnki.1000-8217.2022.06.005.
[20] 杨建中,吴琼,于登云,等.无人月球科考站构建与运行关键技术初探[J].深空探测学报,2020,7(2):111-117.DOI:10.15982/j.issn.2095-7777.2020.20190509001.
[21] MUKUNDAN A, PATEL A, SARASWAT K D, et al. Kalam Rover[C]//AIAA SCITECH 2022 Forum. San Diego: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2022. DOI: 10.2514/6.2022-1047.
[22] MAROV M Y, SLYUTA E N. Early steps toward the lunar base deployment: Some prospects[J]. Acta Astronautica, 2021, 181: 28-39. DOI: 10.1016/j.actaastro.2021.01.002.
[23] REZICH E, BICKEL V T, FRANCIS P L, et al. Investigating the Geotechnical Properties of the Lunar South Pole with NASA VIPER‘s Mobility System[J]. The Planetary Science Journal, 2025, 6(7): 169. DOI: 10.3847/PSJ/add13f.
[24] 甘红,魏广飞,张伟伟,等.基于嫦娥 7 号探测任务概念设计的月球南极光照条件和电场环境研究[J].中国科学:物理学 力学 天文学,2023,53(4):127-142.
[25] YIN K, GAO F, SUN Q, et al. Design and soft-landing control of a six-legged mobile repetitive lander for lunar exploration[C]//2021 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). Xi‘an: IEEE, 2021: 670-676. DOI: 10.1109/ICRA48506.2021.9560984.
[26] 张志贤,梁鲁,果琳丽,等.轮腿式可移动载人月面着陆器概念设想[J].载人航天,2016,22(2):202-209.DOI:10.16329/j.cnki.zrht.2016.01.011.
[27] 牛丽周. 面向星球熔岩洞探测的多模式软体机器人及运动性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2024.
[28] KALITA H, GHOLAP A S, THANGAVELAUTHAM J. Dynamics and Control of a Hopping Robot for Extreme Environment Exploration on the Moon and Mars[C]//2020 IEEE Aerospace Conference. Big Sky: IEEE, 2020: 1-12. DOI: 10.1109/AERO47225.2020.9172617.
[29] 李贺,王禹,杜小振,等.一种可跳跃的月面移动机器人系统设计[J].深空探测学报(中英文),2020,7(3):304-310.DOI:10.15982/j.issn.2095-7777.2020.20191011011.

[30] NESNAS I A, KERBER L, PARNESS A, et al. Moon Diver: A Discovery Mission Concept for Understanding the History of Secondary Crusts through the Exploration of a Lunar Mare Pit[C]//2019 IEEE Aerospace Conference. Big Sky: IEEE, 2019: 1-23. DOI: 10.1109/AERO.2019.8741788.

[31] 杜伊健. 仿鼹鼠月壤挖掘机器人挖掘技术研究[D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2023.

[32] 徐文泽. 月壤推铲系统的结构设计与仿真研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2023.

[33] SUTOH M. Development and Evaluation of Mobility and Excavation Rover Toward Lunar Base Construction[J]. Journal of Robotics and Mechatronics, 2024, 36(2): 334-342. DOI: 10.20965/jrm.2024.p0334.

[34] THANGAVELAUTHAM J, LAW K, FU T, et al. Autonomous multirobot excavation for lunar applications[J]. Robotica, 2017, 35(12): 2330-2362. DOI: 10.1017/S0263574716000568.

[35] MUFF T, JOHNSON L, KING R, et al. A Prototype Bucket Wheel Excavator for the Moon, Mars and Phobos[C]//AIP Conference Proceedings. Albuquerque, New Mexico (USA): American Institute of Physics, 2004, 699(1): 967-974. DOI: 10.1063/1.1649662.

[36] DICKSON D C, SIBILLE L, GALLOWAY G M, et al. Modeling Dynamics of Counter-Rotating Bucket Drum Excavation for In Situ Resource Utilization (ISRU) in Low-Gravity Environments[C]//Proceedings of the 15th Biennial ASCE Conference on Engineering, Science, Construction, and Operations in Challenging Environments. Orlando, Florida: ASCE, 2016.

[37] THANGAVELAUTHAM J, CHANDRA A, JENSEN E. Autonomous Robot Teams for Lunar Mining Base Construction and Operation[C]//2020 IEEE Aerospace Conference, AERO 2020. Big Sky: IEEE Computer Society, 2020. DOI: 10.1109/AERO47225.2020.9172811.

[38] SKONIECZNY K, DELANEY M, WETTERGREEN D S, et al. Productive Lightweight Robotic Excavation for the Moon and Mars[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2014, 27(4). DOI: 10.1061/(ASCE)AS. 1943-5525.0000342.

[39] HSU A, PELRINE R, HOWE A S, et al. Design of a Novel Lunar Transportation System (FLOAT) Consisting of Diamagnetically-Levitated Robots on a Flexible Film Track[C]//2023 IEEE Aerospace Conference. Big Sky: IEEE, 2023: 1-20. DOI: 10.1109/AERO55745.2023.10115827.

[40] https://gitai.tech/

[41] TROEMNER M, RAMYAR E, MEEHAN J, et al. A 3D-Printing Centered Approach to Mars Habitat Architecture and Fabrication[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2022, 35(1): 04021109. DOI: 10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0001359.

[42] LEACH N. 3D Printing in Space[J]. Architectural Design, 2014, 84(6): 108-113. DOI: 10.1002/ad.1840.

[43] https://lroc.im-ldi.com/

[44] https://data.lroc.im-ldi.com/lroc/view_rdr/NAC_DTM_APOLLO16?_gl=1*g9e8di*_ga*MjAwNjgwOTQ3OS4xNzczMDIwMjky*_ga_SBFXQ3JFQY*czE3ODU5MDc4OTIkbzYkZzEkdDE3ODU5MDc5NzgkajYwJGwwJGgwSchuster.

基于贝氏仪试验的饱和砂质粉土率相关承压沉陷与剪切模型研究

刘国钊[1]，邹猛[1]，廖世辉[2]，冉鑫海[2]，陈朕[1*]

（1 吉林大学工程仿生教育部重点实验室，长春 130022；2 重庆长安汽车股份有限公司，长安 400000）

（* 通信作者：陈朕　电子邮箱：chenzhen@jlu.edu.cn）

摘　要：饱和软弱土壤中轮－壤相互作用的预测仍是地面力学与越野车辆通过性分析中的关键问题。传统承压沉陷模型和剪切位移模型通常基于准静态试验进行标定，因而难以充分描述加载速率变化引起的瞬态承载增强。本研究通过在经典地面力学方程中引入率相关项，建立饱和砂质粉土动态承压沉陷模型和剪切模型。在 Bekker 承压沉陷方程和 Janosi－Hanamoto 剪切方程中引入率相关表观黏聚项。采用自主研制的便携式贝氏仪开展承压沉陷试验和旋转剪切试验。贯入速度分别为 50、100、200 mm·min^{-1}；旋转剪切试验的法向应力分别为 16、24、32 kPa，角速度分别为 5、10、15 (°)·s^{-1}。采用均方根误差（RMSE）和相对误差（Er）评价模型精度。所提出的模型能够再现不同加载速率和法向应力下饱和砂质粉土的力学响应。承压沉陷模型的平均相对误差为 6.39%，剪切模型的平均相对误差为 2.82%。剪切模型具有较高的预测精度，而承压沉陷模型在最高贯入速度（200 mm·min^{-1}）下的偏差相对较大。在经典地面力学模型中引入率相关表观黏聚项，可提高饱和软弱地面动态土壤阻力的预测精度。所提出的模型可为湿软地面条件下农业机械、越野车辆和田间机器人的通过性预测提供参数化基础。

关键词：地面力学；贝氏仪；饱和砂质粉土；应变率效应

1 引言

农业生产是保障粮食安全与生态安全的基础，其现代化水平与可持续发展密切相关（Chen 等，2022；Li 等，2022；Wang 等，2024）。土壤耕作是农业生产中能耗最高的作业环节之一。由于耕作通常需要重载、大功率机械，其会显著增加田间作业的总体成本（Zimmermann 等，2023）。因此，优化土壤耕作兼具农艺和经济意义（Jung 等，2025）。

拖拉机作为农业动力机械被广泛应用，不仅能够为多种农具提供动力，还可在复杂田间环境中作业（Chen 等，2024）。为提高变工况下的燃油经济性和通过性，拖拉机需要合理调节行驶速度与功率输出（Li 等，2019）。未来田间作业将更多涉及复杂地形中的无人化任务，要求拖拉机以较高自主性通过不平整地面（Xi 等，2024；Zhang 等，2025）。然而，在陌生地形中，实时土壤信息的缺失使车辆难以得到有效控制并完成预期作业目标。车辆的牵引与驱动性能受轮–壤相互作用力支配，而该作用力取决于轮–地界面产生的法向应力与剪切应力（Tsubaki 和 Ishigami，2021）。因此，及时估计土壤参数对于优化控制与路径规划策略、提高燃油经济性和通过性具有重要意义（Gao 等，2012）。

车辆在可变形地面上的通过性研究始于轮–地相互作用的力学分析。Bekker 提出的半经验框架建立了承压沉陷关系，将土壤黏聚模量、摩擦模量与车轮沉陷联系起来，为预测刚性轮在可变形地面上的阻力提供了系统基础（Bekker，1956）。此后，Reece 通过无量纲形式完善了参数定义，Wong 和 Reece 引入 Janosi–Hanamoto 剪切应力关系以拓展牵引力预测（Jo-Yung 和 Reece，1967；Reece，1964），共同形成了经典的 Bekker–Wong–Reece 地面力学框架。后续研究进一步提高了模型对特定工况的适用性。Yang 等建立了考虑剪切应力的坡地履带车辆地面压力模型（Yang 等，2018）；Victor 等将 Bekker–Wong 模型与简化 Burckhardt 模型相结合，用于软土相互作用的实时仿真（Victor 等，2024）；Vieira 等采用增益调度 PID 控制补偿土壤参数突变（Vieira 等，2021）。

轮–壤界面的力学响应不仅受地形几何形貌与静态物理参数控制，还受动态加载过程中的黏塑性

与流变过程影响。因此，经典经验模型在动态工况下可能产生较明显的预测误差。许多现有地面力学模型将贯入视为准静态过程，未显式考虑应变率变化引起的未排水黏聚、孔隙水压力扩散和黏塑性延迟等瞬态机制，可能导致快速加载过程中峰值承载力被低估（Asadollahi 等，2025）。基于此，本研究将应变率效应引入 Bekker 承压沉陷模型与 Janosi–Hanamoto 剪切模型，建立适用于饱和砂质粉土的率相关承压沉陷与剪切建模框架。

2 模型构建

2.1 经典承压沉陷与剪切关系

压板贯入过程中，土壤变形通常受压缩、密实和塑性剪切的耦合作用控制。随着沉陷量增加，压板正下方的土壤受到竖向压缩，颗粒重新排列并形成密实区（Jiang 等，2025；Yankelevsky 等，2023）。与此同时，压板边缘附近的土壤受到侧向挤压并发生塑性剪切，局部区域有时会出现隆起。因此，压板承载力由压板下方的压缩阻力、边缘剪切破坏以及颗粒间摩擦共同构成（Gu 等，2022；Nie 等，2020）。

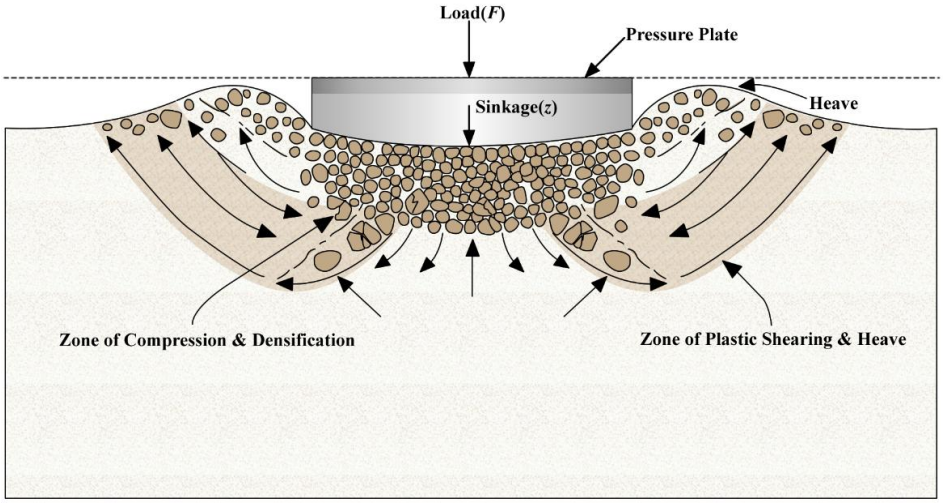


图 1　压板贯入过程中压缩密实区、塑性剪切区及侧向隆起示意图

对于压板贯入可变形土壤的过程，Bekker 承压沉陷关系可表示为：

$$\sigma(z)=\left(\frac{k_c}{b}+k_\phi\right)z^n \tag{1}$$

式中，σ为沉陷量 z 处的法向应力；kc 和 kφ分别为土壤黏聚模量和摩擦模量；b 为压板特征宽度；n 为沉陷指数。作用于压板上的静态法向力可表示为：

$$F_{static}=S\cdot\int_0^z\sigma(z)\cdot dz \tag{2}$$

剪切加载过程中，通常采用 Janosi–Hanamoto 关系描述剪切应力随剪切位移的增加规律（Wong，2009）。对于塑性地面，剪切应力逐渐趋近于极限剪切强度；对于脆性地面，则可能出现峰值强度，随后下降至残余强度（Li 等，2025；Vanderkop 等，2022；Whitson，2020）。

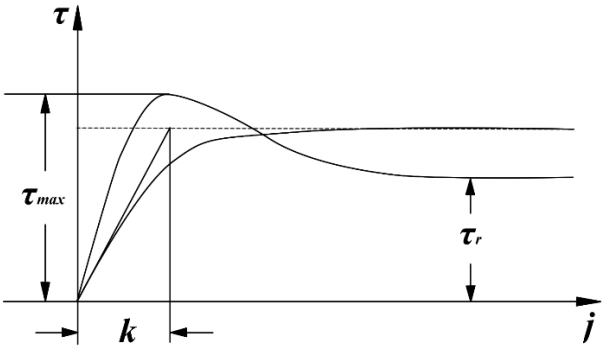


图 2　剪切应力与剪切位移关系示意图

$$\tau = \tau_{\max}(1 - e^{-\frac{j}{K}}) \tag{3}$$

式中，K 为剪切变形参数，τmax 为极限剪切强度。极限剪切强度通常采用 Mohr–Coulomb 准则描述：

$$\tau_{\max} = c + \sigma \tan\phi \tag{4}$$

2.2 率相关承压沉陷模型

对于饱和砂质粉土，贯入速度增加可能导致排水过程滞后于加载过程，使孔隙水压力无法及时消散；颗粒间黏性阻力和局部重排阻力也可能随之增大。宏观上，上述过程表现为承载阻力的短时增加以及表观黏聚作用的增强（Peth，2006；Hampton，1958）。因此，在 Bekker 承压沉陷模型中引入名义贯入应变率项，以描述饱和砂质粉土承载响应的速率敏感性。

在 Bekker 模型中，kc 主要反映颗粒间黏聚与结构约束对贯入阻力的贡献，而 kφ主要与颗粒摩擦、几何嵌锁及内摩擦有关。在本试验速度范围内，假定 kφ保持相对稳定，并主要通过动态黏聚模量 kc(ε̇)表征速率效应：

$$k_c(\dot{\varepsilon}) = k_{c0}\left(1 + \delta \cdot \dot{\varepsilon}^m\right) \tag{5}$$

式中，k_{c0} 为准静态黏聚模量；ε̇为名义贯入应变率；δ和 m 为经验速率敏感系数。需要强调的是，kc(ε̇)并非严格意义上的材料本征参数，而是将孔隙水压力消散滞后、颗粒间黏性阻力及局部结构重排的综合作用等效为表观黏聚贡献的工程参数。

对于圆形承压板，可将压板直径 D 作为变形区的特征长度。因此，名义贯入应变和名义贯入应变率分别定义为：

$$\varepsilon = \frac{z}{D}, \dot{\varepsilon} = \frac{v}{D} \tag{6}$$

式中，z 为沉陷量，v 为贯入速度。将式（5）代入 Bekker 承压沉陷关系，可得率相关法向力：

$$F_{rate} = S \cdot \int_0^z \left(\frac{k_c(\dot{\varepsilon})}{b} + k_\phi \right) z^n dz \tag{7}$$

式中，S 为压板投影面积，b 为压板特征宽度，n 为沉陷指数。该模型通过引入率相关黏聚项对传统承压沉陷关系进行修正。

2.3 率相关剪切模型

旋转剪切过程中，饱和砂质粉土的剪切阻力同样受到剪切速率影响。较高剪切速率下，剪切带

附近会发生快速颗粒重排与局部扰动，孔隙水压力可能无法立即释放，从而改变测得的表观剪切强度。为描述该效应，在 Janosi–Hanamoto 剪切模型和 Mohr–Coulomb 强度关系中引入率相关表观黏聚项。

与承压沉陷模型类似，假定内摩擦角φ在试验剪切速率范围内仅发生较小变化。因此，剪切速率效应主要通过表观黏聚力表征，以率相关表观黏聚力 c(γ̇)替代准静态黏聚力 c_0：

$$c\left(\dot{\gamma}\right)=c_0\left(1+\beta_c\cdot\dot{\gamma}^{m_c}\right) \tag{8}$$

式中，γ̇为名义剪切应变率，β_c 和 m_c 为剪切速率敏感参数。c(γ̇)同样是表观参数，用于表征不同剪切速率下剪切强度的等效变化。

对于圆形压板旋转剪切，剪切位移可近似表示为：

$$j(t)=\theta(t)\cdot r_o=\omega(t)\cdot t\cdot r_o \tag{9}$$

式中，ω为角速度，t 为剪切时间，r_o 为剪切盘外半径。设有效剪切层厚度为 h，则名义剪切应变率可表示为：

$$\dot{\gamma}=\frac{d\gamma}{dt}=\frac{d}{dt}\left(\frac{j}{h}\right)=\frac{v_x}{h} \tag{10}$$

式中，vx 为剪切盘边缘处的切向速度。依据贝氏仪旋转剪切试验的常用处理方法，取 h=0.1D，其中 D 为剪切盘直径。将率相关表观黏聚力引入 Mohr–Coulomb 准则，并与 Janosi–Hanamoto 位移函数结合，可得：

$$\tau(j)=[c+\sigma(z)\tan\phi]\cdot(1-e^{-\frac{j}{K}}) \tag{11}$$

对剪切盘环形区域内的剪切应力进行积分，可得到预测扭矩：

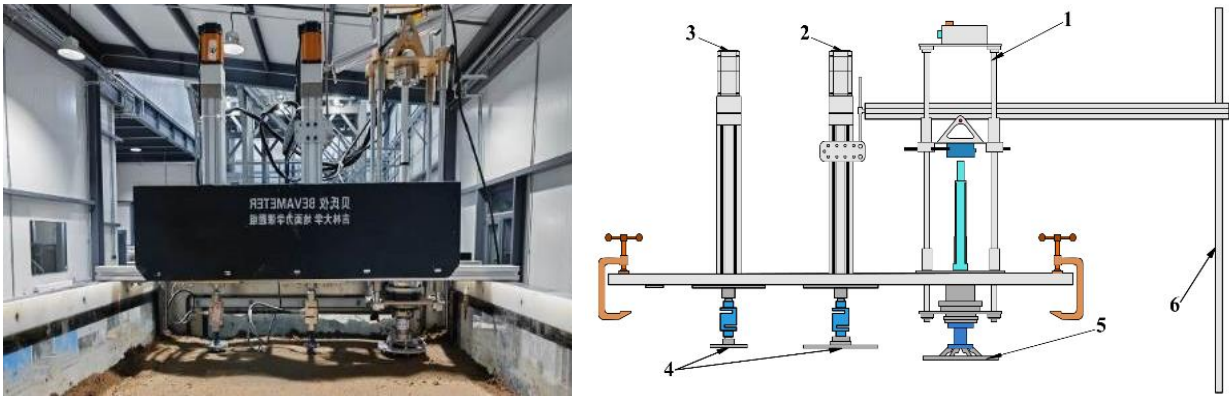
$$T=\frac{2\pi\mu\left(\omega\right)\left(r_o^3-r_i^3\right)}{3}\cdot\left[c_0\left(1+\beta_c\cdot\left(\frac{v_x}{h}\right)^{m_c}\right)+\sigma\tan\phi\right]\cdot(1-e^{-\frac{\lambda(\omega)\cdot\theta\cdot r_o}{K}}) \tag{12}$$

式中，r_i 和 r_o 分别为剪切盘内、外半径；K 为 Janosi–Hanamoto 剪切变形参数；σ为法向应力。该模型在保留经典剪切模型结构的同时，考虑了剪切速率对表观剪切强度的影响。

3 材料与方法

3.1 贝氏仪试验系统

采用自主研制的便携式贝氏仪测量饱和砂质粉土的承压沉陷响应和旋转剪切响应。系统主要由伺服电动缸、压力传感器、扭矩传感器、导向架和剪切盘组成。承压沉陷试验中，电动缸驱动压板竖直贯入土壤并记录载荷–沉陷曲线；剪切试验中，剪切盘在设定法向载荷下旋转，并记录扭矩–角位移响应。



（a）自主研制便携式贝氏仪实物图　　（b）贝氏仪结构示意图

图 3　贝氏仪试验装置

3.2 土样与试验方案

试验材料为饱和砂质粉土。试验前，将土壤配制至饱和状态，装入土槽并振动压实，以减小初始密度差异。承压沉陷试验采用直径 100 mm 的圆形压板，贯入速度分别设为 50、100、200 mm·min^{-1}，最大沉陷量为 50 mm。旋转剪切试验的法向应力分别为 16、24、32 kPa，角速度分别为 5、10、15 (°)·s^{-1}，旋转角度为 90°。



图 4　饱和砂质粉土贝氏仪试验场景

表 1　饱和砂质粉土贝氏仪试验方案

土壤状态	试验类型	控制变量	测量输出
饱和砂质粉土	承压沉陷	贯入速度：50、100、200 mm·min^{-1}；评价沉陷量：10、20、30 mm	法向力–沉陷曲线
	旋转剪切	法向应力：16、24、32 kPa；角速度：5、10、15 (°)·s^{-1}；旋转角度：90°	扭矩–剪切位移曲线

3.3 误差评价指标

采用均方根误差（RMSE）和相对误差（Er）评价模型精度。RMSE 定义为：

$$RMSE=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(p_i-a_i\right)^2}{n}} \tag{13}$$

式中，p_i 和 a_i 分别为模型预测值与试验测量值，N 为评价点数。相对误差 Er 为 RMSE 与相应试

验均值之比：

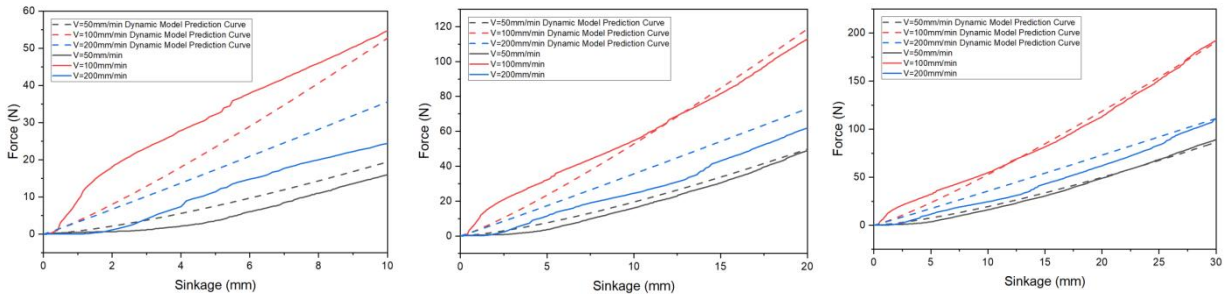
$$E_r = \frac{RMSE}{Average} \times 100\% \tag{14}$$

式中，Average 为相应评价点或区间内测量值的平均值。RMSE 反映绝对预测误差，而 Er 可用于比较不同贯入速度、沉陷深度及法向应力条件下的相对预测误差。

4 结果

4.1 承压沉陷模型验证

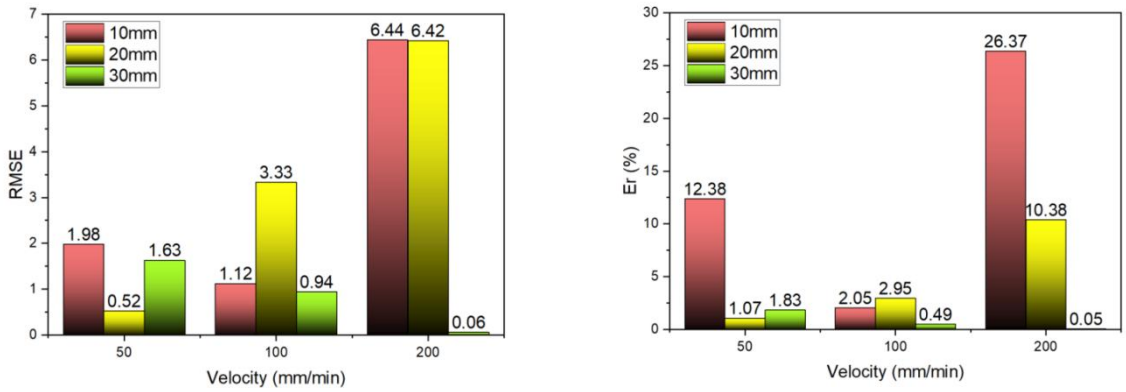
图 5 对比了不同沉陷评价区间内饱和砂质粉土承压沉陷响应的实测结果与预测结果。总体而言，该模型能够反映法向力随沉陷量增加的变化规律。随着贯入速度增加，承载响应的率相关性增强，表明饱和砂质粉土在快速贯入过程中具有明显的瞬态阻力变化。



（a）10 mm 沉陷区间内承压沉陷模型验证　（b）20 mm 沉陷区间内承压沉陷模型验证　（c）30 mm 沉陷区间内承压沉陷模型验证

图 5　承压沉陷模型验证结果

承压沉陷模型的误差统计结果见表 2。3 种贯入速度下的平均相对误差分别为 5.09%、1.83%和 12.26%，总体平均相对误差为 6.39%。在 200 mm·min⁻¹时误差相对较大，表明当前率相关项可能尚未完全描述高速贯入初期的孔隙水响应及局部土体结构重组过程。



（a）承压沉陷模型 RMSE 统计　（b）承压沉陷模型相对误差统计

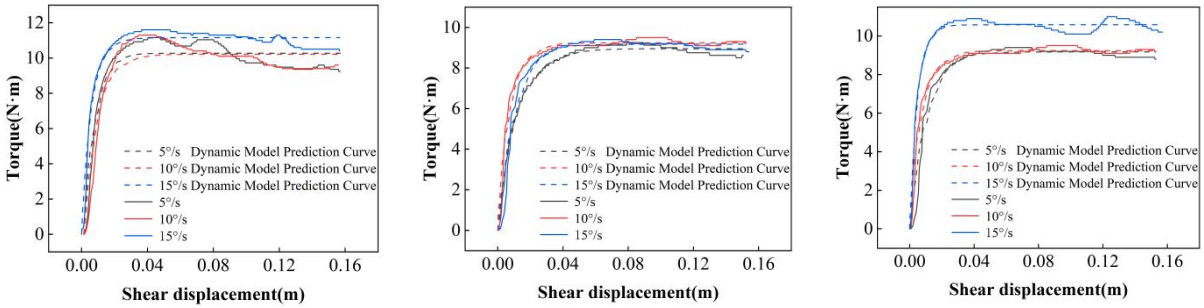
图 6　承压沉陷模型的 RMSE 与 Er

表 2　饱和砂质粉土承压沉陷模型误差统计

贯入速度/(mm·min⁻¹)	RMSE	Er/%
50	1.37	5.09
100	1.79	1.83
200	4.31	12.26
平均值	2.49	6.39

4.2 剪切模型验证

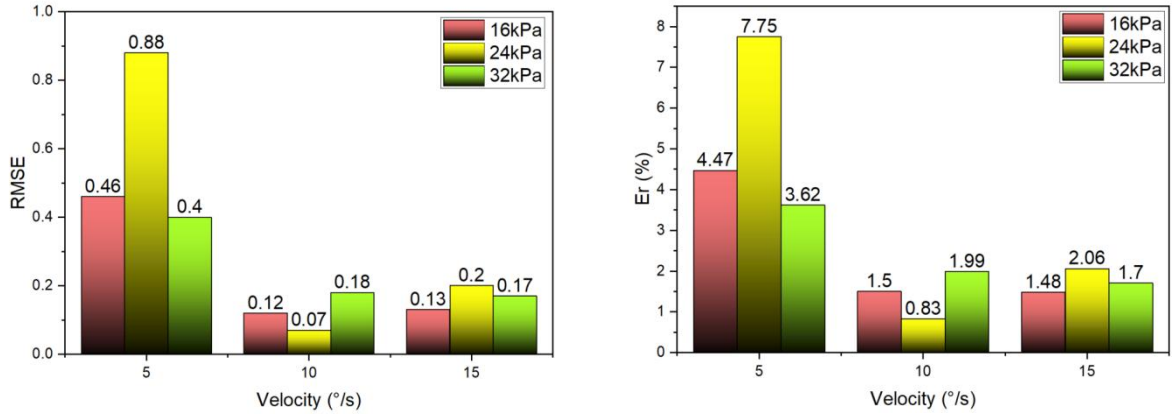
图 7 给出了不同法向应力下饱和砂质粉土的扭矩–剪切位移曲线。剪切扭矩在初始阶段迅速增大，随后逐渐进入稳定或缓慢波动阶段。16 kPa 下曲线波动更为明显，表明低法向应力条件下剪切带更易受到局部扰动、重塑及孔隙水迁移的影响。24、32 kPa 下模型曲线与试验曲线总体吻合较好。



（a）法向应力 16 kPa 下剪切模型验证　（b）法向应力 24 kPa 下剪切模型验证　（c）法向应力 32 kPa 下剪切模型验证

图 7　剪切模型验证结果

剪切模型的误差统计结果见表 3。角速度为 5、10、15 (°)·s⁻¹时，平均相对误差分别为 5.28%、1.44%和 1.74%，总体平均相对误差为 2.82%。与承压沉陷模型相比，剪切模型的总体误差较低，表明经率相关表观黏聚力修正的 Janosi–Hanamoto 模型能够较好描述饱和砂质粉土的剪切响应。



（a）剪切模型 RMSE 统计　（b）剪切模型相对误差统计

图 8　剪切模型的 RMSE 与 Er

表 3　饱和砂质粉土剪切模型误差统计

角速度/((°)·s⁻¹)	RMSE	Er/%
5	0.58	5.28
10	0.12	1.44
15	0.16	1.74
平均值	0.28	2.82

4.3 模型精度汇总

表 4 汇总了承压沉陷模型与剪切模型的主要误差结果。承压沉陷模型的平均相对误差为 6.39%，剪切模型为 2.82%。总体上，所提出的率相关模型能够描述不同加载条件下饱和砂质粉土的力学响应，其中剪切模型的预测精度高于承压沉陷模型。

表 4　模型误差汇总

模型组成	土壤状态	主要误差结果	主要现象
承压沉陷	饱和砂质粉土	平均 RMSE=2.49；平均 Er=6.39%	100 mm·min⁻¹时吻合较好；200 mm·min⁻¹时初始沉陷阶段偏差较大。
旋转剪切	饱和砂质粉土	平均 RMSE=0.28；平均 Er=2.82%	24、32 kPa 下吻合较好；16 kPa 下局部波动更明显。

5 讨论

贝氏仪试验结果表明，所提出的率相关模型能够描述不同加载速度和法向应力下饱和砂质粉土的承压沉陷响应与剪切响应。与传统准静态承压沉陷模型和剪切模型相比，本研究通过率相关表观黏聚项，将快速贯入和快速剪切过程中的潜在排水滞后、增强的颗粒间黏性阻力及局部结构重排纳入模型，从而在不显著增加模型复杂度的情况下提高了模型表征动态加载过程的能力。

对于承压沉陷响应，模型预测结果与试验结果总体吻合较好。承压沉陷模型的平均相对误差为 6.39%，表明该模型能够反映贯入过程中饱和砂质粉土法向承载力的变化。然而，在 200 mm • min^{-1} 的高贯入速度下偏差增大，说明快速加载初期响应受到更强瞬态效应的影响。对于饱和砂质粉土，快速贯入会限制排水及时发生，使压板下方局部土体表现出短时未排水特性。与此同时，随着沉陷增加，压板边缘附近的侧向流动、颗粒重排和局部破坏仍在持续发展。单一率相关黏聚项能够改善预测，但可能仍不足以完整描述高速贯入与初始沉陷阶段复杂的瞬态变形过程。

对于旋转剪切响应，模型精度总体高于承压沉陷模型，平均相对误差为 2.82%。这表明，经率相关表观黏聚力修正后的 Janosi–Hanamoto 关系能够描述不同法向应力和剪切速率下饱和砂质粉土的扭矩–剪切位移关系。不同法向应力下的剪切曲线表明，低法向应力时局部波动更为明显，这可能是由于剪切带约束较弱，对局部扰动更加敏感。随着法向应力增加，剪切盘下方土体受到更强约束，剪切带发育更加稳定，模型与试验结果的吻合程度随之提高。上述结果表明，饱和砂质粉土的剪切响应不仅受剪切速率控制，还受法向应力、局部排水条件和剪切带稳定性的共同影响。

本研究引入的 $k_c(\dot{\varepsilon})$和 $c(\dot{\gamma})$应被理解为表观工程参数，而非严格的材料本征常数。二者用于将饱和土快速加载过程中多种耦合机制综合为可标定的率相关项，从而建立贝氏仪试验与车辆通过性模型之间的实用参数联系。从地面力学角度看，该处理方法在保持经典模型简洁性的同时，提高了湿软地面土壤阻力预测的适应性。

车辆实际运动过程中，轮–壤界面的贯入与剪切同时发生，并随车速、滑转率和沉陷量动态变化。所提出的率相关承压沉陷模型和剪切模型可为轮式或履带式车辆的通过性计算提供参数化基础，尤其适用于饱和软弱地面条件下农业机械、田间机器人和越野车辆的牵引力预测、阻力估计与能耗分析。未来应将该模型与轮胎或履带加载试验结合，以评价其在实际行驶工况下的适用性。

6 结论

本研究通过在 Bekker 承压沉陷模型和 Janosi–Hanamoto 剪切模型中引入率相关表观黏聚项，建立了饱和砂质粉土动态承压沉陷模型和剪切模型，并采用自主研制的贝氏仪试验进行了验证。主要结论如下：

（1）率相关表观黏聚项能够有效表征饱和砂质粉土快速贯入与快速剪切过程中的动态阻力变化。通过将贯入应变率和剪切应变率分别引入黏聚模量与表观黏聚力，所提出的模型在保留经典地面力学模型结构的同时，提高了对动态加载过程的描述能力。

（2）所提出的模型能够以较高精度预测饱和砂质粉土的承压沉陷响应与旋转剪切响应。承压沉陷模型的平均相对误差为 6.39%，剪切模型为 2.82%。剪切模型总体吻合程度更高，而承压沉陷模型在高速贯入条件下存在较大偏差。

（3）所提出的模型为饱和软弱地面上农业机械、越野车辆及田间机器人的通过性预测提供了参数化方法。根据贯入速率和剪切速率修正土壤阻力参数，可减小动态工况下仅采用准静态土壤参数所引起的预测偏差。

参考文献：

[1] Asadollahi, H., Mohammadi-Alasti, B., Mardani, A., & Abbasgholipour, M. (2025). Evaluating the effect of soil deformation rate on the estimation of the energy consumption in soil-tire interactions using the pressure-sinkage equation.

[2] Bekker, M. G. (1956). Theory of land locomotion.

[3] Chen, K., Tian, G., Tian, Z., Ren, Y., & Liang, W. (2022). Evaluation of the coupled and coordinated relationship between agricultural modernization and regional economic development under the rural revitalization strategy. Agronomy, 12(5), 990.

[4] Chen, X., Zhao, Y., Liu, K., Wang, G., Song, Y., & Chakrabarti, P. (2024). Shifting quality analysis of unmanned tractor equipped with series hydro-mechanical transmission. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 48(2), 221–237.

[5] Gao, H., Li, W., Ding, L., Deng, Z., & Liu, Z. (2012). A method for on-line soil parameters modification to planetary rover simulation. Journal of Terramechanics, 49(6), 325–339.

[6] Gu, M., Cui, J., Yuan, J., Wu, Y., Li, Y., & Mo, H. (2022). The stress and deformation of stone column-improved soft clay by discrete element modelling. European Journal of Environmental and Civil Engineering, 26(4), 1544–1560.

[7] Jiang, S., Jiao, S., Shen, L., Wang, Y., & Wan, Y. (2025). Fragmentation dynamics of granular materials: the role of particle shape and moisture content. Acta Geotechnica, 20(11), 5663–5681.

[8] Jo-Yung, W., & Reece, A. (1967). Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses. J. Terramechanics 4 (1), 81(2), 7.

[9] Jung, E. A., Zimmermann, G. G., Mendonça, W. S. d., Jasper, S. P., & Gracietti, E. A. (2025). Operational and energy performance of a powershift transmission tractor during tillage at different speeds. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, 29(12), e287659.

[10] Li, B., Sun, D., Hu, M., & Liu, J. (2019). Automatic starting control of tractor with a novel power-shift transmission. Mechanism and Machine Theory, 131, 75–91.

[11] Li, H., Chen, L., & Zhang, Z. (2022). A study on the utilization rate and influencing factors of small agricultural machinery: Evidence from 10 hilly and mountainous Provinces in China. Agriculture, 13(1), 51.

[12] Li, Z., Luo, K., Tao, L., & Zhou, Y. (2025). Integral terminal sliding mode-based adaptive driving control method of tracked robots. Frontiers in Plant Science, 16, 1658758.

[13] Nie, R., Li, Y., Leng, W., Mei, H., Dong, J., & Chen, X. (2020). Deformation characteristics of fine-grained soil under cyclic loading with intermittence. Acta Geotechnica, 15(11), 3041–3054.

[14] Reece, A. R. (1964). Problems of soil vehicle mechanics.

[15] Tsubaki, H., & Ishigami, G. (2021). Experimental study on wheel-soil interaction mechanics using in-wheel sensor and particle image velocimetry Part I: Analysis and modeling of normal stress of lightweight wheeled vehicles. Journal of Terramechanics, 93, 23–39.

[16] Vanderkop, A., Kottege, N., Peynot, T., & Corke, P. (2022). A novel model of interaction dynamics between legged robots and deformable terrain. 2022 International Conference on Robotics and Automation (ICRA),

[17] Victor, S., Robinet, A., Ferradji, Y., Melchior, P., & Gimbert, H. (2024). Tire modeling for an autonomous tractor suitable for soft soils. IFAC-PapersOnLine, 58(12), 436–441.

[18] Vieira, D., Orjuela, R., Spisser, M., & Basset, M. (2021). Longitudinal vehicle control based on off-road tire model for soft soil applications. IFAC-PapersOnLine, 54(10), 304–309.

[19] Wang, B., Du, X., Wang, Y., & Mao, H. (2024). Multi-machine collaboration realization conditions and precise and

efficient production mode of intelligent agricultural machinery. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 17(2), 27 – 36.

[20] Whitson, J. (2020). Traction Characterization of Tire and Soil Contributions to Slippage on Deformable Terrain The University of Alabama at Birmingham].

[21] Wong, J. Y. (2009). Terramechanics and off-road vehicle engineering: terrain behaviour, off-road vehicle performance and design. Elsevier.

[22] Xi, Z., Feng, T., Liu, Z., Xu, H., Zheng, J., & Xu, L. (2024). Estimation of soil characteristic parameters for electric mountain tractor based on gauss – newton iteration method. World Electric Vehicle Journal, 15(5), 217.

[23] Yang, C., Yang, G., Liu, Z., Chen, H., & Zhao, Y. (2018). A method for deducing pressure – sinkage of tracked vehicle in rough terrain considering moisture and sinkage speed. Journal of Terramechanics, 79, 99 – 113.

[24] Yankelevsky, D., Feldgun, V., & Karinski, Y. (2023). The false nose shape in a high velocity projectile penetration into dry sand. International Journal of Impact Engineering, 177, 104492.

[25] Zhang, Y., Liu, H., Shen, Y., He, S., Wang, H., & Shen, Y. (2025). A systematic review of modeling and control approaches for path tracking in unmanned agricultural ground vehicles. Agronomy, 15(10), 2274.

[26] Zimmermann, G. G., Jasper, S. P., Savi, D., Francetto, T. R., & Cortez, J. W. (2023). Full-powershift energy behavior tractor in soil tillage operation. Engenharia Agrícola, 43(6), e20230054.

基于动态安全约束的轮式滑移转向车辆路径跟踪控制研究

张恒[1.2]，李雪原[2]，朱昱铮[3]

（1. 北京理工大学外国语学院，北京 100081；2. 北京理工大学特种车辆研究所，北京 100081；3. 陆军工程大学野战工程学院，南京 210007）

摘　要：针对轮式滑移转向车辆在附着变化和模型失配下侧偏—横摆状态易超出动态安全约束的问题，提出引入附着相关动态安全约束的管束线性时变模型预测控制（tube-based linear time-varying model predictive control，Tube LTV-MPC）方法。该方法以左右轮端总转矩差为输入，在预测域内传播有限步可达管束，逐步收紧状态、转矩及转矩变化率约束。基于非线性 Frenet 对象开展边界工况、40 组成对试验和独立 4×4 附着—曲率网格验证。在预设的局部参数范围内，成对试验的动态安全域超限比例由安全约束 LTV-MPC 的 100%降至 0，独立网格中 5 个对照超限工况均保持约束；但在两种控制器均安全的网格点，横向误差中位数为对照的 6.61 倍。结果表明，该方法可减少模型失配边界附近的动态状态超限，但当前收紧策略会明显降低路径跟踪精度。

关键词：轮式滑移转向；路径跟踪；动态安全约束；Tube LTV-MPC；Monte Carlo

1 引言

轮式滑移转向车辆依靠左右侧驱动力差完成转向，结构紧凑、越野通过性好，适用于碎石、草地和泥地等非结构化路面。转弯过程中车轮需要产生纵向滑移和横向侧偏，附着变化会同时改变转矩差、侧向力和横摆响应。连续弯道或侧向冲击下，车辆即使仍贴近参考路径，也可能接近侧偏角和横摆角速度边界。因而，此类车辆的路径跟踪控制除降低几何误差外，还需在附着变化和模型失配条件下直接处理动态状态、执行器及其变化率约束。

路径跟踪研究已形成多条路线。几何方法中，Coulter 提出纯追踪[1]，Hoffmann 等采用横向—航向误差反馈[2]。非线性方法方面，Caracciolo 等用反馈线性化补偿轮地作用[3]，Kozłowski 和 Pazderski 采用反步控制[4]，Maalouf 等采用模糊控制[5]；Matraji 等设计自适应二阶滑模[6]，Zhang 等结合扰动观测、终端滑模与控制分配[7]。Paden 等系统比较自动驾驶规划与控制方法[8]，Mayne 总结 MPC 的约束优化框架[9]；Kim 等研究高斯过程 MPC[10]，Falcone 等研究预测主动转向[11]，Zhu 等建立转矩差控制模型[12]，Hewing 等讨论学习型 MPC[13]。鲁棒控制方面，González 等将 Tube MPC 用于越野机器人[14]，Mayne 等、Langson 等和 Gao 等分别研究鲁棒 MPC[15]、反馈管束[16]和 Tube NMPC[17]，Raković 等给出鲁棒不变集近似[18]。安全约束方面，Beal 和 Gerdes 将稳定边界纳入 MPC[19]，Brown 等构造路径跟踪安全包络[20]，Erlien 等研究共享转向[21]，Funke 等统一处理碰撞规避和车辆稳定[22]。现有几何、反步、滑模和模糊方法难以同时显式处理动态状态与执行器约束，且依赖模型、增益或不确定性假设；常规及学习型 MPC 在附着突降和未建模轮地作用下缺少持续约束保证；鲁棒和 Tube MPC 依赖扰动集合覆盖，统一管束或长期不变集又会压缩可行域。已有安全包络多面向前轮转向车辆，对滑移转向车辆的转矩差输入、附着突变和非线性失配缺少联合验证。本文据此研究附着相关动态安全边界、有限步管束收紧及其安全—跟踪代价。

围绕上述问题，本文以左右轮端总转矩差为输入开展研究：（1）构造随附着系数更新的侧偏—横摆动态安全包络，并以多边形约束纳入 LTV-MPC；（2）在 15 步预测域内传播有限步可达管束，逐步收紧状态、转矩及转矩变化率约束，并在附着突变时重置名义中心；（3）将线性预测模型与含轮胎饱和、参数摄动和侧向脉冲的非线性 Frenet 对象分开设置，通过边界工况、40 组成对试验、独立附着—曲率网格和敏感性分析检验动态安全余量及跟踪代价。

全文安排如下：第 2 节建立车辆路径误差和横向状态预测模型；第 3 节给出动态安全约束、有

限步可达管束及在线优化过程；第 4 节说明仿真工况和评价指标；第 5 节分析边界工况、成对试验、独立网格及敏感性结果；第 6 节总结全文。

2 车辆路径跟踪模型

2.1 路径误差与横向状态预测模型

本节定义路径误差、横向动态状态和转矩差输入，变量及正号约定见图 1。状态量选取参照 Zhang 等[23]对关键运动状态的划分。车辆以纵向速度 vx 沿参考路径行驶，ey 为质心到参考路径的有符号横向距离，eψ=ψ−ψr 为航向误差，vy 与 r 分别为侧向速度和横摆角速度。

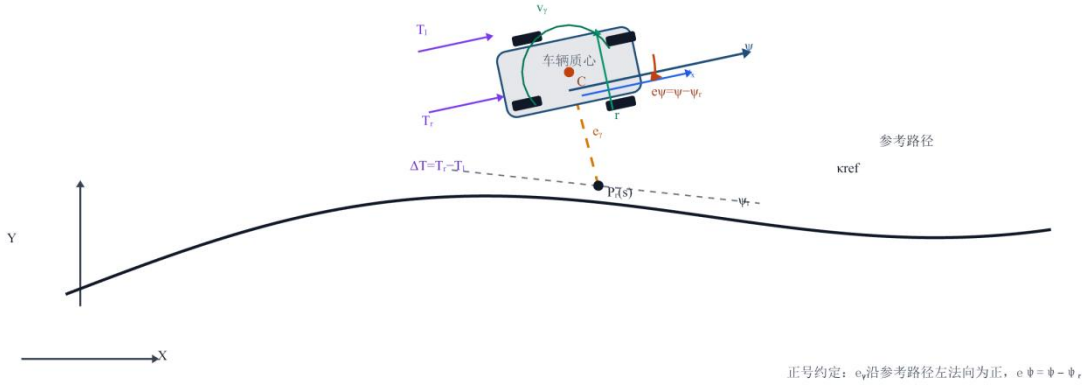


图 1　轮式滑移转向车辆路径跟踪误差及转矩差定义（本文使用 PowerPoint 绘制）

据此选取状态向量为

$$\mathbf{x}_k = [e_{y,k}, e_{\psi,k}, v_{y,k}, r_k]^{\mathrm{T}} \tag{1}$$

输入定义为左右两侧全部驱动轮折算到轮端后的总转矩差ΔT=T_R−T_L。T_R 和 T_L 分别表示对应一侧的合计轮端转矩，模型中不再另乘传动比。轮距为 B、车轮有效半径为 R_w 时，等效横摆力矩为 BΔT/(2R_w)。在小航向误差附近，几何误差满足

$$\dot{e}_y = v_x e_\psi + v_y \tag{2}$$

$$\dot{e}_\psi = r - v_x \kappa_{\mathrm{ref}} \tag{3}$$

$\kappa_r$ef 为参考路径曲率。采用线性侧偏刚度描述前、后轴等效横向力，纵向速度远离零且侧偏角较小时，侧向与横摆动力学写成

$$\dot{v}_y = -\frac{C_f + C_r}{m v_x} v_y - \left[v_x + \frac{a C_f - b C_r}{m v_x} \right] r \tag{4}$$

$$\dot{r} = -\frac{a C_f - b C_r}{I_z v_x} v_y - \frac{a^2 C_f + b^2 C_r}{I_z v_x} r + \frac{B}{2 R_w I_z} \Delta T \tag{5}$$

其中 m、I_z、a 和 b 为质量、横摆转动惯量及质心到前后轴的距离，C_f、C_r 为等效侧偏刚度。转矩差经横摆和航向影响横向位置，因此同时约束其幅值与单步变化。参数用于控制结构验证，不对应特定实车标定值。

模型假设纵向速度由底层维持，前后轴横向力按左右轮合并，不计逐轮法向载荷和滑移率。参数用于控制结构验证，不对应实车标定。车辆同时加、减速时的纵横向力竞争未纳入，因此分析限于给定速度附近的横向约束管理。

2.2 附着调度与离散化

本节说明附着调度和离散化。附着变化通过等效侧偏刚度进入模型，以$\mu_r$ef=0.80 为参考：

$$C_f(\mu) = C_{f0}\frac{\mu}{\mu_{\text{ref}}}, C_r(\mu) = C_{r0}\frac{\mu}{\mu_{\text{ref}}} \tag{6}$$

每个采样时刻按当前μ_k更新$A_c(\mu_k)$、$B_c(\mu_k)$和曲率输入矩阵$E_c(\mu_k)$。其中$A_c \in R^{4\times4}$，B_c、$E_c \in R^{4\times1}$；假定转矩差输入与参考曲率在一个采样周期内保持不变，精确离散矩阵为：

$$\begin{aligned} A_k &= \exp(A_c(\mu_k)T_s) \\ B_k &= \int_0^{T_s} \exp(A_c(\mu_k)\tau)\, B_c(\mu_k)\, \mathrm{d}\tau \\ E_k &= \int_0^{T_s} \exp(A_c(\mu_k)\tau)\, E_c(\mu_k)\, \mathrm{d}\tau \end{aligned} \tag{7}$$

预测模型随附着更新，并在每个 15 步预测域内冻结，属于分段时变增益调度。综合残差容纳未建模横向力、横摆力矩和参数误差。非线性试验采用预先通过独立先导算例确定的扰动集合 W，验证计算中保持不变。

2.3 非线性失配被控对象

本节建立与预测模型存在明确失配的非线性 Frenet 对象，用于检验管束收紧。令 s 为参考路径弧长：

$$\dot{s} = \frac{v_x\cos e_\psi - v_y\sin e_\psi}{1-\kappa e_y}, \dot{e}_y = v_x\sin e_\psi + v_y\cos e_\psi, \dot{e}_\psi = r - \kappa\dot{s} \tag{8}$$

前、后轴侧偏角直接由速度几何计算，不采用一阶小角度关系：

$$\alpha_f = atan2(v_y + ar, v_x), \alpha_r = atan2(v_y - br, v_x) \tag{9}$$

横向轮胎力取$F_{yi}=\mathrm{sat}(-C_i\alpha_i, 0.95\mu F_{zi})$。侧向与横摆方程采用摄动后的质量、惯量和刚度，并叠加外力与力矩：

$$\dot{v}_y = \frac{F_{yf}+F_{yr}+F_y^{\text{ext}}}{m_{\text{true}}} - v_x r, \dot{r} = \frac{aF_{yf}-bF_{yr}+B\Delta T/(2R_w)+M_z^{\text{ext}}}{I_{z,\text{true}}} \tag{10}$$

真实对象用四阶 Runge–Kutta 法积分，每个 0.1 s 周期含 10 个积分步。轮胎—软地面作用参考 Tang 等[24]的动力学建模与试验结果。控制器仍用式（1）—（7），摄动参数不反馈。真实下一步状态与线性一步预测之差作为模型残差，并与设计集合 W 逐点比较。

转矩差仍通过$B\Delta T/(2R_w)$作用，外部脉冲同时影响v_y和 r。仿真还记录轮胎横向力与$0.95\mu F_z$饱和值的关系。边界工况不注入随机状态噪声；残差由被控对象自然产生，与控制器设计中的扰动集合 W 相互独立。

3 基于有限步可达管束的动态安全约束 Tube LTV-MPC

3.1 标称优化问题

本节给出三种控制器共用的目标与硬约束。时刻 k 的标称状态和转矩差记为$z_{j|k}$、$v_{j|k}$，代价函数为

$$J = \sum_{j=0}^{N_p-1}\left(\|z_{j|k}\|_Q^2 + \|v_{j|k}\|_R^2 + \|\Delta v_{j|k}\|_{R_\Delta}^2\right) + \|z_{N_p|k}\|_P^2, P = 4Q \tag{11}$$

三种控制器采用相同的道路、航向和执行器硬约束。普通 LTV-MPC 仅使用这些约束；安全约束 LTV-MPC 加入侧偏—横摆安全面；Tube LTV-MPC 进一步扣除可达误差支持。终端权重 P=4Q 只增强末端回归趋势，未配置终端不变集，因而不构成渐近稳定或递归可行性证明。

3.2 附着相关动态安全域

本节把附着变化转化为侧偏—横摆边界。本文所称动态安全域是控制设计采用的附着相关状态包络，不具有不变集或吸引域含义。质心侧偏角β=atan(vy/vx)，安全上限随μ变化[19-20]：

$$\beta_{max}=0.060+0.080\mu, r_{max}=0.90\frac{\mu g}{v_x} \tag{12}$$

两类状态的联合占用程度用动态安全利用率 U_s 表示：

$$U_s^2=\left(\frac{v_y}{v_x\tan\beta_{max}}\right)^2+\left(\frac{r}{r_{max}}\right)^2\le 1 \tag{13}$$

式（13）是一项控制设计边界，$U_s>1$ 表示实际状态超出本文设定的附着相关动态安全域。式（12）由本文速度范围内的状态扫描确定，μ=0.35～0.80 时允许侧偏角约 5.0°～7.1°；阈值尚未经实车标定。为保持二次规划（quadratic programming，QP）形式，用 M=12 的内接多边形近似椭圆，$\theta_l=2\pi l/M$：

$$\left[\frac{\cos\theta_l}{v_x\tan\beta_{max}}\quad\frac{\sin\theta_l}{r_{max}}\right]\begin{bmatrix}v_y\\ r\end{bmatrix}\le\cos\frac{\pi}{M}, l=0,\ldots,M-1 \tag{14}$$

$\cos(\pi/M)$使多边形位于椭圆内。附着突降时当前状态可能落在收缩后的安全域外，因此引入非负松弛量ε_j：

$$H_s(\mu)z_{j|k}\le h_s(\mu)+\varepsilon_j, \varepsilon_j\ge 0 \tag{15}$$

代价加入$\rho_1\Sigma\,\varepsilon_j+\rho_2\Sigma\,\varepsilon_j^2$，$\rho_1=10^4$、$\rho_2=10^5$；道路、航向和执行器仍为硬约束。S3 和 40 组成对试验中，Tube 控制器令$\varepsilon_1=0$，第 2 至 N_p 步保留软约束。安全约束 LTV-MPC 采用软约束，但这些试验的第一步松弛均小于 10^{-8}，说明该松弛在当前数据中未被实际激活。

3.3 辅助反馈与有限步可达管束

本节传播有限步误差集，并据此收紧约束。实际输入由标称控制和辅助反馈组成[16]：

$$u_k=v_k+Ke_k, e_k=x_k-z_k \tag{16}$$

K 由 μ=0.35 模型的线性二次型调节器（linear quadratic regulator，LQR）得到，$Q_K=\mathrm{diag}(100,300,2,15)$、$R_K=5\times10^{-4}$，K=[−420.0183,−10489.6161,−304.0892,−1980.9341]。19 个冻结模型的最大闭环谱半径为 0.96555。忽略执行器限幅时：

$$e_{k+1}=[A_k+B_kK]e_k+w_k \tag{17}$$

在线优化从当前误差传播 $N_p=15$ 步管束。设 $E_0=\{c_0\}$、$c_0=e_k$、G_0 为空矩阵、$D_w=\mathrm{diag}(W)$：

$$c_{j+1}=A_{cl}c_j, G_{j+1}=[A_{cl}G_j,\ D_w], E_j=\{c_j+G_j\xi:\|\xi\|_\infty\le 1\} \tag{18}$$

任一线性约束行 H 在 E_j 上的支持为 $Hc_j+\|HG_j\|_1$。道路、航向和动态安全面的标称约束据此收紧，例如

$$Hz_{j|k}\le h-Hc_j-\|HG_j\|_1+\varepsilon_j \tag{19}$$

实际转矩为 v_j+Ke_j，其鲁棒幅值约束写成

$$\pm v_{j|k}\le u_{max}\mp Kc_j-\|KG_j\|_1 \tag{20}$$

变化率收紧按同一扰动列对齐相邻生成元，避免独立近似重复放大。若附着量单步变化超过 0.02，名义中心和前一标称输入分别重置为实测状态与实际输入：

$$z_k\leftarrow x_k,\ v_{k-1}\leftarrow u_{k-1}\ \text{if}\ |\mu_k-\mu_{k-1}|>0.02 \tag{21}$$

若 $e_j\in E_j$ 且标称状态满足式（19），则实际状态满足 $Hx\le h+\varepsilon$；$\varepsilon=0$ 时仍在原约束内，$\varepsilon>0$ 时只保证放宽后的集合。道路、航向、执行器及 S3 和 40 组试验的第一预测步均不设松弛。对 $x=z+c+G\xi$、$\|\xi\|_\infty\le1$，误差在约束法向上的最大投影为 $Hc+\|HG\|_1$，式（19）据此预留约束余量。该包含关系要求 $w_k\in W$、式（16）的反馈和冻结模型传播成立。本文未设置终端鲁棒不变集，理论范围限于当前预测域；残差覆盖在第 5.6 节审计。

3.4 在线计算与长期审计包络

本节给出在线流程，并区分在线管束与事后审计包络。控制器更新状态、曲率、附着系数、模型和安全多边形，传播式（18）后求解 QP，仅执行首个转矩差，流程见图 2。

长期包络由 19 个冻结闭环模型迭代求和，仅用于审计[18]。当前 W 下，485 项级数得到 $[1.73137,0.09102,0.49682,0.11989]^{T}$，横向分量超过 0.60 m 道路半宽；若用于首步收紧会过度压缩可行域，因此在线仍采用 15 步管束并每 0.1 s 重新初始化。

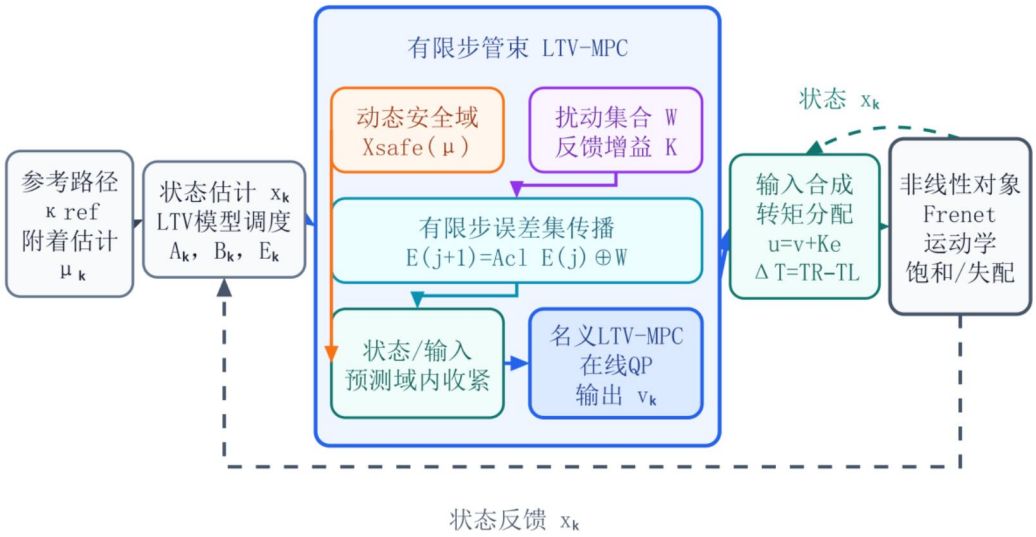


图 2　基于有限步可达管束的动态安全约束 Tube LTV-MPC 控制结构（本文使用 PowerPoint 绘制）

4 仿真设置

4.1 车辆参数与对比方案

本节统一车辆参数与控制器设置。仿真在 MATLAB R2026a 中用 quadprog 求解 QP。参考曲率为$\kappa(t)=0.012\sin(2\pi t/12)+0.006\sin(2\pi t/6)$，S3 及扩展试验另乘曲率倍率。三种控制器共用权重、参考曲率和执行器上限，仅安全面与误差支持处理不同，参数见表 1。

表 1　车辆、预测模型与控制器主要参数

参数	取值	参数	取值
整车质量 m/kg	1800	采样周期 T_s/s	0.10
横摆转动惯量 I_z/(kg·m²)	3200	预测步数 N_p	15
质心至前、后轴 a，b/m	1.20，1.40	纵向速度 v_x/(m·s⁻¹)	12.0
轮距 B/m	1.65	车轮半径 R_w/m	0.42
前、后轴等效侧偏刚度/(N·rad⁻¹)	70000，80000	附着调度范围 μ	0.35～0.80
轮端总转矩差上限/(N·m)	2600	单步转矩变化上限/(N·m)	450
道路半宽/m	0.60	航向误差上限/(°)	20
状态权重 Q	diag(220,260,4,20)	输入与增量权重 R，R_Δ	2×10^{-6}，2×10^{-5}
辅助反馈权重 Q_K	diag(100,300,2,15)	辅助反馈权重 R_K	5×10^{-4}
Tube 收紧采用的设计扰动集合 W	$[0.002,0.00093,0.046,0.0161]^{T}$	附着网格 μ_i	0.35+0.025(i−1)，i=1,…,19

S1、S2 采用线性调度对象和 $W_0=[0,0,0.012,0.004]^{T}$，检验高附着响应与附着突降；S3、Monte Carlo、独立网格和敏感性试验采用式（8）—（10）的非线性对象及表 1 中的 W，检验有限步管束收紧。两类试验的对象和扰动不同，结果分开分析。

4.2 工况与评价指标

本节给出工况与评价指标，具体设置见表 2。S3 初始状态为$[0.05\ \mathrm{m},0.3°,0,0]^{\mathrm{T}}$，不注入人为状态噪声。曲率倍率由 1.10～1.50、步长 0.02 的预扫描确定；1.12 是首个安全约束 LTV-MPC 超限、Tube LTV-MPC 保持约束且两者 QP 均成功的倍率。

表 2　仿真工况与验证设计

工况	μ	事件	扰动	检验重点
S1	0.80	线性调度对象，高附着 S 形路径	无附加扰动	标称跟踪
S2	0.80→0.35	线性调度对象，10 s 附着突降	15.0～15.3 s 侧向状态脉冲	安全约束作用
S3	0.42	非线性 Frenet 对象，曲率×1.12	m×1.03，I_z×0.98，C_f×0.90，C_r×1.08	有限步误差支持
成对试验	0.417～0.423	S3 局部参数范围内 40 组 Latin 超立方样本	参数、初值和物理侧向脉冲成对一致	局部样本安全—精度统计
独立网格	0.38～0.50	非线性对象，4×4 附着—曲率固定网格	独立于 S3 边界点选择，两控制器成对运行	独立区域验证
敏感性	0.42	S3 工况的扰动界与安全边界尺度扫描	其余权重、预测域和被控对象保持不变	参数敏感性

评价指标包括横向误差均方根（root mean square error，RMSE）、最大安全利用率、超限点数和超限积分：

$$RMSE(e_y)=\sqrt{\frac{1}{N_s}\sum_{k=1}^{N_s}e_{y,k}^2} \tag{22}$$

$$J_{\mathrm{viol}}=T_s\sum_{k=1}^{N_s}max(0,U_{s,k}-1) \tag{23}$$

J_{v}iol 同时反映超限幅值与持续时间，在线管束占用率定义为

$$\eta_{\mathrm{tube},k}=\max_i\left(\frac{\left|e_{i,k}-c_{i,k}\right|}{\sum_q\left|G_{iq,k}\right|}\right) \tag{24}$$

η_{t}ube>1 表示实际误差突破在线管束，一步模型残差比定义为

$$\eta_{W,k}=max_i\frac{\left|x_{i,k+1}^{\mathrm{true}}-(A_kx_k+B_ku_k+E_k\kappa_k)_i\right|}{W_i} \tag{25}$$

另记录道路、航向和执行器越界、安全松弛、QP 失败次数及求解时间，所有指标由逐时刻数据统一计算。

4.3 40 组成对 Monte Carlo 设计

本节用 40 组成对试验检验 S3 差异对局部参数变化的稳定性。质量、惯量、前轴和后轴刚度系数分别取[1.01,1.05]、[0.96,1.00]、[0.88,0.92]和[1.04,1.12]，$\mu\in[0.417,0.423]$，曲率系数取[1.115,1.125]。侧向脉冲的起始时间、持续时间、外力和力臂分别取 12～16 s、0.2～0.3 s、40～90 N 和−0.15～0.15 m；初始横向误差和航向误差分别为 0.040～0.055 m 和 0.2°～0.4°。

连续变量采用 40 点 Latin 超立方抽样，随机种子为 20260719，脉冲方向正、负各 20 组。每个样本以相同对象和扰动成对运行两种控制器，共求解 22400 次 QP。超限比例采用 Wilson 95%置信区间，连续指标采用配对中位数差和配对 Bootstrap 95%置信区间。试验未设定参数的实际概率分布，结果仅描述 40 个局部设计点，样本量不足以估计道路总体或稀有失效概率。

4.4 独立网格与敏感性设计

本节用独立网格和参数缩放检验结论的参数依赖。$\mu=\{0.38,0.42,0.46,0.50\}$ 与

γ_κ={1.00,1.10,1.20,1.30} 组成 16 个确定性工况，各点沿用 S3 参数失配。网格在计算前固定，并与 S3 曲率扫描相互独立。

敏感性试验采用 S3 对象。令 $W(\alpha_W)=\alpha_W W$，α_W={0.80,0.85,0.90,1.00,1.10}，各尺度重新计算有限步管束和长期支持；$\alpha_W<1$ 时，以全程$\eta_W\le 1$ 判定样本内残差未超界。式（12）的安全上限另乘 α_s={0.90,1.00,1.10}，检验超限结论对边界取值的依赖。

5 仿真结果与分析

5.1 基准附着突降工况

本节检验附着突降时动态安全约束的作用。S1 高附着下三种控制器曲线基本重合。S2 在 10 s 将μ由 0.80 降至 0.35，并于 15.0～15.3 s 施加侧向状态脉冲。三种控制器的跟踪误差变化很小；最大安全利用率分别为 1.2211、1.0301 和 1.0301，超限点数由普通控制器的 6 降至两种安全控制器的 1。动态安全约束使峰值超限缩小约 86.4%，两种安全控制器在线性对象上差异很小。

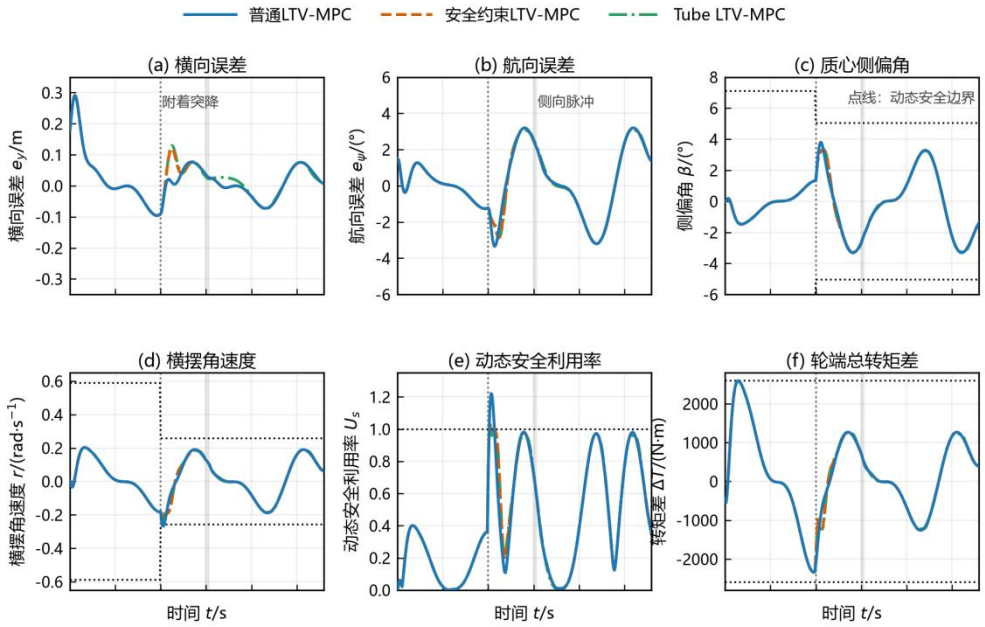


图 3　基准附着突降与侧向脉冲工况的闭环响应（本文 MATLAB 仿真结果）

5.2 非线性失配边界工况

本节用 S3 比较模型失配下的安全余量与跟踪代价。普通和安全约束 LTV-MPC 均超限 21 点；Tube LTV-MPC 的最大利用率为 0.8867，超限点和 J_{viol} 均为 0，最大管束比 0.353，且无管束突破，见表 3。

表 3　非线性失配边界工况的闭环指标

控制器	RMSE(e_y)/m	max|e_y|/m	$U_{s,max}$	J_{viol}/s	超限/点	t_{95}/ms	管束比
普通 LTV-MPC	0.0402	0.0903	1.0875	0.0925	21	0.88	—
安全约束 LTV-MPC	0.0402	0.0903	1.0659	0.0727	21	6.20	—
Tube LTV-MPC	0.2812	0.4552	0.8867	0.0000	0	10.23	0.353

注：$U_{s,max}>1$ 表示实际状态超出附着相关动态安全域；J_{viol} 同时计入超限幅度和持续时间；管束比仅对 Tube 控制器定义。

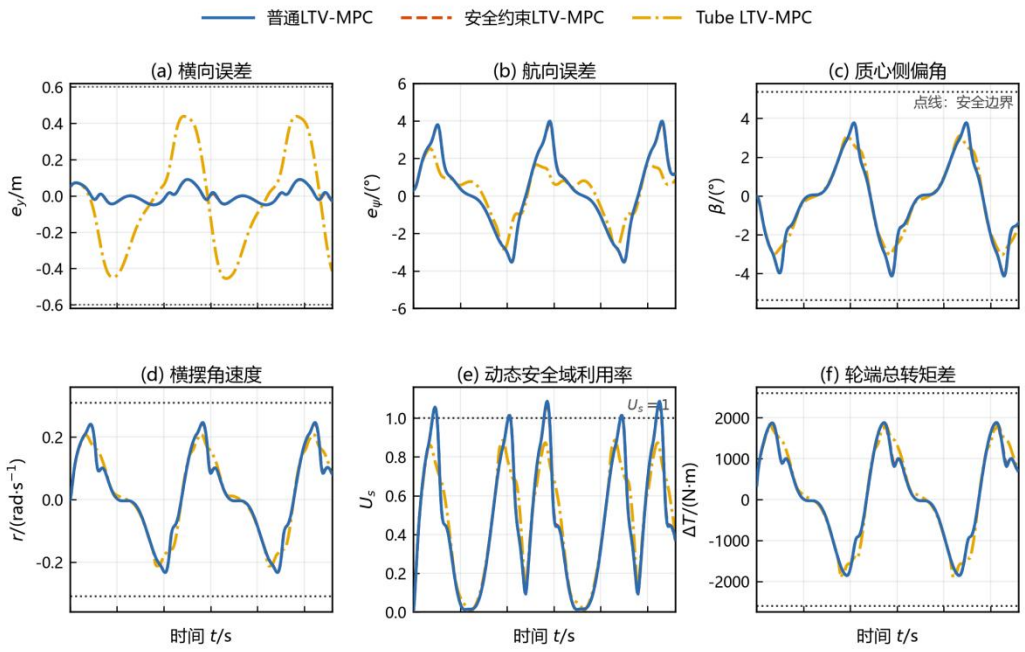


图 4　非线性失配边界工况的状态、约束与转矩响应（本文 MATLAB 仿真结果）

图 4 中，Tube 控制器将安全利用率保持在 1 以内，最大横向误差由约 0.0903 m 增至 0.4552 m。三种控制器均无道路、航向、输入约束或 QP 失效；轮胎饱和积分时刻分别为 63、63 和 32，表明对象进入线性预测模型未覆盖的区域。

一步残差最大比值在普通、安全约束和 Tube 控制器下分别为 1.551、1.363 和 0.888，包络外点数为 14、13 和 0。Tube 轨迹远离高侧偏和轮胎饱和区域后，残差随之减小。峰值转矩和最大单步变化均低于约束，安全差异与输入饱和无关。

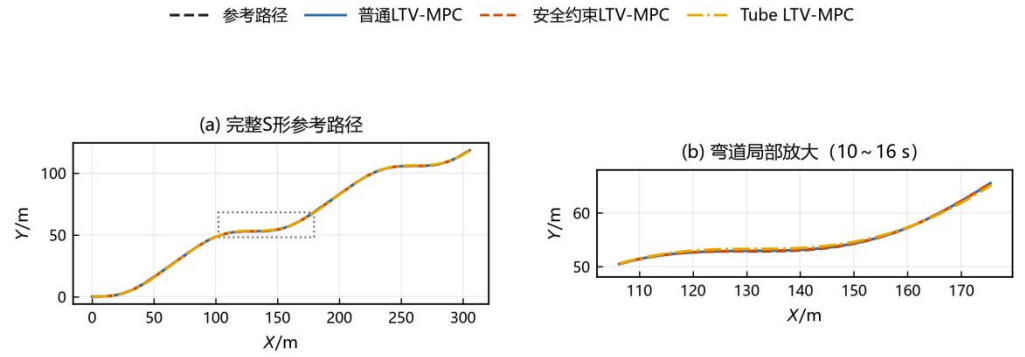


图 5　非线性失配边界工况的全程路径与局部放大（本文 MATLAB 仿真结果）

5.3 40 组成对试验

本节检验 S3 差异在局部参数范围内的复现性。40 组中，安全约束 LTV-MPC 全部超限，Tube LTV-MPC 均未超限，Wilson 95%置信区间分别为[0.912,1.000]和[0,0.0876]。最大利用率配对差为 −0.1841，配对 Bootstrap 95%置信区间为[−0.1876,−0.1773]。

表 4　40 组成对试验的样本汇总

控制器	超限样本	$U_{s,max}$ 中位数	J_{viol} 中位数/s	RMSE(e_y) 中位数/m	残差包络外样本	第一步松弛样本	QP 失败样本
安全约束 LTV-MPC	40/40	1.0669	0.0724	0.0405	39/40	0/40	0/40
Tube LTV-MPC	0/40	0.8816	0.0000	0.2715	4/40	0/40	0/40

注：比例对应 40 个预设局部设计点；残差包络外样本反映 W 的样本内覆盖。

J_{viol} 中位数由 0.0724 s 降至 0，配对差 95%置信区间为[−0.0954,−0.0539]；RMSE 由 0.0405 m 增至 0.2715 m，配对差 95%置信区间为[0.2273,0.2451]。图 6 右下角样本均位于 y=x 参考线同侧，精度代价并非由少数异常点造成。

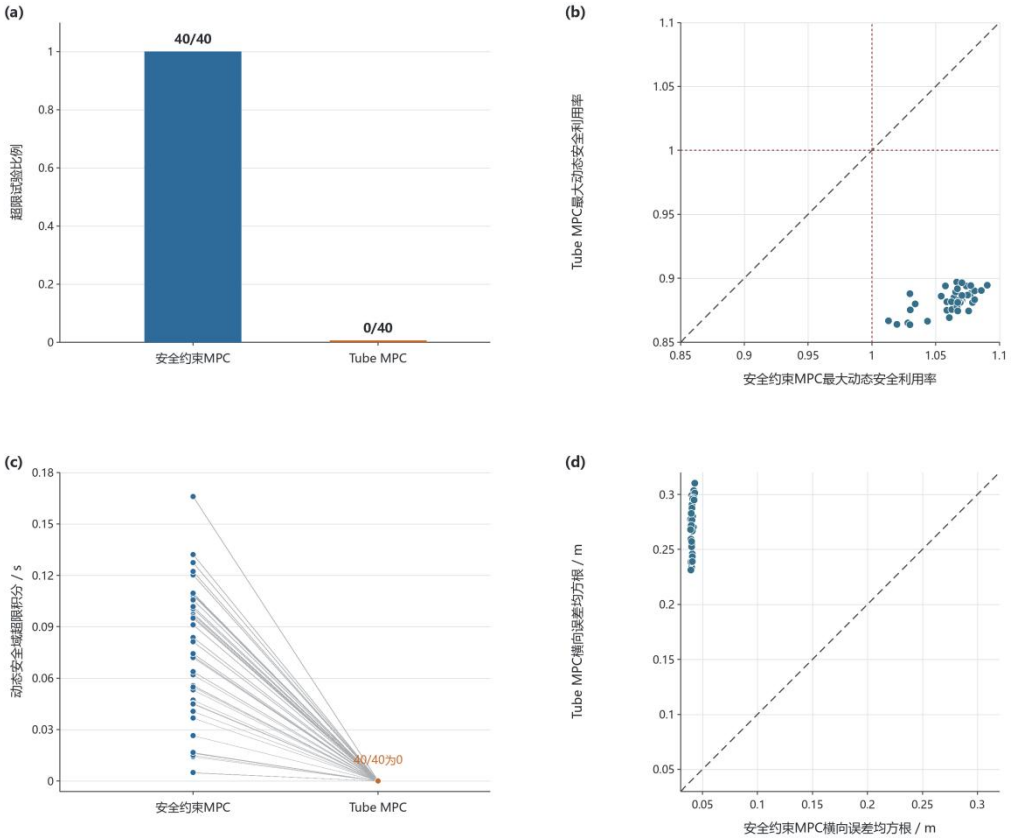


图 6　40 组成对 Monte Carlo 试验的动态安全与跟踪指标（本文 MATLAB 仿真结果）

管束收紧预留残差余量，也压缩横向位置和可用转矩空间。

5.4 独立附着—曲率网格

本节用 16 点独立网格检验安全、跟踪误差和 QP 可行边界。图 7 中，8 点两种控制器均满足约束，5 点仅 Tube 控制器满足；μ=0.46、γ_κ=1.30 时两者最大利用率为 1.1400 和 1.0350，均发生超限；另有 2 个低附着高曲率点持续 QP 不可行。

在 8 个共同安全点中，两种控制器的 RMSE 中位数为 0.0407 m 和 0.2748 m，逐点误差倍数中位数为 6.61。Tube 控制器降低了安全利用率，同时明显增加横向误差。

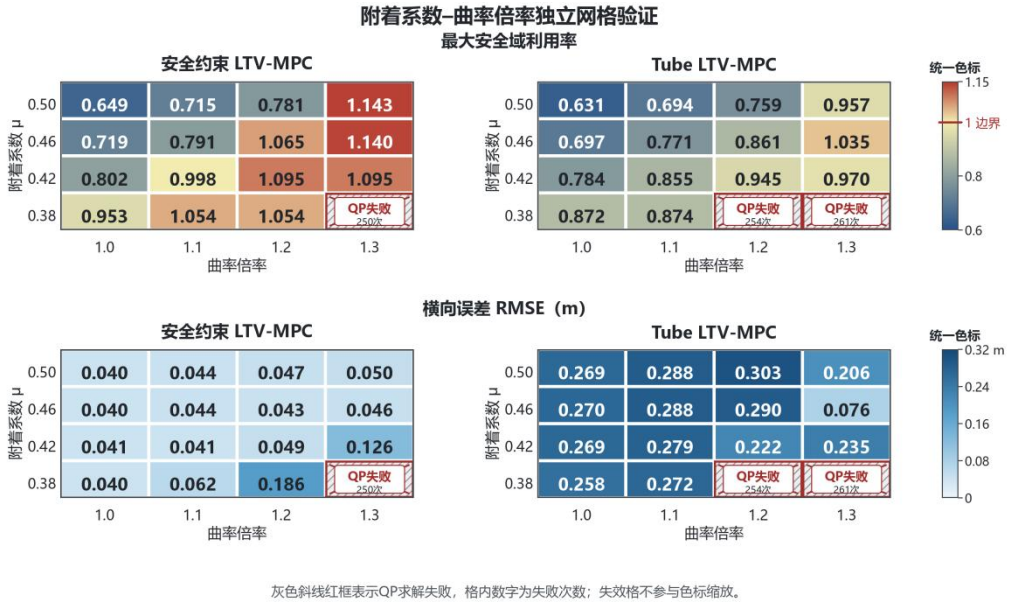


图 7　独立 4×4 附着—曲率网格的安全利用率与横向误差（本文 MATLAB 仿真结果）

两个灰色网格不纳入连续性能比较。μ=0.38、γ_κ=1.20 时 Tube 控制器失败 254 次；μ=0.38、γ_κ=1.30 时两种控制器分别失败 250 次和 261 次，合计 765 次。失败后输入保持，连续失败使转矩差无法随曲率和附着更新，横向与航向误差累积，故失效段安全利用率不能单独判定安全。其余 14 点无 QP 失败，最大求解时间为 93.52 ms 和 82.27 ms。

5.5 扰动界与安全边界敏感性

本节检验扰动界和安全边界取值。α_W=0.80 时，Tube 控制器 RMSE 为 0.2970 m，最大残差比 1.0216，共 8 步残差超出 W；α_W 由 1.00 增至 1.10 后，RMSE 由 0.2764 m 降至 0.2649 m。五个尺度均无安全越界、管束突破或 QP 失败，但安全—精度关系不单调；即使α_W=1.10，误差仍为对照的 6.59 倍，基准设计仍取预定的 1.00。

表 5　动态安全边界尺度敏感性

边界尺度	安全约束 $U_{s,max}$	Tube $U_{s,max}$	安全约束 RMSE/m	Tube RMSE/m	安全约束超限/点	Tube 超限/点
0.90	0.9470	0.8680	0.0641	0.2814	0	0
1.00	1.0659	0.8830	0.0402	0.2764	21	0
1.10	0.9883	0.8221	0.0402	0.2758	0	0

注：边界尺度同时作用于允许侧偏角和允许横摆角速度；三种尺度下两类控制器均无 QP 失败。

三种安全边界尺度下，Tube 控制器的最大利用率均较低；基准尺度下超限点由 21 降至 0，边界缩放±10%后两者均未超限。安全余量改善方向一致，但二元超限结论依赖边界取值，Tube 控制器 RMSE 始终更高。

5.6 包络审计与计算性能

本节汇总求解时间、管束占用和残差覆盖。主验证 23240 次 QP 全部成功；扩展验证 12320 次中，765 次失败集中在两个极端网格，全部 35560 次尝试成功 34795 次。Monte Carlo 中两种控制器平均求解时间为 5.47 ms 和 8.79 ms，最大 19.37 ms；独立网格排除失效点后最大 93.52 ms，计入后为 134.06 ms，超过 100 ms 采样周期。统计不含状态估计、附着识别和转矩分配，最坏执行时间仍需硬件在环验证。

40 组 Tube 试验均无道路、航向、输入约束或管束突破，最大管束比 0.433，第一步和远端最大

安全松弛为 0 和 0.0486。其中 4 组、共 24 点出现$\eta_W>1$，最坏比值 1.0383。测试样本虽未发生管束突破和安全超限，残差审计仍表明 W 未覆盖整个局部参数范围。

独立网格排除两个 QP 失效点后，14 点中 12 点全程满足$\eta_W\le1$。$\mu=0.50$、$\gamma_\kappa=1.30$ 时有 11 步超界，最大比值 1.3185；$\mu=0.46$、$\gamma_\kappa=1.30$ 时有 48 步超界，最大比值 1.6987，且两种控制器均越过安全边界。安全余量改善不等同于一步预测精度提高。

6 结论

非线性边界工况、成对试验和独立网格表明，基于有限步可达管束收紧的 Tube LTV-MPC 减少了动态安全域超限，但显著增加几何跟踪误差。

（1）S3 最大利用率由 1.0659 降到 0.8867，40 组局部样本的超限比例由 100%降至 0；独立网格中，对照超限的 5 个工况均由 Tube 控制器保持约束。有限步管束收紧提高了模型失配下的安全约束保持能力。

（2）该安全改善伴随明显的跟踪代价。8 个共同安全点的横向 RMSE 中位数为 0.0407 m 和 0.2748 m，逐点误差倍数中位数为 6.61；S3 中 Tube 最大横向误差为 0.4552 m，道路半宽为 0.60 m。当前参数偏向安全侧，工程应用受到跟踪误差和道路占用限制。

（3）扩展试验中，少数一步残差超出 W，2 点持续 QP 不可行，765 次失败使最大求解时间达到 134.06 ms。结论限于 12 m/s 及所测试的附着—曲率范围；现有样本量不足以估计稀有失效概率，全参数范围和实时可行性仍需验证。

后续将研究偏置补偿、状态相关扰动界和在线名义中心优化，并在含附着估计误差、执行器动态和逐轮轮地作用的硬件在环环境中复核最坏求解时间。该方法适用于动态安全余量管理，跟踪精度和安全边界实车标定仍需完善。

参考文献：

[1] COULTER R C. Implementation of the Pure Pursuit Path Tracking Algorithm[R]. Pittsburgh: Carnegie Mellon University, 1992. CMU-RI-TR-92-01.

[2] HOFFMANN G M, TOMLIN C J, MONTEMERLO M, et al. Autonomous Automobile Trajectory Tracking for Off-Road Driving: Controller Design, Experimental Validation and Racing[C]//2007 American Control Conference. New York: IEEE, 2007: 2296-2301. DOI: 10.1109/ACC.2007.4282788.

[3] CARACCIOLO L, DE LUCA A, IANNITTI S. Trajectory Tracking Control of a Four-Wheel Differentially Driven Mobile Robot[C]//Proceedings 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation. New York: IEEE, 1999, 4: 2632-2638. DOI: 10.1109/ROBOT.1999.773994.

[4] KOZŁOWSKI K, PAZDERSKI D. Modeling and Control of a 4-Wheel Skid-Steering Mobile Robot[J]. International Journal of Applied Mathematics and Computer Science, 2004, 14(4): 477-496.

[5] MAALOUF E, SAAD M, SALIAH H. A Higher Level Path Tracking Controller for a Four-Wheel Differentially Steered Mobile Robot[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2006, 54(1): 23-33. DOI: 10.1016/j.robot.2005.10.001.

[6] MATRAJI I, AL-DURRA A, HARYONO A, et al. Trajectory Tracking Control of Skid-Steered Mobile Robot Based on Adaptive Second Order Sliding Mode Control[J]. Control Engineering Practice, 2018, 72: 167-176. DOI: 10.1016/j.conengprac.2017.11.009.

[7] ZHANG J, LI S, MENG H, et al. Variable Gain Based Composite Trajectory Tracking Control for 4-Wheel Skid-Steering Mobile Robots with Unknown Disturbances[J]. Control Engineering Practice, 2023, 132: 105428. DOI: 10.1016/j.conengprac.2022.105428.

[8] PADEN B, ČÁP M, YONG S Z, et al. A Survey of Motion Planning and Control Techniques for Self-Driving Urban Vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2016, 1(1): 33-55. DOI: 10.1109/TIV.2016.2578706.

[9] MAYNE D Q. Model Predictive Control: Recent Developments and Future Promise[J]. Automatica, 2014, 50(12): 2967-2986. DOI: 10.1016/j.automatica.2014.10.128.

[10] KIM T, KIM W, CHOI S, et al. Path Tracking for a Skid-Steer Vehicle Using Model Predictive Control with On-Line Sparse Gaussian Process[J]. IFAC-PapersOnLine, 2017, 50(1): 5755-5760. DOI: 10.1016/j.ifacol.2017.08.1140.

[11] FALCONE P, BORRELLI F, ASGARI J, et al. Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007, 15(3): 566-580. DOI: 10.1109/TCST.2007.894653.

[12] ZHU Y, YUAN S, LI X, et al. Torque Differential-Based Dynamic Modeling, Validation, and Steering Characteristics Analysis of Multi-Axial Skid-Steered Wheeled Vehicle[J]. Actuators, 2025, 14(1): 13. DOI: 10.3390/act14010013.

[13] HEWING L, WABERSICH K P, MENNER M, et al. Learning-Based Model Predictive Control: Toward Safe Learning in Control[J]. Annual Review of Control, Robotics, and Autonomous Systems, 2020, 3: 269-296. DOI: 10.1146/annurev-control-090419-075625.

[14] GONZÁLEZ R, FIACCHINI M, GUZMÁN J L, et al. Robust Tube-Based Predictive Control for Mobile Robots in Off-Road Conditions[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2011, 59(10): 711-726. DOI: 10.1016/j.robot.2011.05.006.

[15] MAYNE D Q, SERON M M, RAKOVIĆ S V. Robust Model Predictive Control of Constrained Linear Systems with Bounded Disturbances[J]. Automatica, 2005, 41(2): 219-224. DOI: 10.1016/j.automatica.2004.08.019.

[16] LANGSON W, CHRYSSOCHOOS I, RAKOVIĆ S V, et al. Robust Model Predictive Control Using Tubes[J]. Automatica, 2004, 40(1): 125-133. DOI: 10.1016/j.automatica.2003.08.009.

[17] GAO Y, GRAY A, TSENG H E, et al. A Tube-Based Robust Nonlinear Predictive Control Approach to Semiautonomous Ground Vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(6): 802-823. DOI: 10.1080/00423114.2014.902537.

[18] RAKOVIĆ S V, KERRIGAN E C, KOURAMAS K I, et al. Invariant Approximations of the Minimal Robust Positively Invariant Set[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2005, 50(3): 406-410. DOI: 10.1109/TAC.2005.843854.

[19] BEAL C E, GERDES J C. Model Predictive Control for Vehicle Stabilization at the Limits of Handling[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2013, 21(4): 1258-1269. DOI: 10.1109/TCST.2012.2200826.

[20] BROWN M, FUNKE J, ERLIEN S, et al. Safe Driving Envelopes for Path Tracking in Autonomous Vehicles[J]. Control Engineering Practice, 2017, 61: 307-316. DOI: 10.1016/j.conengprac.2016.04.013.

[21] ERLIEN S M, FUJITA S, GERDES J C. Shared Steering Control Using Safe Envelopes for Obstacle Avoidance and Vehicle Stability[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2016, 17(2): 441-451. DOI: 10.1109/TITS.2015.2453404.

[22] FUNKE J, BROWN M, ERLIEN S M, et al. Collision Avoidance and Stabilization for Autonomous Vehicles in Emergency Scenarios[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2017, 25(4): 1204-1216. DOI: 10.1109/TCST.2016.2599783.

[23] ZHANG X, PEI W, YIN X, et al. An Observation Algorithm for Key Motion States of Skid-Steered Wheeled Unmanned Vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2023, 237(10-11): 2431-2443. DOI: 10.1177/09544070211058353.

[24] TANG S, YUAN S, LI X, et al. Dynamic Modeling and Experimental Validation of Skid-Steered Wheeled Vehicles with Low-Pressure Pneumatic Tires on Soft Terrain[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(2-3): 840-856. DOI: 10.1177/0954407019847302.

基于非线性扩展状态观测器的永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法研究

周莹，张硕，何洪文，张承宁

北京理工大学

摘　要：无差拍电流预测控制具有动态响应快、计算简单等优点，常作为永磁同步电机电流内环的控制方法，但其性能依赖于模型参数的准确性。电机参数易受环境温度等因素影响而失配，导致控制性能降低。尤其在高速弱磁工况下，参数敏感性增强，会加剧交直轴交叉耦合效应，影响电机平稳运行。为此，本文提出一种基于非线性扩展状态观测器的永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法，通过建立不依赖电机参数的超局部模型，利用模型参考自适应系统辨识模型中的电压系数，并采用非线性扩展状态观测器对未知扰动进行估计和补偿，从而提升系统鲁棒性。基于 Matlab/Simulink 仿真验证，结果表明所提方法能有效抑制弱磁区参数扰动带来的电流谐波和跟踪误差，保证弱磁控制的准确性。

关键词：永磁同步电机，模型预测控制，弱磁控制，非线性扩展状态观测器，模型参考自适应系统

1 引言

当前，陆战装备正处在动力系统升级换代的关键时期，传统的单一工况设计理念已难以满足未来复杂战场环境下的多样化任务需求。陆军提出由区域防卫型向全域机动型转变的战略目标，这对装备在复杂地形下的快速部署与机动能力提出了更高要求[1]。电驱动技术因其在功率密度、传动效率和驱动灵活性方面的突出优势，被认为是实现高机动越野平台动力升级的核心路径之一。其中，永磁同步电机（PMSM）具有效率高、功率密度大、环境适应性强等特点，与越野平台对动力单元小型化、轻量化和高可靠性的需求高度契合[2][3]。

从永磁同步电机的基本运行特性来看，当电机工作于基速以下时，逆变器输出电压裕量充足，可通过调节交轴电流直接输出转矩。然而，实际逆变器受限于直流母线电压和功率开关器件耐压等级，其最大输出电压存在固有上限。当电机转速升至基速以上时，反电动势接近逆变器输出电压极限，电压调节裕量耗尽，电机将无法继续升速。考虑到越野平台需同时覆盖复杂越野路面低速大转矩通过、铺装路面长距离高速机动巡航等极端任务场景。为满足宽调速范围与动态转矩输出能力的要求，其驱动电机必须采用弱磁调速技术[4]。电机进入高速区后，向直轴方向施加负向电流，使定子电流矢量产生去磁分量，削弱永磁体在气隙中建立的磁场强度，从而实现弱磁升速[5]。

在电流内环控制方面，为确保系统兼具良好的动态响应与稳态跟踪精度，无差拍电流预测控制（DPCC）是目前广泛采用的一种控制方法。DPCC 根据当前采样时刻的电流偏差和系统状态，预测下一控制周期所需的电压矢量，实现电流在一个或两个控制周期内无超调地跟踪至给定值。相较于传统 PI 调节器，DPCC 具有动态响应快、开关频率固定、易于数字实现等优势，因而在永磁同步电机驱动系统中获得了大量应用[6]。

某重大工程项目（Zxxx2025DLTZ00007）资助。

需要指出的是，DPCC 的性能在很大程度上依赖于电机数学模型的精度[7]。然而在实际运行中，永磁同步电机受环境温度波动、绕组发热、磁路饱和程度变化等因素影响，定子电阻、永磁体磁链、交直轴电感等关键参数均会发生不同程度偏移。当实际参数偏离参数标定值时，输出电压矢量存在误差，进而引发电流跟踪误差和电流谐波[8]。特别地，当电机工作在弱磁区时，系统对参数变化的敏感度显著提升。此时，交直轴间的磁路耦合效应明显增强，直轴电流扰动会通过交叉耦合作用影响交轴电流的调节精度，反之亦然，最终表现为电流波形畸变加剧、谐波含量升高，严重时可能引

发转矩脉动，影响电机的平稳运行。

针对上述参数失配问题，国内外学者开展了大量的研究工作，提出了参数辨识、扰动观测器、非参数模型等多种方法。从参数在线辨识角度出发，文献[9]提出一种融合非线性补偿的开闭环混合辨识策略，结合自适应幅频开环注入、单闭环斜坡电流注入与集肤效应补偿，实现了无需人工干预的高效高精度参数辨识。文献[10]提出了一种基于三次电流注入的永磁同步电机在线无传感器转子磁链辨识方法，结合 *I/f* 控制下的多工况数据采集与粒子群优化算法实现转子磁链与 *dq* 轴电感的同步辨识，可有效抑制参数失配带来的不利影响。从扰动观测器角度出发，文献[11]提出了一种基于复合趋近律和扰动观测器补偿技术的快速滑模速度控制器，可以提高集总扰动的估计精度和系统的鲁棒性。文献[12]设计了一种适用于开绕组永磁同步电机的扩展状态观测器，可以同时预测 *d* 轴电流、*q* 轴电流和零序电流，并对扰动进行前馈补偿。此外，学者们还从预测控制原理入手，建立了非参数模型，从根本上解决参数失配带来的影响。文献[13]提出了一种改进的模型预测控制方法，该方法基于新的电流更新机制，利用两个最新的电流变化来重构永磁同步电机模型，可以有效减少转矩脉动。文献[14]以电机驱动系统输入输出数据为基础，搭建了考虑参数不确定性与逆变器非线性的超局部模型，提出无模型 DPCC 方法以抵消参数不确定性造成的扰动，然而该类超局部模型在未知参数运算上存在负担较重的缺陷。文献[15]采用将滑模观测器与超局部模型相结合的方法对参数扰动进行补偿，与传统无模型预测电流控制方法相比可以提高参数鲁棒性。

本文借鉴上述思路，提出一种基于非线性扩展状态观测器的永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法。该方法首先构建不依赖于电机参数的超局部模型，进而结合模型参考自适应系统实现电压系数的在线辨识，并通过非线性扩展状态观测器对系统未知扰动进行估计与补偿，以在弱磁工况下获得更精确的参考电压矢量，提升电流环控制精度与系统鲁棒性。

2 永磁同步电机控制理论

2.1 数学模型

永磁同步电机本质上是一类具有多变量、强耦合特征的非线性系统，为了降低理论分析难度，现有研究通常将其进行线性化近似处理，等效为线性系统模型。本文选取表贴式永磁同步电机为研究对象，该类电机的交、直轴电感近似相等，满足关系 $L_d = L_q = L_s$。基于上述参数特性，建立表贴式永磁同步电机在两相旋转坐标系下的数学模型：

$$\begin{cases} u_d = R_s i_d + L_s \dfrac{di_d}{dt} - \omega_e L_s i_q \\ u_q = R_s i_q + L_s \dfrac{di_q}{dt} + \omega_e L_s i_d + \omega_e \psi_f \end{cases} \tag{1}$$

式中，L_s、R_s、ψ_f 分别为定子电感、定子电阻和转子磁链；ω_e 表示为电机转子电角速度；i_d、i_q 分别为定子电流在两相旋转坐标系下的直、交轴分量；u_d、u_q 分别为定子电压在两相旋转坐标系下的直、交轴分量。

2.2 无差拍电流预测控制（DPCC）

无差拍电流预测控制以最小拍跟踪为控制目标，期望在最短的时间内使实际电流无超调地跟踪至参考电流，因此也被称为最小拍电流控制。无差拍电流预测控制的基本原理是：基于当前采样时刻的参考电流值与实际反馈电流值，结合电机离散化数学模型，反推出下一周期所需施加的参考电压矢量。该参考电压随后经空间矢量脉宽调制模块转换为逆变器功率开关器件的通断信号，驱动两电平电压源型逆变器输出目标电压，从而在下一个采样周期结束时实现电流的精确控制。

首先，假设第 *k* 时刻为当前时刻，采用一阶前向欧拉法对永磁同步电机数学模型进行离散化，预测下一时刻的定子电流如下：

$$\begin{cases} i_d(k+1)=i_d(k)+\dfrac{T_s}{L_s}\left[-R_s i_d(k)+u_d(k)+L_s\omega_e(k)i_q(k)\right] \\ i_q(k+1)=i_q(k)+\dfrac{T_s}{L_s}\left[-R_s i_q(k)+u_q(k)-L_s\omega_e(k)i_d(k)-\omega_e(k)\psi_f\right] \end{cases} \tag{2}$$

式中， $i_d(k)$、$i_q(k)$表示第 k 时刻定子电流在两相旋转坐标系下的直、交轴分量；$i_d(k+1)$、$i_q(k+1)$ 分别表示第$(k+1)$时刻定子电流在两相旋转坐标系下的直、交轴分量；$u_d(k)$、$u_q(k)$表示第 k 时刻定子电压在两相旋转坐标系下的直、交轴分量；$\omega_e(k)$为第 k 时刻的电角速度；T_s 表示采样周期。

为实现最小拍跟踪控制，DPCC 要求第（k+1）时刻的反馈电流与参考电流一致。因此有下式：

$$\begin{cases} i_d(k+1)=i_d^{ref}(k+1) \\ i_q(k+1)=i_q^{ref}(k+1) \end{cases} \tag{3}$$

将其代入式（2），可以推导出预测电压：

$$\begin{cases} u_d(k)=R_s i_d(k)+L_s\dfrac{i_d^{ref}(k+1)-i_d(k)}{T_s}-\omega_e(k)L_s i_q(k) \\ u_q(k)=R_s i_q(k)+L_s\dfrac{i_q^{ref}(k+1)-i_q(k)}{T_s}+\omega_e(k)L_s i_d(k)+\omega_e(k)\psi_f \end{cases} \tag{4}$$

由于实际系统采用数字处理器进行计算，存在固有计算延时，当前时刻计算的电压矢量需延迟一拍才能作用于电机，即实际系统存在一拍延迟。考虑延迟补偿的电压方程表示如下：

$$\begin{cases} u_d(k+1)=R_s i_d(k+1)+L_s\dfrac{i_d^{ref}(k+2)-i_d(k+1)}{T_s}-\omega_e(k+1)L_s i_q(k+1) \\ u_q(k+1)=R_s i_q(k+1)+L_s\dfrac{i_q^{ref}(k+2)-i_q(k+1)}{T_s}+\omega_e(k+1)L_s i_d(k+1)+\omega_e(k+1)\psi_f \end{cases} \tag{5}$$

从式（2）和式（5）可以看出，电机电感、电阻和磁链参数失配会导致预测定子电流产生扰动，进而影响输出参考电压的准确性。

2.3 弱磁控制

受逆变器输出电压和电流极限的约束，永磁同步电机可通过弱磁控制拓宽其调速范围。上述电压与电流约束可分别描述为电压极限圆和电流极限圆，二者共同界定了电机在 d-q 平面上的可运行区域。电压极限圆和电流极限圆的方程如下所示：

$$\begin{cases} u_s=\sqrt{u_d^2+u_q^2}\le u_{s\max} \\ i_s=\sqrt{i_d^2+i_q^2}\le i_{s\max} \end{cases} \tag{6}$$

式中，$u_{s\max}$ 表示逆变器输出电压的最大值，$i_{s\max}$ 表示逆变器输出电流的最大值。

本文选择负 i_d 补偿法作为具体实现方法，该方法具有结构简单、鲁棒性好的优点。负 i_d 补偿法以定子电压计算值 u_s 与逆变器最大输出电压 $u_{s\max}$ 的比较结果作为弱磁判据。如果两者差值表明电压裕量不足，则 PI 调节器根据该差值产生 d 轴电流增量 Δi_d，经限幅后作为弱磁电流补偿量，叠加至 i_d=0 控制的直轴电流指令上，同时按式（6）更新交轴电流指令。基于负 i_d 补偿法的永磁同步电机弱磁控制框图如图 1 所示。

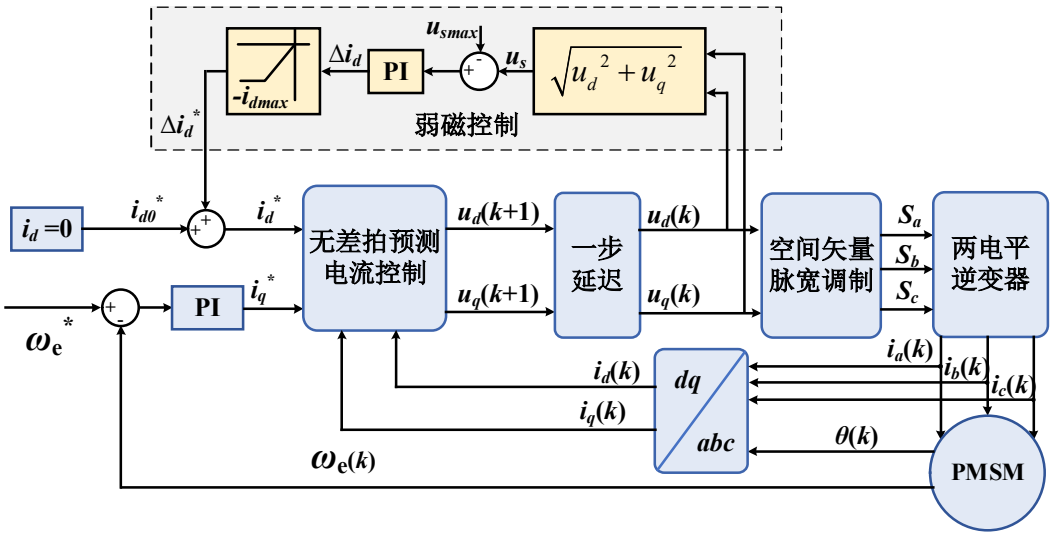


图 1　基于负 id 补偿法的永磁同步电机弱磁控制框图

3 永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法

3.1 超局部模型

借助模型自由控制策略的思想，构造单输入单输出超局部模型可以解决电机模型参数敏感性问题。一阶单输入单输出的超局部模型如下所示：

$$\dot{y} = F + \varepsilon u \tag{7}$$

式中，u 表示系统的输入变量；y 表示系统的输出变量；ε表示系统状态增益；F 表示系统总体扰动，包括已知扰动和未知扰动，需要借助观测器或辨识算法获得。

当考虑参数扰动和外部干扰对电流控制器的影响时，定子电压方程可以改写为：

$$\begin{cases} u_d = \left(R_{s0}+\Delta R_s\right)i_d + \left(L_{s0}+\Delta L_s\right)\dfrac{di_d}{dt} - \omega_e\left(L_{s0}+\Delta L_s\right)i_q + h_d \\ u_q = \left(R_{s0}+\Delta R_s\right)i_q + \left(L_{s0}+\Delta L_s\right)\dfrac{di_q}{dt} + \omega_e\left(L_{s0}+\Delta L_s\right)i_d + \omega_e\left(\psi_{f0}+\Delta\psi_f\right) + h_q \end{cases} \tag{8}$$

式中，L_{s0}、R_{s0}、ψ_{f0} 分别表示定子电感、定子电阻和转子磁链的标称值；ΔL_s、ΔR_s、$\Delta\psi_f$ 分别表示电机参数实际值与标称值之间的差值；h_d、h_q 分别表示各种外部扰动在两相旋转坐标系下的直、交轴分量。

在此基础上，将定子电阻电压降、交叉耦合项以及各类外部扰动被统一归纳为 d、q 轴上的集中扰动项，即 f_d 和 f_q：

$$\begin{cases} f_d = \Delta R_s i_d + \Delta L_s\dfrac{di_d}{dt} - \omega_e i_q \Delta L_s + h_d \\ f_q = \Delta R_s i_q + \Delta L_s\dfrac{di_q}{dt} + \omega_e i_d \Delta L_s + \omega_e\Delta\psi_f + h_q \end{cases} \tag{9}$$

将式（9）代入式（8）可得：

$$\begin{cases} u_d = R_{s0}i_d + L_{s0}\dfrac{di_d}{dt} - \omega_e L_{s0} i_q + f_d \\ u_q = R_{s0}i_q + L_{s0}\dfrac{di_q}{dt} + \omega_e L_{s0} i_d + \omega_e\psi_{f0} + f_q \end{cases} \tag{10}$$

将上式改写成定子电流方程形式，并代入式（7）中，可得永磁同步电机的超局部模型：

$$\begin{cases} \dfrac{di_d}{dt} = \varepsilon_d u_d + F_d \\ \dfrac{di_q}{dt} = \varepsilon_q u_q + F_q \end{cases} \tag{11}$$

式中，u_d、u_q 为控制系统输入；i_d、i_q 为控制系统输出；ε_d、ε_q 为 dq 轴定子电压系数，对于表贴式永磁同步电机，其理论值应为定子电感 L_s 的倒数，然而电机运行时电感参数存在实时变化，电压系数随之波动，因此需要对其在线进行辨识。F_d、F_q 分别表示 dq 轴上的总扰动，涵盖已知扰动和未知扰动，其具体表达式如下：

$$\begin{cases} F_d = -\dfrac{R_{s0} i_d}{L_{s0}} + \omega_e i_q - \dfrac{f_d}{L_{s0}} \\ F_q = -\dfrac{R_{s0} i_q}{L_{s0}} - \omega_e i_d - \dfrac{\omega_e \psi_{f0}}{L_{s0}} - \dfrac{f_q}{L_{s0}} \end{cases} \tag{12}$$

由式（11）和式（12）可见，经等效变换后的 d、q 轴电流已实现解耦，彼此独立。在此基础上对 F_d 和 F_q 进行在线估计，可实现电流的精确跟踪。

3.2 模型参考自适应系统

为了获得准确的电压系数，采用模型参考自适应系统对电压系数进行实时辨识。本文采用离散域模型参考自适应系统，无需微分求解，收敛快且参数整定简便。模型参考自适应系统包含参考模型、可调模型与自适应律三个模块，具体表示如下：

参考模型表示为：

$$y^{ref}(j) = m_1 y^{ref}(j-1) + n_0 u(j) \tag{13}$$

自适应律表示为：

$$\begin{aligned} v_0(j) &= y^{ref}(j) - \hat{m}_1(j-1) y(j-1) - \hat{n}_0(j-1) u(j) \\ \hat{m}_1(j) &= \hat{m}_1(j-1) + \frac{v_0(j)}{1 + y(j-1)^2 + u(j)^2} y(j-1) \\ \hat{n}_0(j) &= \hat{n}_0(j-1) + \frac{v_0(j)}{1 + y(j-1)^2 + u(j)^2} u(j) \end{aligned} \tag{14}$$

可调模型表示为：

$$y(j) = \hat{m}_1(j) y(j-1) + \hat{n}_0(j) u(j) \tag{15}$$

式中，$u(j)$ 表示模型输入；$y^{ref}(j)$ 表示模型输出；m_1 和 n_0 表示参考模型系数；$\hat{m}_1(j)$ 和 $\hat{n}_0(j)$ 为第 j 步参数的调整值。基于模型参考自适应系统方法计算出 $\hat{m}_1(j)$ 和 $\hat{n}_0(j)$，使 $\lim\limits_{j \to 0}[y^{ref}(j) - y(j)] = 0$。

下面利用模型参考自适应系统实现电压系数的实时辨识。将式（11）改写为以下形式：

$$\begin{cases} \dfrac{i_d(k) - i_d(k-1)}{T_s} - F_d(k-1) = \tilde{\varepsilon}_d u_d(k-1) \\ \dfrac{i_q(k) - i_q(k-1)}{T_s} - F_q(k-1) = \tilde{\varepsilon}_q u_q(k-1) \end{cases} \tag{16}$$

将式（16）代入模型参考自适应系统，模型输出表示如下：

$$\begin{cases} y_d^{ref}(j)=\dfrac{i_d(k)-i_d(k-1)}{T_s}-F_d(k-1) \\ y_q^{ref}(j)=\dfrac{i_q(k)-i_q(k-1)}{T_s}-F_q(k-1) \end{cases} \tag{17}$$

将式（16）代入模型参考自适应系统，模型输入表示如下：

$$\begin{cases} u_d(j)=u_d(k-1) \\ u_q(j)=u_q(k-1) \end{cases} \tag{18}$$

给定参考模型系数：

$$\begin{cases} m_{1d}=0, n_{0d}=\tilde{\varepsilon}_d \\ m_{1q}=0, n_{0q}=\tilde{\varepsilon}_q \end{cases} \tag{19}$$

模型参考自适应系统的控制方法在于通过自适应律不断调整可调模型的参数 $\hat{m}_1(j)$ 和 $\hat{n}_0(j)$，使可调模型 $y(j)$ 的输出逼近参考模型 $y^{ref}(j)$。当两者偏差趋于零时，可调模型中的 $\hat{n}_{0d}(j)$、$\hat{n}_{0q}(j)$ 即收敛于实际值 n_{0d}、n_{0q} ，从而实现对 *dq* 轴电压系数 $\tilde{\varepsilon}_d$ 和 $\tilde{\varepsilon}_q$ 的在线辨识：

$$\begin{cases} \tilde{\varepsilon}_d=\hat{n}_{0d} \\ \tilde{\varepsilon}_q=\hat{n}_{0q} \end{cases} \tag{19}$$

3.3 非线性扩展状态观测器

由永磁同步电机超局部模型表达式可知，为了计算目标电压矢量，需要获得 *dq* 轴总扰动 F_d、F_q 的准确值。相较于传统扩展状态观测器需增加带宽以提升抗扰性，非线性扩展状态观测器通过引入非线性函数替代传统线性校正项，采用较小观测带宽即可有效抑制扰动，同时避免放大高频测量噪声。为此，本文选取非线性扩展状态观测器来估计扰动分量，从而提高系统的抗干扰能力，获得准确的超局部模型。

为了获得未知扰动分量的估计值，根据式（11）建立非线性扩展状态观测器如下所示：

$$\begin{cases} e_{ix}=i_x-\hat{i}_x \\ \dfrac{d\hat{i}_x}{dt}=\varepsilon_x u_x+\hat{F}_x+\delta_1 f_1(e_{ix}),\ \ x=d,q \\ \dfrac{d\hat{F}_x}{dt}=\delta_2 f_2(e_{ix}) \end{cases} \tag{20}$$

式中，*x* 表示 *dq* 轴分量；e_{ix} 为定子电流实际值与定子电流估计值之间的估计误差；i_x 表示为定子电流的实际值；$\hat{i}_x$ 表示为定子电流的估计值；$\hat{F}_x$ 为总扰动分量的估计值；δ_1 和 δ_2 为非线性扩展状态观测器参数，给定为：

$$\begin{cases} \delta_1=2\omega_0 \\ \delta_2=\omega_0^{\ 2} \end{cases} \tag{21}$$

式中，ω_0 为非线性扩展状态观测器的带宽。

电流估计误差 e_{ix} 的非线性函数 $f_1(e_{ix})$ 和 $f_2(e_{ix})$ 表示如下：

$$\begin{cases} f_1(e_{ix})=\langle e_{ix}\rangle^{w_1}+\langle e_{ix}\rangle^{w_2} \\ f_2(e_{ix})=w_1\langle e_{ix}\rangle^{2w_1-1}+w_2\langle e_{ix}\rangle^{2w_2-1}+(w_1+w_2)\langle e_{ix}\rangle^{w_1+w_2-1} \end{cases} \tag{22}$$

式中，w_1=1+z，w_2=1-z，其中，z 为常数，z∈(-1/2,0)；$\langle\cdot\rangle^n$ 表示$|\cdot|^n\cdot\mathrm{sign}(\cdot)$。

由此，非线性扩展状态观测器通过观测电流误差估计出 dq 轴总扰动，并将扰动估计值反馈至电流控制律中，从而实现对系统扰动的有效抑制。

3.4 输出参考电压计算

传统无差拍电流预测控制本质上依赖于电机的精确数学模型，其控制品质与模型精度高度相关。电机长时间运行过程中，环境温度变化与磁路饱和效应会导致定子电阻、电感等关键参数发生偏移，模型精度随之下降，进而引入电流谐波。为抑制参数失配对控制性能的负面影响，本文基于超局部模型、模型参考自适应系统和非线性扩展状态观测器，提出一种永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法，以增强系统在弱磁工况下的参数鲁棒性并降低电流谐波含量。

为便于数字实现，采用前向欧拉法对超局部模型进行离散化处理。设定当前采样时刻为 k，则第 k+1 时刻的定子电流预测表达式如下：

$$\begin{cases} i_d(k+1)=i_d(k)+T_s\left[\varepsilon_d u_d(k)+F_d(k)\right] \\ i_q(k+1)=i_q(k)+T_s\left[\varepsilon_q u_q(k)+F_q(k)\right] \end{cases} \tag{23}$$

将上式改写为定子电压方程形式：

$$\begin{cases} u_d(k)=\left[\dfrac{i_d(k+1)-i_d(k)}{T_s}-F_d(k)\right]/\varepsilon_d \\ u_q(k)=\left[\dfrac{i_q(k+1)-i_q(k)}{T_s}-F_q(k)\right]/\varepsilon_q \end{cases} \tag{24}$$

为实现最小采样周期内的无差拍跟踪，令下一时刻的电流等于其参考值。因此，将式（24）中的 $i_d(k+1)$、$i_q(k+1)$ 替换为参考值 $i_d^{ref}(k+1)$、$i_q^{ref}(k+1)$，推导出参考电压的表达式：

$$\begin{cases} u_d(k)=\left[\dfrac{i_d^{ref}(k+1)-i_d(k)}{T_s}-F_d(k)\right]/\varepsilon_d \\ u_q(k)=\left[\dfrac{i_q^{ref}(k+1)-i_q(k)}{T_s}-F_q(k)\right]/\varepsilon_q \end{cases} \tag{25}$$

考虑实际系统存在一拍延迟，补偿后的电压方程如下：

$$\begin{cases} u_d(k+1)=\left[\dfrac{i_d^{ref}(k+2)-i_d(k+1)}{T_s}-F_d(k+1)\right]/\varepsilon_d \\ u_q(k+1)=\left[\dfrac{i_q^{ref}(k+2)-i_q(k+1)}{T_s}-F_q(k+1)\right]/\varepsilon_q \end{cases} \tag{26}$$

将模型参考自适应系统辨识出的电压系数、非线性扩展状态观测器估计的扰动值及电流值代入式（26），从而计算出永磁同步电机弱磁工况下的 dq 轴输出参考电压，表示如下：

$$\begin{cases} u_d(k+1)=\left[\dfrac{i_d^{ref}(k+2)-\hat{i}_d(k+1)}{T_s}-\hat{F}_d(k+1)\right]/\tilde{\varepsilon}_d \\ u_q(k+1)=\left[\dfrac{i_q^{ref}(k+2)-\hat{i}_q(k+1)}{T_s}-\hat{F}_q(k+1)\right]/\tilde{\varepsilon}_q \end{cases} \tag{27}$$

最后，将获得的精确输出参考电压作用于空间矢量脉冲宽度调制，实现对逆变器的开关控制。永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法框图如图 2 所示。

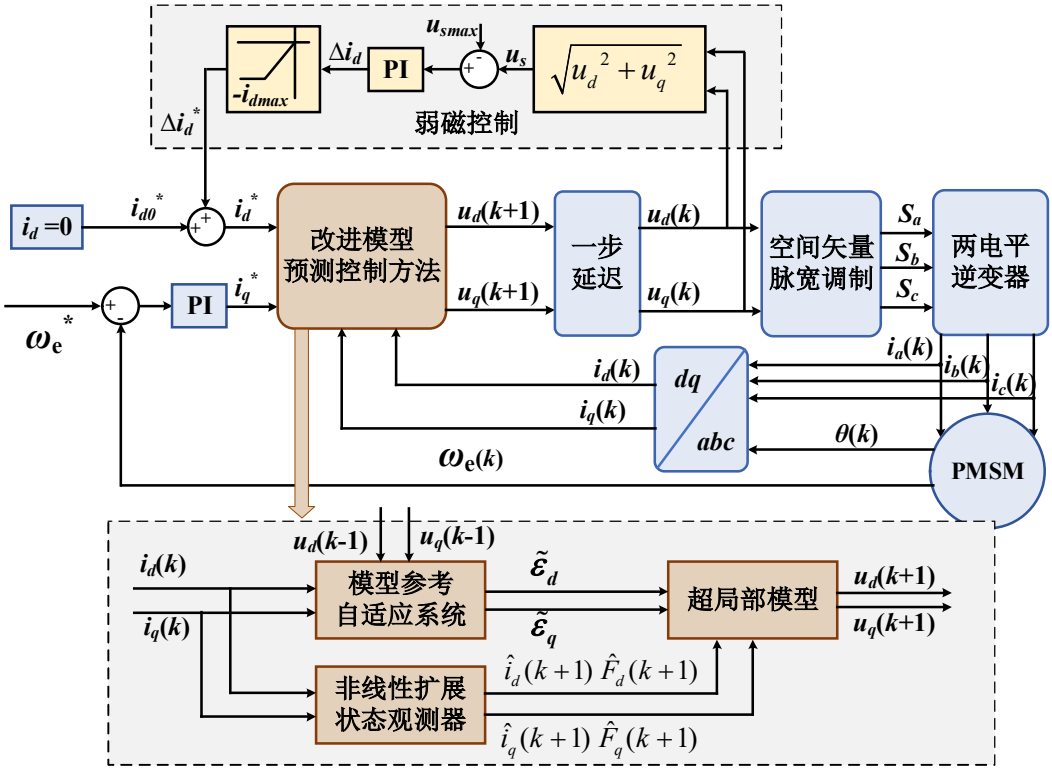


图 2　永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法框图

4 仿真验证

表 1　永磁同步电机参数

参数	数值	单位
定子电感 L_s	1.225	mH
定子电阻 R_s	0.365	Ω
转子磁链ψ_f	0.1667	Wb
额定电流 I_N	10	A
额定转矩 T_N	10	N·m
极对数 p	4	\

为了验证本文所提出的永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法在参数失配的情况下对弱磁区电流谐波的抑制效果，参考图 2 所示原理框图，在 Matlab/Simulink 软件中搭建永磁同步电机仿真模型。本文在仿真中对比了传统无差拍电流预测控制方法（方法 1）和永磁同步电机弱磁区改进模型预测控制方法（方法 2）的性能效果。仿真系统参数设置如下：采样周期 50μs，开关频率 20kHz，死区时间 2.5μs。考虑到母线电压升高会增大控制器功率器件的损坏风险，为确保实验安全，本文选

取 140V 直流母线电压对所提算法进行验证。仿真中定子电流的最大值给定为 10A。为模拟参数失配工况，仿真中保持被控对象电机参数不变，仅改变控制器内部模型参数，使两者之间产生偏差。永磁同步电机的参数如表 1 所示。

首先，为了验证所提方法的稳态性能，在转速为 1000 r/min、转矩为 10 N·m 的稳态工况下，图 3 和图 4 分别给出了两种方法在参数未失配与参数失配两种情况下的 *a* 相电流波形。从图 3 中可以看出，当参数未失配时两种方法的电流幅值基本相同，方法 2 比方法 1 具有更小的电流谐波。从图 4 中可以看出，当电机参数失配（L_s =2L_{s0}，R_s =2R_{s0}，ψ_f =2ψ_{f0}）时，与方法 2 相比，方法 1 的相电流幅值和电流谐波均明显增大，正弦度降低。上述结果表明，所提方法能有效抑制参数失配带来的扰动，具有良好的稳态性能。

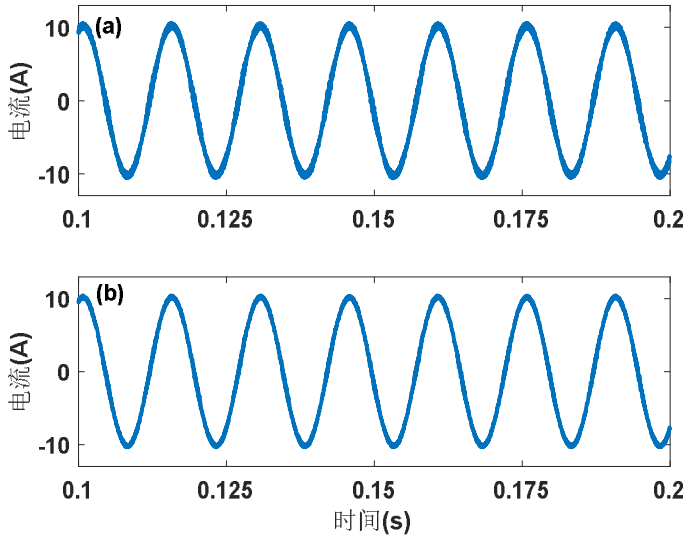


图 3　无参数失配，1000r/min，10N·m：(a)方法 1, (b)方法 2

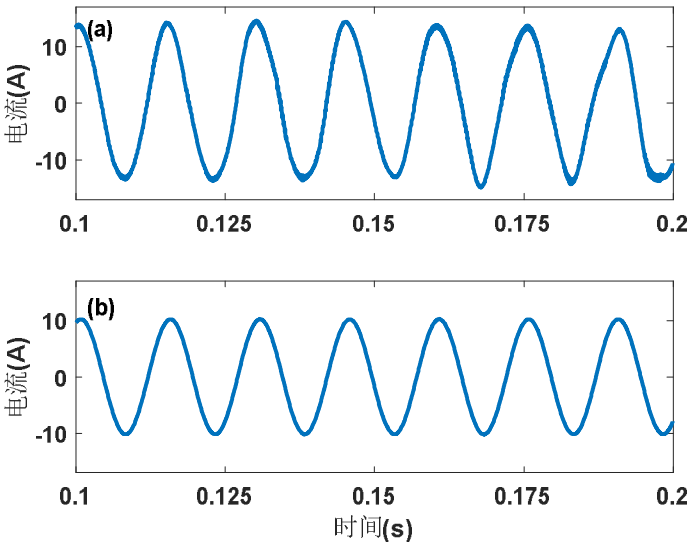


图 4　参数失配（Ls =2Ls0，Rs =2Rs0，ψf =2ψf0），1000r/min，10N·m：(a)方法 1, (b)方法 2

此外，为了验证所提方法的动态性能，本文在多种参数失配工况下，开展负载转矩阶跃响应对比仿真测试。仿真中负载转矩的变化规律设定为：0.05s-0.1s 内保持 2N·m 的恒定负载，0.1 s 时刻阶跃上升至 8N·m，运行至 0.15s 时再阶跃回落至 5N·m。给定电机转速 1050r/min。

图 5 给出了参数未失配时两种方法的 *dq* 轴电流阶跃响应波形。从图中可以看出，方法 1 和方法 2 均可快速跟踪 *dq* 轴电流的阶跃参考指令。但进入稳态后，方法 1 的 *d* 轴电流存在更明显的电流谐

波，而方法 2 能有效抑制电流谐波，确保电流波形更加平滑。

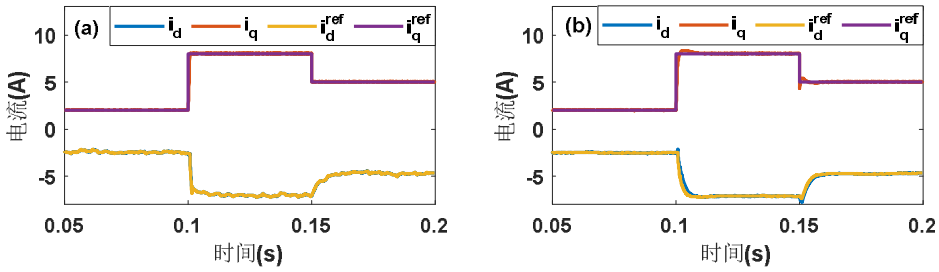


图 5　无参数失配，1050r/min，2-8-5N·m：(a)方法 1, (b)方法 2

图 6-图 8 分别给出了电感参数 2 倍失配、磁链参数 2 倍失配及电阻参数 2 倍失配时两种方法的 *dq* 轴电流阶跃响应波形。从图 6 可以看出，当电感失配时，方法 1 产生明显的电流谐波，且 *d* 轴电流容易达到饱和，而方法 2 能有效抑制电感失配带来的电流谐波，保证系统平稳运行。从图 7 可以看出，当磁链失配时，方法 1 的 *q* 轴电流无法跟踪参考电流，产生电流跟踪误差，导致 *d* 轴弱磁电流变大，弱磁性能降低。相比之下，方法 2 能有效抑制电流跟踪误差，确保弱磁电流准确输出。从图 8 可以看出，当电阻失配时，方法 1 的 *dq* 轴电流存在跟踪误差，且该误差随负载转矩增大而加剧，而方法 2 的 *dq* 轴电流始终保持对参考值的准确跟踪。

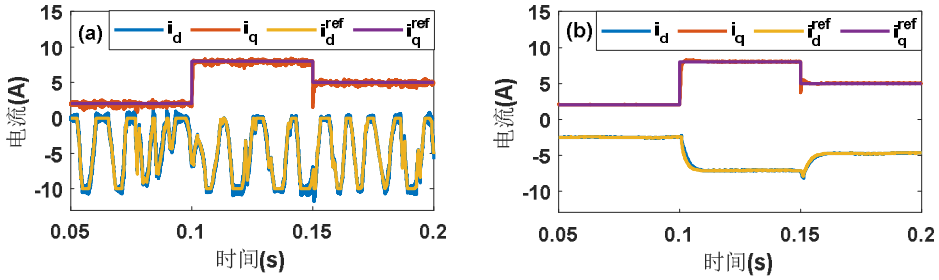


图 6　参数失配（L_s =2L_{s0}），1050r/min，2-8-5N·m：(a)方法 1, (b)方法 2

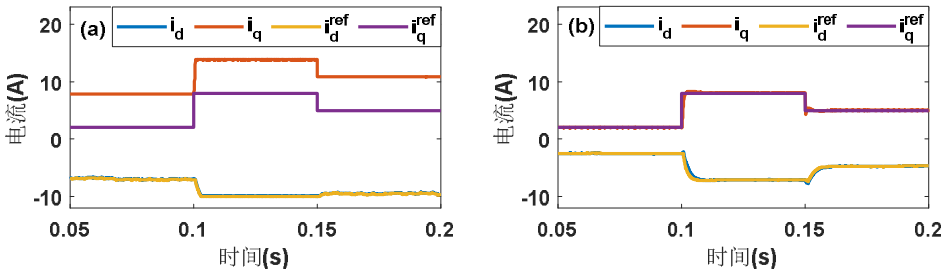


图 7　参数失配（ψ_f =2ψ_{f0}），1050r/min，2-8-5N·m：(a)方法 1, (b)方法 2

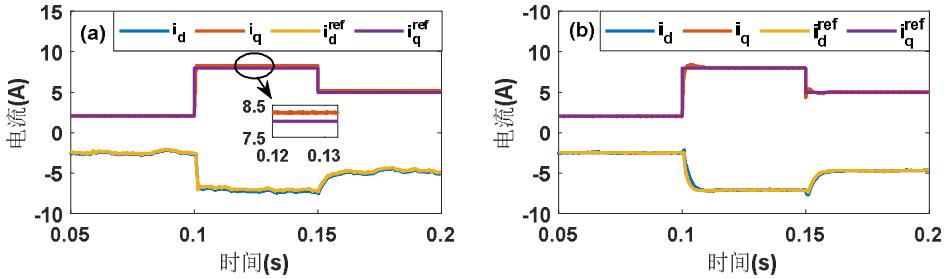


图 8　参数失配（R_s =2R_{s0}），1050r/min，2-8-5N·m：(a)方法 1, (b)方法 2

为进一步验证所提方法的动态性能，本文在参数失配工况下开展了转速阶跃响应对比仿真。转速在 0.15s 从 800rpm 阶跃至 1050rpm，负载转矩保持 6 N·m 不变。从图 9 可以看出，参数失配条件下转速阶跃时，方法 1 的 *q* 轴电流跟踪误差增大，电流谐波也随之增大。而方法 2 能有效抑制参数失配带来的电流谐波，并减小电流跟踪误差，尽管在转速阶跃瞬间 *q* 轴电流存在一定超调，但能快

速恢复至参考值，保持较好的跟踪性能。

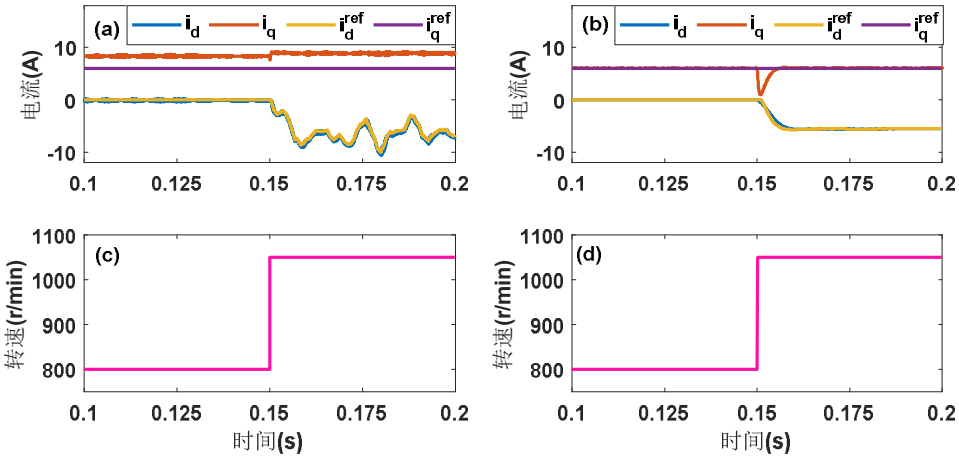


图 9 参数失配（L_s =2L_{s0}，R_s =2R_{s0}，ψ_f =2ψ_{f0}），800-1050r/min，6N·m：(a) (c)方法 1, (b) (d)方法 2

综上所述，相比于传统无差拍电流预测控制方法，所提方法能有效抑制参数失配带来的电流谐波和电流跟踪误差，确保弱磁控制的稳定性，具有良好的动、静态性能。

5 结论

本文基于传统无差拍电流预测控制、模型参考自适应系统及扩展状态观测器等控制理论，提出了一种适用于永磁同步电机弱磁区的改进模型预测控制方法。该方法通过构建不依赖电机本体参数的超局部模型，从控制结构层面降低了算法对参数的敏感度。同时，引入模型参考自适应系统在线辨识模型中的电压系数，进一步提高了系统模型的准确度。在此基础上，配合非线性扩展状态观测器对系统内部未知扰动进行实时估计与前馈补偿，从而获得精确的输出参考电压，实现弱磁运行区间内电流控制性能的系统性优化。仿真结果表明，在电机参数存在扰动的弱磁工况中，所提方法可以有效抑制电流谐波，保障弱磁升速过程的平稳性，参数鲁棒性明显优于传统无差拍电流预测控制方案。本文研究为高速弱磁场景下的永磁同步电机鲁棒电流控制提供了可行的技术路径。

参考文献：

[1] 陈轶杰，张亚峰，郑凤杰，等. 高机动越野平台非线性悬挂特性控制方法[J]. 兵工学报，2024, 45(11): 3806-3819.

[2] 杨宇昕. 基于滑模观测器的永磁同步电机无传感器控制系统研究[C]//中国智慧工程研究会.2026 人工智能赋能工程技术应用与管理交流会论文集,2026: 561-563.

[3] H. Wang, W. Sun, T. Jin, et al. Parameter Robustness Improvement of Hybrid Flux Observer for Low-Speed Sensorless Drive of PMSM[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2026, 41(4): 4541-4545.

[4] R. Jing, G. Wang, G. Zhang, et al. Current-Voltage Angle Feedback Linearization Based Field Weakening Control Strategy for Suppressing Current Harmonics of High-Speed SPMSM Drives[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2025, 72(7): 7242-7253.

[5] 刘畅，陈锋. 电动汽车永磁同步电机弱磁控制策略研究[J]. 汽车与新动力, 2026, 9(2): 47-50.

[6] A. Wang, L. Li and X. Huang. Improved Discrete-Time Resonant Extended State Observer Based Robust DPCC of Winding-Discontinuous-Segmented PMLSM[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2025, 72(6): 5716-5727.

[7] X. Sun, Y. Liu, Z. Su, G. Lei and J. Zhu. Robust DPCC for Dual Three-Phase PMSMs Based on Moving Horizon Estimator With Harmonic Suppression[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2026, 73(6): 8197-8207.

[8] Zhou Y, Zhang S, Cui X, et al. An Accurate Torque Output Method for Open-End Winding Permanent Magnet Synchronous Motors Drives[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2021, 36(4): 3470-3480.

[9] J. Zhao, J. Gu, Y. Wu and D. Xu. Adaptive Offline Parameter Identification of PMSM With Nonlinear Compensation in Self-Commissioning[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2026, 41(6): 9101-9114.

[10] F. Chen, Y. Hu, L. Liu and K. Liu. Sensorless Rotor Flux Linkage Identification for PMSMs Under Inductance Mismatches and Loaded Conditions[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2026, 41(1): 797-808.

[11] Guo X, Huang S, Lu K, et al. A Fast Sliding Mode Speed Controller for PMSM Based on New Compound Reaching Law with Improved Sliding Mode Observer[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2023, 9(2): 2955-2968.

[12] Li X, Zhang S, Zhang C, et al. An Improved Deadbeat Predictive Current Control Scheme for Open Winding Permanent Magnet Synchronous Motors Drives with Disturbance Observer[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2020, 36(4): 4622-4632.

[13] Yuan X, Zhang S, Zhang C. Nonparametric Predictive Current Control for PMSM[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2020, 35(9): 9332-9341.

[14] Zhou Y, Li H and Zhang H. Model-free deadbeat predictive current control of a surface-mounted permanent magnet synchronous motor drive system[J]. Journal of Power Electronics, 2018, 18(1): 103-115.

[15] Li X, Wang Y, Guo X, et al. An Improved Model-Free Current Predictive Control Method for SPMSM Drives[J]. IEEE Access, 2021, 9: 134672-134681.

基于有界 Pacejka 参数修正的物理约束车辆动力学建模与 CarSim–Simulink 仿真验证

张梓琦[1]，任宏斌[1]

北京理工大学机械与车辆学院，北京 100081

摘　要：针对固定参数车辆动力学模型适应性不足及纯数据驱动模型缺乏物理约束的问题，本文构建融合门控循环单元、Pacejka 轮胎模型与动力学单轨模型的混合预测模型。模型利用车辆历史状态提取时序特征，对前后轴 Pacejka 参数进行有界时变修正，并通过动力学方程预测下一时刻车辆状态，同时引入参数先验和时序平滑正则项。基于 CarSim－Simulink 联合仿真验证，结果表明，模型对横向速度和横摆角速度的决定系数分别达到 0.999548 和 0.999081，均方根误差较固定参数模型分别降低 88.96%和 77.59%。该方法在保留车辆动力学结构的同时显著提升一步预测精度，可为后续多步预测与闭环控制研究提供基础。

关键词：车辆动力学；物理约束神经网络；Pacejka 轮胎模型；CarSim－Simulink 联合仿真

中图分类号：U461.1　　**文献标志码：** A

Physics-Constrained Vehicle Dynamics Modeling with Bounded Pacejka Parameter Correction and CarSim–Simulink Validation

Ziqi Zhang[1]，Hongbin Ren[1]

School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology

Abstract: To address the limited adaptability of fixed-parameter vehicle dynamics models and the lack of explicit physical constraints in purely data-driven models, this paper proposes a hybrid prediction model integrating a gated recurrent unit (GRU), the Pacejka tire model, and a dynamic bicycle model. The model extracts temporal features from historical vehicle states and applies bounded time-varying corrections to the front- and rear-axle Pacejka parameters. The corrected parameters are then incorporated into the vehicle dynamics equations to predict the vehicle state at the next time step. Parameter-prior and temporal-smoothness regularization terms are further introduced during training. The model is validated using a CarSim－Simulink co-simulation platform. Results show that the coefficients of determination for lateral velocity and yaw rate reach 0.999548 and 0.999081, respectively, while the corresponding root mean square errors are reduced by 88.96% and 77.59% compared with the fixed-parameter model. The proposed method significantly improves one-step prediction accuracy while preserving the physical structure of vehicle dynamics, providing a foundation for subsequent multi-step prediction and closed-loop control studies.

Keywords: vehicle dynamics; physics-informed neural network; Pacejka tire model; CarSim－Simulink co-simulation

0 引言

随着智能车辆控制系统不断向高速化、复杂化和精细化发展，控制算法对内部预测模型的精度、实时性和鲁棒性提出了更高要求。在轨迹跟踪、稳定性控制以及模型预测控制等应用中，控制器需要根据当前车辆状态和控制输入预测未来运动。当预测模型不能准确描述轮胎非线性、横纵向运动耦合和车辆参数变化时，预测轨迹会逐步偏离真实车辆响应，进而降低控制精度，严重时还可能导致控制约束失效。因此，在计算复杂度可接受的前提下建立能够反映主要非线性动力学特征的车辆模型，是智能车辆控制研究中的基础问题。

车辆模型通常可分为运动学模型和动力学模型。运动学模型主要依据车辆几何关系描述位置和航向变化，参数较少、计算速度快，但一般忽略轮胎力和惯性效应，适合低速、小侧偏角工况。动力学模型通过质量、横摆转动惯量、质心位置和轮胎力等物理量描述车辆运动，在中高速转向和较大横向加速度工况下具有更好的解释能力。动力学单轨模型在结构复杂度和计算效率之间具有较好平衡，因此广泛用于车辆状态估计和模型预测控制[1]。然而，该模型的性能依赖轮胎侧向力模型及其参数。Pacejka Magic Formula 能够以较紧凑的形式描述轮胎侧向力与侧偏角之间的非线性关系[2]，但其刚度因子、形状因子、峰值因子和曲率因子通常需要轮胎试验或参数辨识获得。轮胎磨损、载荷转移、道路附着变化以及简化模型与高保真车辆之间的结构差异，都会使一组固定参数难以覆盖全部工况。

数据驱动方法为复杂车辆动力学建模提供了另一种思路。Spielberg 等采用神经网络描述高性能车辆动力学[3]，Williams 等将学习动力学模型用于信息论模型预测控制[4]，Hermansdorfer 等采用循环神经网络提取车辆状态的时序特征[5]。深度神经网络可以利用历史观测数据学习状态和控制输入到未来状态之间的非线性映射，循环神经网络及门控循环单元还可以进一步利用车辆响应中的时间相关性。此类方法降低了对精确轮胎参数和完整动力学机理的依赖，但也存在明显不足。一方面，黑箱网络的输出缺少明确物理含义；另一方面，在训练数据分布之外，网络可能给出车辆无法实现的状态变化。对于需要在预测控制器中反复调用的模型，过度复杂的网络还会增加求解负担，并使模型约束和稳定性分析更加困难。

物理与数据融合方法利用神经网络识别难以标定的参数或未建模动态，再由物理方程传播状态。Chrosniak 等提出 Deep Dynamics 模型，通过历史车辆状态估计动力学单轨模型参数，并利用 Physics Guard 将网络输出限制在预设物理范围内[6]。针对本文平台，模型接口需要重新设计：原模型使用油门及其变化量，并估计传动参数和横摆惯量；本文直接使用实际纵向加速度，将已知车辆参数固定，重点修正轮胎侧向力和横向状态。

基于此，本文以 Deep Dynamics 的物理约束建模思想为基础，针对 CarSim 车辆对象重新设计网络输入、待修正参数和训练目标。本文的主要工作如下。

（1）构建 CarSim－Simulink 闭环仿真与动力学数据生成平台，统一车辆状态、实际控制变量、采样周期和监督标签的定义，形成从高保真仿真、数据重采样、时序样本生成到模型训练和结果评价的技术流程。

（2）建立以名义 Pacejka 参数为中心的有界时变修正模型。模型采用门控循环单元提取车辆历史状态特征，输出前、后轴 Pacejka 参数的乘性或加性修正量，并利用有界映射保证修正量处于预设范围。与直接回归下一车辆状态相比，该结构保留了侧偏角、轮胎力和车辆动力学之间的显式关系。

（3）在状态预测损失之外引入参数先验正则和相邻样本参数平滑正则，抑制等效轮胎参数过度偏离名义值及随时间剧烈跳变。建立学习修正模型与固定名义参数模型的统一对比方法，从决定系数、均方根误差、预测回归、残差分布、训练收敛过程和侧向力时序等方面评价模型性能。

需要说明的是，Physics Guard、有历史信息的神经网络以及单轨模型嵌入式状态传播均来源于已有物理约束车辆模型研究。本文的工作重点并非重新提出上述基本结构，而是针对本文车辆和仿真接口进行名义参数中心化修正、复合正则化训练以及 CarSim 场景验证。该界定能够避免将继承

方法误写为本文首创，也使本文贡献与实验能够相互对应。

1 相关研究

1.1 物理车辆模型与参数辨识

动力学单轨模型将左右车轮合并为前、后两个等效车轮，以较低计算量描述车辆平面运动，常被用作模型预测控制的内部模型。Kang 等比较了运动学和动力学模型的适用范围[1]。该模型的主要困难是参数获取：质量和轴距可直接测量，横摆惯量、轮胎及传动参数通常依赖专门试验或系统辨识。Hernandez Vicente 等指出参数标定方式会影响模型有效范围[7]，Dias 等研究了车辆纵向模型辨识与速度控制[8]，Vyasarayani 等讨论了动态系统参数辨识方法[9]。传统方法常假设参数在一次试验中不变，因而通常只能获得特定工况下的等效参数。

Pacejka 和 Bakker 提出的 Magic Formula 能够通过少量参数描述轮胎力随侧偏角变化的非线性特性[2]。Olazagoitia 等进一步研究了利用人工神经网络辨识轮胎模型参数的方法[10]。本文采用由刚度因子 B、形状因子 C、峰值因子 D 和曲率因子 E 构成的简化侧向力表达。应当指出，在缺少轮胎台架试验和多种垂向载荷数据时，由整车状态反推得到的参数不一定等同于轮胎的真实独立物理参数，更适合称为“等效参数”或“参数修正量”。因此，本文侧重评价这些参数能否改善车辆状态和侧向力预测，而不将其解释为对真实轮胎参数的唯一辨识结果。

1.2 数据驱动与混合车辆动力学模型

Spielberg 等利用神经网络建立高性能车辆模型[3]，Williams 等将学习动力学用于模型预测控制[4]，Hermansdorfer 等采用循环神经网络进行车辆动力学预测[5]。历史序列有助于描述执行器响应和未观测动态，但直接状态回归难以解释预测产生的物理原因，也难以保证输出满足力学约束。

另一类工作以物理模型为先验，使用高斯过程或神经网络修正模型误差。BayesRace、学习型赛车 MPC、深核高斯过程和在线学习 MPC 等研究说明，残差模型能够保留名义结构并学习未建模效应，但其学习量通常缺少直接参数意义。

物理信息或物理嵌入神经网络进一步将微分方程、守恒关系或物理参数计算加入网络结构。Baier 等研究了融合物理模型与深度学习的可解释状态预测方法[15]，Xu 等将物理信息神经网络用于无人水面艇动力学预测[16]。与本文最接近的研究包括 Deep Pacejka Model[17]和 Deep Dynamics[6]。前者利用历史车辆状态估计 Pacejka 轮胎参数，并通过车辆动力学方程预测下一时刻状态；后者进一步引入传动系统模型、横摆转动惯量估计和 Physics Guard，以提高参数估计的物理合理性。Deep Pacejka Model 使用历史状态估计轮胎参数，并通过动力学方程预测下一状态；Deep Dynamics 在此基础上加入传动系统模型、横摆惯量估计和有界 Physics Guard，使网络输出保持在预设物理范围内。本文继承其“网络估计参数—物理方程传播状态”的基本范式，但不估计传动系统和横摆惯量，而是利用可获得的实际纵向加速度与已知车辆参数，将学习任务集中到前、后轴等效 Pacejka 参数修正。此外，本文增加参数先验与时序平滑约束，以适应连续车辆数据中的参数变化。

2 问题描述与数据构建

2.1 CarSim－Simulink 联合仿真平台

本文采用 CarSim 2024.1 高保真整车模型作为被控对象，并在 Simulink 中搭建路径跟踪、速度控制、信号采集和学习模型接口。车辆簧载质量为 m=1650 kg，横摆转动惯量为 I_z=3234 kg·m²，质心至前、后轴距离分别为 l_f=1.40 m 和 l_r=1.65 m，轴距为 L=3.05 m。CarSim 内部仿真步长为 0.001 s；神经网络样本和控制预测模型采用 0.1 s 离散周期。原始信号按统一时间基准重采样，以避免输入与标签错位。

仿真平台通过横向路径跟踪和纵向速度控制使车辆在预定道路上运行。道路包含直线、不同半径的左右弯道和较紧转弯，以激发横向速度、横摆角速度和轮胎侧向力变化。采集信号包括纵向速度、横向速度、横摆角速度、实际前轮转角、实际纵向加速度和实际前轮转角变化率。为了避免控

制器命令与车辆真实执行状态不一致，模型输入优先采用执行器或 CarSim 输出侧的实际量，而不是未经车辆环节作用的期望命令。

2.2 训练与测试轨迹设计

为获得能够充分反映不同转向方向、道路曲率、车速变化及车辆纵横向运动状态的仿真数据，本文分别设计了两条训练数据采集轨迹和一条测试数据采集轨迹，其空间几何形状如图 1 所示。训练轨迹在包含直线、不同曲率弯道及连续转向路段的基础上，进一步设置多种纵向速度工况。其中，采用 3 m/s、4.5 m/s 和 6 m/s 三种速度开展整圈恒速试验，以覆盖不同车速下的稳态及瞬态转向响应；同时设计“弯道限速—直线加减速”变速工况，根据路径位置分段设置目标车速，使车辆在直线路段完成加速和减速，并在弯道路段保持较低车速，从而引入不同纵向加速度及速度变化过程。上述工况能够同时覆盖低速大转角、不同方向转向、不同道路曲率、方向盘输入变化、路径跟踪饱和以及不同车速下横摆响应等典型车辆运动状态，使训练样本在转向输入、纵向速度、纵向加速度以及横向动力学响应等方面具有较为充分的分布。训练轨迹用于生成模型训练样本，测试轨迹仅用于模型训练完成后的独立性能评价，不参与网络参数更新。通过将训练数据与测试数据按完整仿真轨迹进行划分，可避免同一连续时序片段同时出现在训练集和测试集中，提高模型泛化性能评价的独立性与可信度。

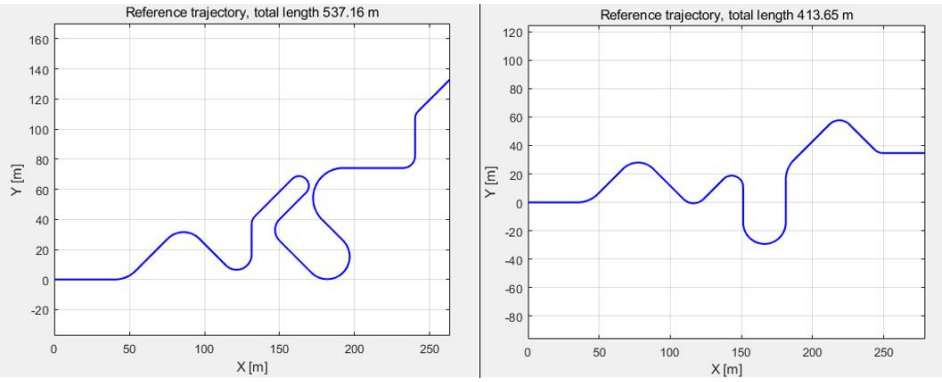


图 1　训练集与测试集的数据采集轨迹

2.3 时序样本与学习任务

定义第 k 个采样时刻的六维特征为：

$$\mathbf{z}_k = \left[v_{x,k}, v_{y,k}, r_k, \delta_k, a_k, \dot{\delta}_k\right]^T \tag{1}$$

以连续 10 个采样时刻的特征组成历史窗口 $\mathcal{H}_k$，预测标签为下一时刻状态：

$$\mathbf{y}_{k+1} = \left[v_{x,k+1}, v_{y,k+1}, r_{k+1}\right]^T \tag{2}$$

输入张量和标签张量的维度分别为 [N，10，6] 与 [N，3]。10 个历史点首尾跨度为 0.9 s，从最早输入点到预测标签跨越 1.0 s。训练前仅使用训练集统计量标准化，测试集沿用训练集均值和标准差。

训练集由两个独立时序数据文件构成，共包含 1862 个样本；测试集由另一个未参与模型训练的数据文件构成，共包含 621 个样本。训练集和测试集均由相同 CarSim 车辆参数配置生成，但对应不同仿真序列。因此，本实验主要评价模型对未参与训练的仿真序列的预测能力，其适用范围仍限于当前车辆参数及仿真工况。

3 物理约束车辆动力学模型

3.1 模型总体架构

本文构建的物理约束车辆动力学模型总体架构如图 2 所示。模型由时序特征提取、有界轮胎参数修正和显式车辆动力学推演三部分组成。首先，将当前时刻及其前 9 个采样时刻的纵向速度、横向速度、横摆角速度、前轮转角、纵向加速度和前轮转角变化率组成历史时序输入，并利用门控循环单元提取车辆运动状态的时序特征。随后，神经网络根据时序特征输出 Pacejka 轮胎模型参数的修正量，并通过 Physics Guard 将修正量约束在预设范围内[6]。最后，将修正后的轮胎参数代入 Pacejka 轮胎模型，计算前、后轴侧偏角和侧向力，并结合三自由度单轨车辆动力学方程完成下一时刻车辆状态预测。

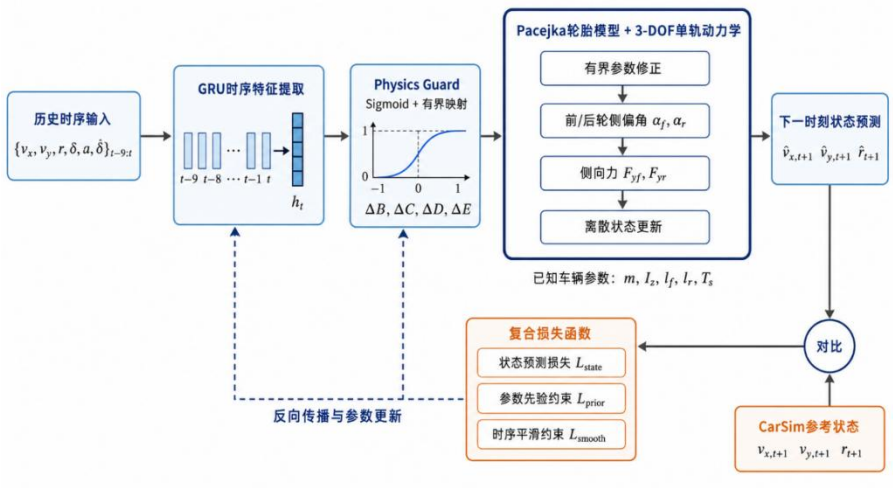


图 2　物理约束车辆动力学模型总体架构与训练流程

与直接利用神经网络拟合车辆状态变化的黑箱模型不同，本文保留了轮胎侧向力计算和车辆动力学状态更新过程。神经网络仅用于估计随车辆运动状态变化的有界轮胎参数修正量，而下一时刻的纵向速度、横向速度和横摆角速度仍由显式动力学方程计算得到。因此，该模型既能够利用时序数据补偿固定名义轮胎参数在不同运行状态下的建模偏差，又能够维持中间参数、轮胎侧向力与车辆状态之间的物理关联。

模型训练以 CarSim 输出的下一时刻车辆状态作为监督信号。复合损失函数由状态预测损失、参数先验约束和时序平滑约束组成，其中，状态预测损失用于减小模型预测状态与 CarSim 参考状态之间的偏差；参数先验约束用于限制修正后轮胎参数相对于名义参数的过度偏移；时序平滑约束用于抑制相邻时刻参数修正量的剧烈变化。训练过程中，复合损失通过反向传播更新 GRU 及参数修正网络的权重，而车辆动力学方程作为可微物理计算环节参与模型的端到端训练。

3.2 时序特征编码与 Physics Guard

标准化后的历史序列输入门控循环单元：

$$\mathbf{h}_k = \mathrm{GRU}_\theta(\bar{\mathbf{z}}_{k-H+1:k}) \tag{3}$$

其中 h_k 为最后时刻隐藏状态。该状态经两层带 Mish 激活函数的全连接网络得到八维输出 s_k，再采用 Sigmoid 有界映射：

$$\boldsymbol{\phi}_k = \boldsymbol{\phi}_{\min} + \sigma(\mathbf{s}_k) \odot (\boldsymbol{\phi}_{\max} - \boldsymbol{\phi}_{\min}) \tag{4}$$

修正向量定义为：

$$\boldsymbol{\phi}_k = \left[\lambda_{B_f}, \lambda_{C_f}, \lambda_{D_f}, \Delta E_f, \lambda_{B_r}, \lambda_{C_r}, \lambda_{D_r}, \Delta E_r\right]^T \tag{5}$$

本文参照 Deep Dynamics 中的 Physics Guard 设计思想[16]，采用 Sigmoid 函数将网络输出映射至预设参数范围；与直接估计绝对参数不同，本文输出的是相对于名义 Pacejka 参数的有界乘性或加性修正量。本文设置：

$$\lambda_B \in [0.5,1.5],\ \lambda_C \in [0.7,1.3],$$
$$\lambda_D \in [0.4,1.6],\ \Delta E \in [-0.5,0.5] \tag{6}$$

3.2 Pacejka 参数与轮胎侧向力

名义 Pacejka 参数取 B_0=13.0360、C_0=1.338、μ_0=0.8785、E_0=-0.804。根据静态轴荷分配，将名义峰值系数转换为前、后轴峰值侧向力：

$$D_{f,0} = \mu_0 mg\frac{l_r}{l_f + l_r},\ D_{r,0} = \mu_0 mg\frac{l_f}{l_f + l_r} \tag{7}$$

网络输出作用后的参数为：

$$\begin{aligned} B_f &= B_0\lambda_{B_f}, C_f = C_0\lambda_{C_f}, D_f = D_{f,0}\lambda_{D_f}, E_f = E_0 + \Delta E_f \\ B_r &= B_0\lambda_{B_r}, C_r = C_0\lambda_{C_r}, D_r = D_{r,0}\lambda_{D_r}, E_r = E_0 + \Delta E_r \end{aligned} \tag{8}$$

侧偏角计算中将纵向速度的绝对值下限设置为 0.5 m/s，以避免低速数值异常。

前、后轴侧偏角为：

$$\alpha_f = \delta - \text{atan2}\left(v_y + l_f r, v_x^{safe}\right) \tag{9}$$

$$\alpha_r = -\text{atan2}\left(v_y - l_r r, v_x^{safe}\right) \tag{10}$$

简化 Pacejka 侧向力表达式为：

$$F_y = D\sin\left(C\arctan\left[B\alpha - E(B\alpha - \arctan\left(B\alpha\right))\right]\right) \tag{11}$$

将前、后轴参数分别代入可得 F_{yf} 和 F_{yr}。神经网络只能通过受约束的等效参数影响横向力，不能绕过物理方程任意输出下一状态。

3.3 车辆动力学状态预测

本文使用的速度状态方程为：

$$\begin{aligned} \dot{v}_x &= a + v_y r \\ \dot{v}_y &= \frac{F_{yf}\cos\delta + F_{yr}}{m} - v_x r \\ \dot{r} &= \frac{l_f F_{yf}\cos\delta - l_r F_{yr}}{I_z} \end{aligned} \tag{12}$$

采用前向欧拉法离散后，下一时刻预测为：

$$\hat{\mathbf{y}}_{k+1} = \begin{bmatrix} v_{x,k} \\ v_{y,k} \\ r_k \end{bmatrix} + T_s \begin{bmatrix} \dot{v}_{x,k} \\ \dot{v}_{y,k} \\ \dot{r}_k \end{bmatrix} \tag{13}$$

由于纵向加速度 a 直接来自车辆实际信号，且 v_x 方程中没有学习得到的纵向驱动力，Pacejka 参数主要影响 v_y 和 r。由于实际纵向加速度直接参与纵向速度状态更新，当前模型未对纵向驱动力及传动系统参数进行独立辨识。该处理降低了待辨识参数维数，使模型重点描述轮胎侧向力、横向速度和横摆角速度之间的关系；相应地，模型不具备仅依据纵向控制命令独立预测纵向驱动力响应的能力。

3.4 复合损失函数

状态预测误差采用加权均方损失：

$$\mathcal{L}_{state} = \frac{1}{3N}\sum_{n=1}^{N}\left[e_{v_x,n}^2 + 2e_{v_y,n}^2 + 4e_{r,n}^2\right] \tag{14}$$

横向速度和横摆角速度权重较大，是因为本文重点关注横向动力学，同时不同状态的数值尺度和控制敏感性存在差异。为抑制参数无约束偏离名义值，定义名义修正向量：

$$\boldsymbol{\phi}_0 = [1,1,1,0,1,1,1,0]^T \tag{15}$$

并引入参数先验损失：

$$\mathcal{L}_{prior} = \frac{1}{8N}\sum_{n=1}^{N} \|\boldsymbol{\phi}_n - \boldsymbol{\phi}_0\|_2^2 \tag{16}$$

对于同一场景内编号相邻的样本，引入时序平滑损失：

$$\mathcal{L}_{smooth} = \frac{1}{8|\mathcal{A}|}\sum_{(i,i+1)\in\mathcal{A}} \|\boldsymbol{\phi}_{i+1} - \boldsymbol{\phi}_i\|_2^2 \tag{17}$$

总损失为：

$$\mathcal{L} = \mathcal{L}_{state} + 10^{-3}\mathcal{L}_{prior} + 10^{-4}\mathcal{L}_{smooth} \tag{18}$$

参数先验项用于限制等效轮胎参数相对于名义值的过度偏移，时序平滑项用于抑制相邻样本间参数修正量的剧烈变化，从而增强所估计参数的连续性。

4 实验设置与评价方法

模型采用单层 GRU，隐藏维数为 64，后接两个宽度为 64 的全连接层，激活函数为 Mish。优化器为 AdamW，初始学习率为 10^{-3}，权重衰减为 10^{-6}，批大小为 256，训练 80 个 epoch，并采用范数上限为 5 的梯度裁剪。训练集包含 1862 个样本，每个 epoch 进行 8 次参数更新，因此总优化更新次数为 640。最终测试集包含 621 个样本。

为评价状态预测性能，采用决定系数和均方根误差：

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{N}(y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{N}(y_i - \bar{y})^2} \tag{19}$$

$$\mathrm{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(y_i - \hat{y}_i)^2} \tag{20}$$

基线模型采用相同车辆状态、侧偏角方程、Pacejka 方程和离散动力学，但将修正量固定为 $[1,1,1,0,1,1,1,0]^{\mathrm{T}}$，即始终使用名义参数。该比较可以排除车辆质量、离散步长和状态方程不同造成的影响，使性能差异主要来自历史信息驱动的参数修正。

除统计指标外，本文还绘制训练集和测试集的真实值—预测值散点图、真实值—残差散点图、总损失随优化器更新次数的变化曲线，以及 CarSim、学习修正模型和固定参数模型的车体侧向合力时序曲线。多种图形分别用于观察整体拟合一致性、误差随状态幅值变化的规律、训练稳定性以及学习参数对物理量预测的影响。

5 结果与分析

5.1 学习模型与固定参数模型的统计对比

表 1 给出了横向速度和横摆角速度的 R^2 与 RMSE。

表 13　学习参数修正模型与固定参数模型的状态预测性能比较

状态量	模型	训练集 R^2	测试集 R^2	训练集 RMSE	测试集 RMSE
横向速度 v_y	训练后模型	0.999700	0.999548	0.006758 m/s	0.007966 m/s
横向速度 v_y	固定参数模型	0.972106	0.962932	0.065187 m/s	0.072146 m/s
横摆角速度 r	训练后模型	0.999450	0.999081	0.006497 rad/s	0.008320 rad/s
横摆角速度 r	固定参数模型	0.984396	0.981702	0.034608 rad/s	0.037127 rad/s

学习参数修正模型在训练集和测试集上的横向速度决定系数 R^2 分别为 0.999700 和 0.999548，横

摆角速度 R^2 分别为 0.999450 和 0.999081，均大于 0.999，表明模型能够解释当前样本中超过 99.9% 的状态变化，具有较高的一步预测一致性。测试集横向速度和横摆角速度的 RMSE 分别为 0.007966 m/s 和 0.008320 rad/s，分别低于固定参数模型的 0.072146 m/s 和 0.037127 rad/s，对应误差降低 88.96% 和 77.59%。结果表明，在相同车辆参数、状态初值和离散动力学方程条件下，历史状态驱动的有界 Pacejka 参数修正能够有效减小固定名义参数模型的横向状态预测误差。

学习模型在训练集和测试集上的评价指标较为接近，测试误差虽高于训练误差，但仍明显低于固定参数模型，未出现明显的预测性能退化。由于训练集和测试集均来源于相同 CarSim 车辆参数配置，该结果反映的是模型对独立仿真序列的适应能力。

5.2 预测值回归特性

如图 3 所示，训练集和测试集的横向速度、横摆角速度预测值总体分布在 y = x 理想回归线附近。在横向速度约为−1.5～1.0 m/s、横摆角速度约为−1.0～0.75 rad/s 的样本范围内，预测结果未呈现明显的整体斜率偏差，说明模型能够较好地重现两种横向状态的变化方向和幅值。训练集与测试集散点总体保持一致，但在较大负横向速度及横摆角速度−0.75～−0.55 rad/s 区间，测试样本的离散程度有所增加，表明模型在部分强横向运动状态下的预测误差相对较大。

一步预测中，下一时刻状态与当前状态具有较强相关性，仅依据预测散点接近理想线尚不足以完整评价模型性能。本文设置的固定参数基线与学习模型采用相同状态初值和时间步长，而学习模型在测试集上的 RMSE 明显较低。因此，预测精度改善不仅来源于相邻状态间的连续性，也与历史状态驱动的 Pacejka 参数修正有关。

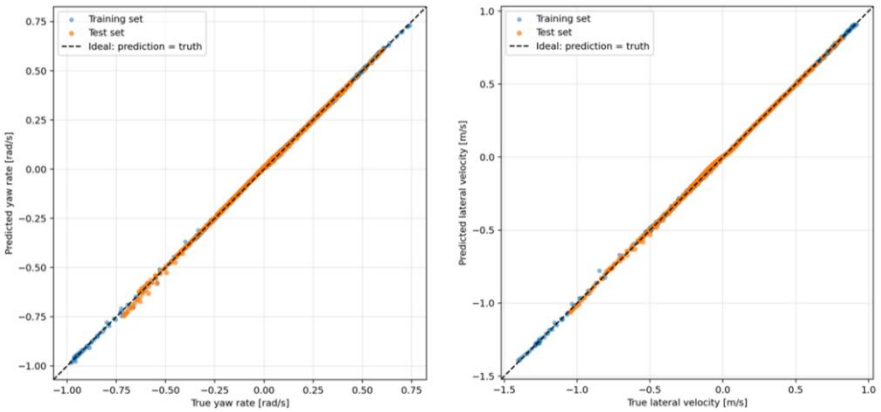


图 3　训练集与测试集横向速度、横摆角速度真实值—预测值回归结果

5.3 残差分布分析

残差定义为预测值与真实值之差。横向速度多数残差约位于-0.02~0.02 m/s，横摆角速度多数残差约位于 -0.015~0.015 rad/s，说明主要工况下的一步偏差较小。

残差并非完全随机。横向速度在 -1.1~-0.8 m/s 出现负残差，在 -0.4~0 m/s 呈弧形结构；横摆角速度在 -0.75~-0.55 rad/s 存在明显负残差，部分达到约 -0.04 rad/s。连续带状结构说明误差与车辆状态或工况阶段相关。

该状态相关误差可能与动力学单轨模型的结构简化有关。当前模型未显式描述左右轮载荷转移、车身侧倾、悬架运动和轮胎联合滑移，并采用静态轴荷计算前、后轴名义峰值侧向力。当车辆横向运动增强时，上述未建模效应可能导致等效侧向力及横摆力矩计算误差增大。此外，训练样本在不同转向方向和横向状态区间内的分布差异，也可能影响局部预测性能。

综合图 3 可知，学习模型的横向速度和横摆角速度残差总体集中于零值附近，但残差分布仍呈现一定的状态相关性。横向速度在−1.1～−0.8 m/s 区间主要表现为负残差，在−0.4～0 m/s 区间呈现带状变化；横摆角速度在−0.75～−0.55 rad/s 区间的负残差较为集中，部分样本绝对误差接近 0.04 rad/s。上述现象表明，模型在主要工况下具有较小的一步预测误差，但在部分较大负横向状态下仍存在系统性偏差。

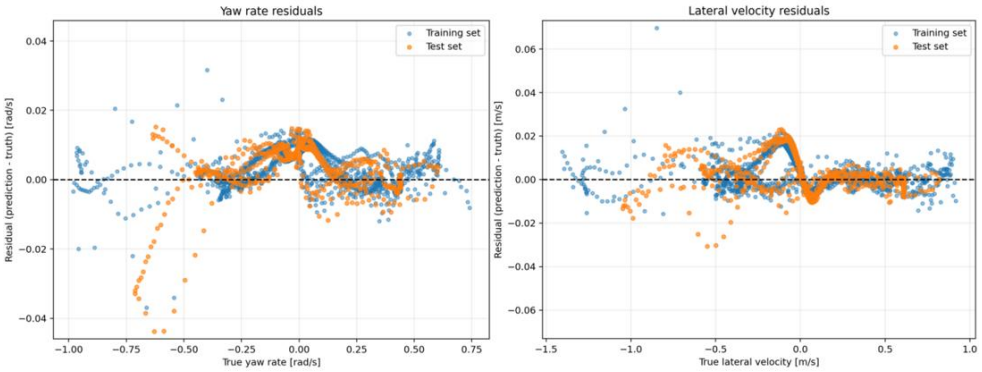


图 4　训练集与测试集横向速度、横摆角速度残差分布

5.4 训练损失收敛特性

总损失随 640 次优化器更新的曲线整体呈下降趋势。训练初期损失从 10^{-3} 以上快速下降，在约前 50 次更新内完成主要参数调整，随后进入较缓慢的优化阶段。约 300～450 次更新后，损失逐渐稳定在 10^{-4} 数量级，表明在当前网络容量、学习率和正则权重下，模型能够稳定收敛，没有出现持续发散或数值失稳。

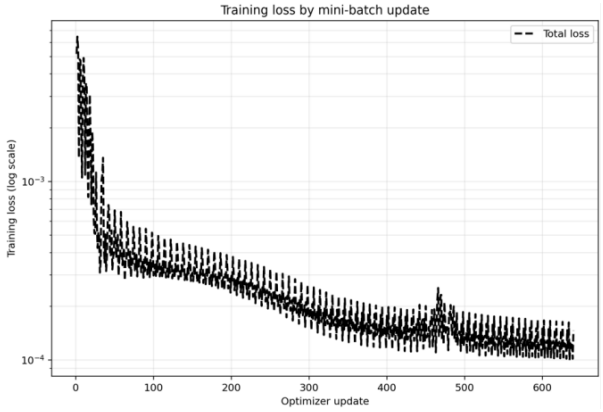


图 5　总训练损失随优化器更新次数的变化

总损失曲线呈现与 mini-batch 更新相对应的周期性波动。训练过程中样本保持时序顺序，不同批次所包含的车辆运行阶段和状态范围存在差异，因而各批次损失水平并不完全一致。约第 460 次更新附近出现局部损失上升，但随后恢复下降，未改变总体收敛趋势。训练后期损失稳定在 10^{-4} 数量级，表明当前优化参数下训练过程保持稳定。

5.5 侧向力时序对比

侧向力时序图给出了 CarSim 车体侧向合力、学习修正模型计算的侧向合力和固定名义参数模型计算的侧向合力。三条曲线在侧向力符号变化和主要峰谷出现时刻上总体一致，说明单轨模型能够反映车辆左右转向及侧向载荷建立、释放的基本过程。学习模型与固定参数模型的主要差异体现在幅值：固定参数模型在多个正、负峰值阶段明显高估侧向力绝对值，例如约 2 s、4～5 s、6～8 s 及 9 s 之后的高横向力阶段；学习修正模型的幅值整体向 CarSim 曲线靠近。

在约 2 s 的负侧向力峰值附近，固定模型的负向峰值明显超过 CarSim，而学习模型减小了该过估；在约 2.5～3.3 s 的正侧向力阶段，学习模型较固定模型更接近 CarSim。类似趋势也出现在后续多个峰谷区间，表明历史状态驱动的参数修正改善了等效侧向力幅值与 CarSim 结果之间的一致性。由于状态预测由轮胎力和车辆动力学方程共同完成，该改善来源于受约束参数对物理模型内部侧向力计算的调整，而非对下一时刻状态的直接自由回归。

学习参数修正模型仍未在全部时段与 CarSim 结果完全一致。在约 4.5～5.3 s、7～8 s 及 9～10 s 的正向侧向力平台，学习模型存在一定幅值低估；在转向方向快速切换阶段，局部峰值和变化速率也存在偏差。这说明有界参数修正能够改善固定参数模型的整体幅值误差，但尚不能完全补偿高保

真整车模型中的载荷转移、左右轮差异和轮胎瞬态特性。

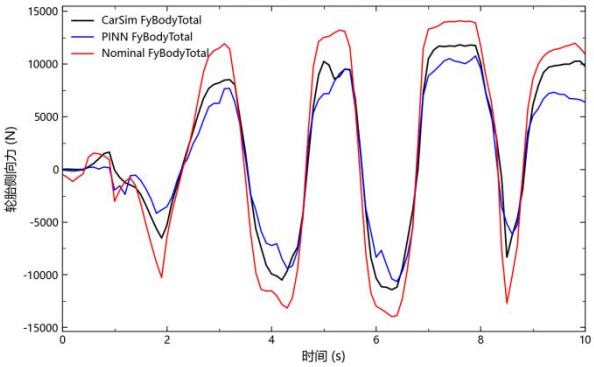


图 6　CarSim、学习修正模型与固定参数模型的车体侧向合力时序对比

6 结论

本文针对固定名义参数单轨模型难以准确描述 CarSim 车辆横向响应的问题，构建了融合 GRU 时序编码、有界 Pacejka 参数修正和离散车辆动力学方程的物理约束预测模型。模型根据 10 步历史状态生成前、后轴等效轮胎参数修正量，并利用参数先验和时序平滑约束限制参数偏移及相邻时刻的剧烈变化。

仿真结果表明，学习参数修正模型在测试集上的横向速度和横摆角速度 RMSE 分别为 0.007966 m/s 和 0.008320 rad/s，较固定参数模型分别降低 88.96%和 77.59%，相应 R^2 分别达到 0.999548 和 0.999081。预测回归和残差分析表明，模型在主要状态范围内具有较好的一步预测一致性，但在较大负横向状态下仍存在一定的状态相关误差。侧向力时序对比显示，参数修正能够改善固定参数模型在多数峰值区间的幅值偏差，但部分高侧向力平台仍存在低估。

本文验证主要集中于一步状态预测和闭环运行数据上的侧向力旁路比较，尚未评价学习模型直接参与控制决策时的闭环性能。后续将开展多步滚动预测，并在相同道路、速度规划和控制器参数下，对学习参数模型与固定参数模型分别接入非线性模型预测控制器后的轨迹跟踪精度、控制输入和实时计算性能进行对比。

参考文献：

[1] Kang C M, Lee S H, Chung C C. Comparative evaluation of dynamic and kinematic vehicle models[C]//53rd IEEE Conference on Decision and Control. IEEE, 2014: 648-653.

[2] Pacejka H B, Bakker E. The Magic Formula tyre model[J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 21(sup001): 1-18.

[3] Spielberg N A, Brown M, Kapania N R, et al. Neural network vehicle models for high-performance automated driving[J]. Science Robotics, 2019, 4(28).

[4] Williams G, Wagener N, Goldfain B, et al. Information theoretic MPC for model-based reinforcement learning[C]//2017 IEEE International Conference on Robotics and Automation. IEEE, 2017: 1714-1721.

[5] Hermansdorfer L, Trauth R, Betz J, et al. End-to-end neural network for vehicle dynamics modeling[C]//2020 6th IEEE Congress on Information Science and Technology. IEEE, 2020: 407-412.

[6] Chrosniak J, Ning J, Behl M. Deep Dynamics: Vehicle dynamics modeling with a physics-informed neural network for autonomous racing[EB/OL]. arXiv:2312.04374, 2023.

[7] Hernandez Vicente B A, James S S, Anderson S R. Linear system identification versus physical modeling of lateral-longitudinal vehicle dynamics[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2021, 29(3): 1380-1387.

[8] Dias J E A, Pereira G A S, Palhares R M. Longitudinal model identification and velocity control of an autonomous car[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2015, 16(2): 776-786.

[9] Vyasarayani C, Uchida T, Carvalho A, et al. Parameter identification in dynamic systems using the homotopy optimization approach[M]//Lecture Notes in Control and Information Sciences. 2012, 418: 129-145.

[10] Olazagoitia J L, Perez J, Romero F B. Identification of tire model parameters with artificial neural networks[J]. Applied Sciences, 2020, 10: 9110.

[11] Jain A, O'Kelly M, Chaudhari P, et al. BayesRace: Learning to race autonomously using prior experience[C]//Proceedings of the 4th Conference on Robot Learning. 2020.

[12] Kabzan J, Hewing L, Liniger A, et al. Learning-based model predictive control for autonomous racing[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2019, 4(4): 3363-3370.

[13] Ning J, Behl M. Scalable deep kernel Gaussian process for vehicle dynamics in autonomous racing[C]//Conference on Robot Learning. 2023.

[14] Costa G, Pinho J, Botto M A, et al. Online learning of MPC for autonomous racing[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2023, 167: 104469.

[15] Baier A, Boukhers Z, Staab S. Hybrid physics and deep learning model for interpretable vehicle state prediction[EB/OL]. arXiv:2103.06727, 2021.

[16] Xu P F, et al. A physics-informed neural network for the prediction of unmanned surface vehicle dynamics[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2022, 10(2).

[17] Kim T, Lee H, Lee W. Physics embedded neural network vehicle model and applications in risk-aware autonomous driving using latent features[EB/OL]. 2022.

四轮独立驱动电动汽车纵向车速自适应多传感器融合估计方法

安娜，贾博儒，左正兴，李健，李冠夫，孙霄汉*

北京理工大学，机械与车辆学院，北京，100081，中国

摘　要：针对电动越野平台在低附着、附着突变及卫星导航短时失效工况下轮速易失真、纵向车速难以可靠获取的问题，提出一种四轮独立驱动电动汽车纵向车速自适应多传感器融合估计方法。分别构建基于车辆动力学和 IMU/GNSS 运动学信息的扩展卡尔曼滤波器，引入归一化新息平方评价轮速观测一致性，在线调整观测噪声协方差，并依据后验协方差对两类估计结果进行自适应加权。CarSim/Simulink 联合仿真结果表明，在低附着直线加速、附着系数突变和 GNSS 失效工况下，所提方法的均方根误差分别为 0.023、0.034 和 0.068 m/s，在轮速或 GNSS 信息可靠性下降时仍能保持连续稳定输出，可为电动越野平台牵引控制和稳定性控制提供可靠的纵向车速反馈。

关键词：四轮独立驱动电动汽车；越野平台；纵向车速估计；多传感器融合；扩展卡尔曼滤波

Adaptive Multi-Sensor Fusion for Longitudinal Velocity Estimation of Four-Wheel-Independent-Drive Electric Vehicles

Abstract: To address wheel-speed distortion and unreliable longitudinal velocity estimation of electrified off-road platforms under low-adhesion conditions, abrupt adhesion changes, and temporary GNSS outages, an adaptive multi-sensor fusion method is proposed for four-wheel-independent-drive electric vehicles. Two extended Kalman filters are developed based on vehicle dynamics and IMU/GNSS kinematic information, respectively. The normalized innovation squared is employed to evaluate wheel-speed observation consistency and adapt the observation-noise covariance online. The two estimates are then adaptively fused according to their posterior covariances. CarSim/Simulink co-simulation results show that the proposed method achieves root mean square errors of 0.023, 0.034, and 0.068 m/s under low-adhesion straight-line acceleration, abrupt adhesion changes, and GNSS outage, respectively. It maintains continuous and stable output when wheel-speed observations or GNSS information becomes unreliable, providing reliable longitudinal velocity feedback for traction and stability control of electrified off-road platforms.

Keywords: Four-wheel-independent-drive electric vehicle; off-road platform; longitudinal velocity estimation; multi-sensor fusion; extended Kalman filter

1 引言

先进越野平台正加速向电动化、智能化和无人化发展，并服务于应急救援、公共安全、国防机动与特种作业等场景。与铺装道路相比，越野车辆常在松软地面、湿滑路面、坡道及起伏地形上运行，轮胎—地面作用、附着条件和外部感知可用性均具有更强的不确定性。已有越野车辆与移动机器人研究表明，松软地面上的车轮滑移会显著降低轮式里程计与状态估计精度，而纵向速度又直接关联通过性、牵引效率和运动控制性能[1-4] 。因此，在轮速失真和卫星导航短时不可用条件下持续获得可信纵向车速，是电动越野平台牵引控制、稳定性控制和自主运动控制的基础。

现有车辆纵向车速估计方法主要分为运动学方法、动力学方法和多源信息融合方法[5]。运动学方法利用 IMU、转向角、轮速或 GNSS 等测量构建状态关系，模型依赖较弱、计算量较小。Zhang 等针对雪地四轮滑移提出车速估计器[6]；Seo 和 Kang 利用 IMU、转向角与轮速构建无动力学模型 EKF[7]；Wu 等针对四驱车辆低速无脉冲和缺少非驱动轮参考问题开展轮速识别与车速估计[8]。此类方法对模型参数不敏感，但加速度积分易受零偏影响，GNSS 遮挡或失效时会发生漂移。

动力学方法依据车辆受力平衡、驱动转矩及轮胎模型反演车速，在参数准确且附着条件稳定时响应快、精度高。Zhao 等设计非线性车速观测器[9]，Hashemi 等利用简化 LuGre 模型实现车辆纵向状态估计[10]，Zhang 等进一步研究轮胎—路面附着估计[11]。然而，越野地面上的附着突变、车轮沉陷和大滑移会造成轮速观测与简化轮胎模型失配，使单一动力学估计器的可靠性下降。

多源信息融合能够利用不同传感器和模型的互补性。Ding 等融合 GPS/北斗、低成本 IMU、轮速和电机状态信息，实现四轮独立驱动车辆纵向车速估计[12]；Henning 等在过驱动车辆控制框架中联合估计车辆状态、附着系数与道路倾角[13]。这些研究说明，融合绝对速度参考、高频惯性信息和驱动系统信息是提升复杂工况鲁棒性的有效路径，但不同信息源在时变附着与传感器异常下的可信度仍需在线刻画。

面向电动越野平台，纵向车速估计面临两类互补失效：其一，轮速与驱动信息在高附着、弱滑移时响应迅速，但在低附着或附着突变时易因车轮滑转而失真；其二，IMU/GNSS 运动学信息对轮地滑移不敏感，却受加速度零偏、GNSS 更新频率及短时失效制约。固定噪声参数或固定融合权重难以同时兼顾动态响应与异常工况鲁棒性。

针对上述问题，本文提出一种四轮独立驱动电动汽车纵向车速自适应多传感器融合估计方法。分别构建基于三自由度车辆动力学的 EKF 分支和基于 IMU/GNSS 运动学关系的 EKF 分支；利用归一化新息平方（NIS）在线评价轮速观测与模型预测的一致性并调整观测噪声协方差；再依据两分支后验协方差自适应分配融合权重。该方法不将低附着仿真等同于可变形土壤实车验证，而是以典型轮速失配、附着突变和 GNSS 失效工况检验其作为越野平台状态估计基础算法的适用性。

2 车辆模型

本节围绕四驱轮毂电机车辆动力学建模，重点突出纵向车速估计。采用三自由度车辆模型描述纵向、侧向及横摆运动，并作如下假设：车辆运动仅考虑水平面内的纵向、侧向及横摆运动，忽略俯仰和侧倾等高阶效应；车辆质量及几何参数视为已知常数；在小侧偏角范围内，轮胎侧向力采用线性侧偏刚度模型描述。

2.1 坐标系建立

为进行车辆动力学建模与分析，建立了以下三个核心坐标系：

（1）大地坐标系（X-O-Y）：固定于地面，原点任选，X、Y轴水平垂直，用于绝对定位。

（2）车辆坐标系（O-xyz）：固定于车身，原点在质心，x向前，y向左，z向上，描述车辆运动。

（3）轮胎坐标系（$o-x_\omega y_\omega z_\omega$）：原点在轮胎接地印心，$x_\omega$向前，$y_\omega$向左，$z_\omega$向上，分析轮胎受力及运动。

2.2 三自由度车辆模型

四驱轮毂电机电动汽车的车辆三自由度模型如图 1 所示。v_x、v_y 分别代表为纵向、侧向车速；r 为横摆角速度，；β为质心侧偏角；δ_f、δ_r 分别为前轮、后轮转角；l_f、l_r 分别为质心到前轴及后轴的距离；α_f、α_r 分别为前、后轮侧偏角；F_{xf}、F_{xr} 分别为地面对前、后轮的纵向反作用力，即驱动力。F_{yf}、F_{yr} 分别为地面对前、后轮的侧向反作用力，即侧偏力。

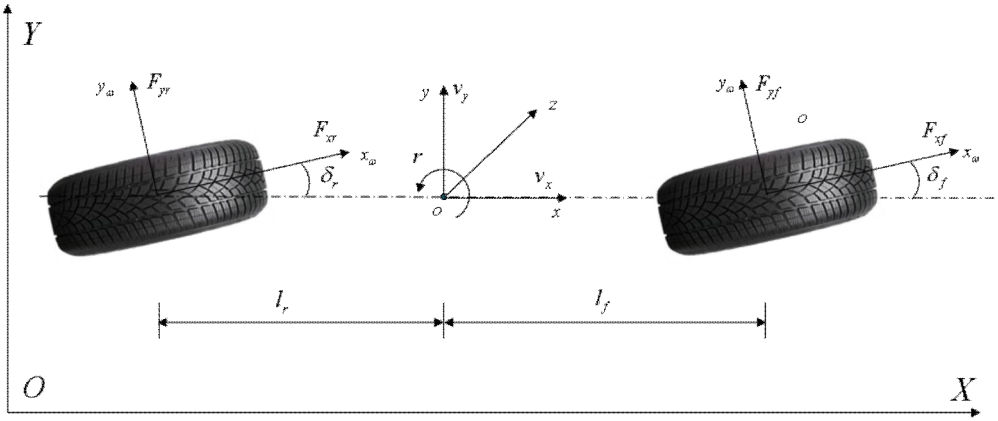


图 1　车辆三自由度模型

忽略空气阻力和悬架系统的影响，并假设每个轮胎属性都相同。根据牛顿运动定律，车辆在纵向、侧向及横摆三个方向上的动力学平衡方程可被描述为:

$$\begin{cases} ma_x = F_{xf}\cos\delta_{\mathrm{f}} - F_{yf}\sin\delta_f + F_{xr}\cos\delta_r - F_{yr}\sin\delta_r \\ ma_y = F_{xf}\sin\delta_{\mathrm{f}} + F_{yf}\cos\delta_{\mathrm{f}} + F_{xr}\sin\delta_r + F_{yr}\cos\delta_r \\ I_z\dot{r} = \left(F_{xf}\sin\delta_{\mathrm{f}} + F_{yf}\cos\delta_{\mathrm{f}}\right)l_f - \left(F_{xr}\sin\delta_r + F_{yr}\cos\delta_r\right)l_r \end{cases} \tag{1}$$

其中，m 为整车质量；I_z 为车辆绕 z 轴的转动惯量，由车辆几何规格计算得出；$\dot{r}$ 为横摆角加速度。a_x、a_y 为汽车质心绝对加速度在车辆坐标系 Ox 轴和 Oy 轴上的分量，可表示为：

$$\begin{cases} a_x = \dot{v}_x - v_y r \\ a_y = \dot{v}_y + v_x r \end{cases} \tag{2}$$

联立式（1）和式（2），可得：

$$\begin{cases} \dot{v}_x = v_y r + \dfrac{1}{m}\left(F_{xf}\cos\delta_{\mathrm{f}} - F_{yf}\sin\delta_f + F_{xr}\cos\delta_r - F_{yr}\sin\delta_r\right) \\ \dot{v}_y = -v_x r + \dfrac{1}{m}\left(F_{xf}\sin\delta_{\mathrm{f}} + F_{yf}\cos\delta_{\mathrm{f}} + F_{xr}\sin\delta_r + F_{yr}\cos\delta_r\right) \\ \dot{r} = \dfrac{1}{I_z}\left(\left(F_{xf}\sin\delta_{\mathrm{f}} + F_{yf}\cos\delta_{\mathrm{f}}\right)l_f - \left(F_{xr}\sin\delta_r + F_{yr}\cos\delta_r\right)l_r\right) \end{cases} \tag{3}$$

2.3 轮胎模型

为简化起见，假设车辆处于小角度转向，纵向轮胎力近似为电机扭矩除以车轮半径，忽略车轮转向角引起的投影。对于四驱轮毂电机车辆，轮胎纵向力由电机转矩驱动：

$$F_{x,i} = \frac{T_i}{R} \tag{4}$$

其中，R 表示车轮等效滚动半径。将产生的纵向分量相加形成合纵向力 F_x，表示为：

$$F_x = \sum_{i=1}^{4} F_{x,i} \tag{5}$$

此时轮胎侧向力为侧偏刚度与侧偏角的乘积，侧偏角 α 可表示为：

$$\alpha_f = \arctan\left(\frac{v_y + \omega_r l_f}{v_x - \frac{B}{2}\omega_r}\right) - \delta_f \tag{6}$$

$$\alpha_r = \arctan\left(\frac{v_y + \omega_r l_r}{v_x - \frac{B}{2}\omega_r}\right) - \delta_r \tag{7}$$

假设前后轮侧偏刚度等效为左右两轮侧偏刚度之和，则侧向力可以表示为：

$$F_{\mathrm{y,f}} = \alpha_f C_f \tag{8}$$

$$F_{\mathrm{y,r}} = \alpha_r C_r \tag{9}$$

式中，C_{wf}、C_{wr} 分别为前后轴轮胎的等效侧偏刚度。

3 多传感器融合纵向车速估计方法

对四轮独立驱动电动汽车在复杂工况下纵向车速难以可靠感知的问题，本文提出一种自适应多传感器融合纵向车速估计方法，并构建了相应的估计框架，其整体结构如图 2 所示。

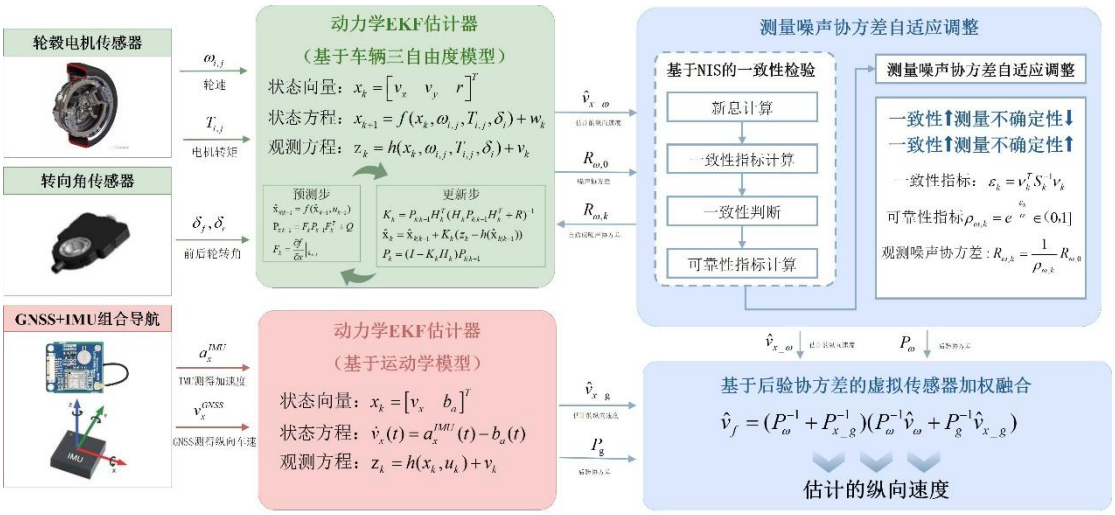


图 2　多传感器融合纵向车速估计方法架构图

3.1 基于动力学的 EKF 纵向车速观测器

为充分利用轮毂电机输出转矩与轮速信息所反映的车辆纵向动力学约束关系，构建基于车辆动力学模型的纵向车速估计分支。在高附着条件下，轮速观测与车辆实际运动状态具有较好一致性，基于动力学的估计方法能够提供响应迅速且物理一致的车速估计结果。然而，当车辆处于低附着或驱动滑移显著的工况时，轮速观测易受到滑转影响而偏离真实车速，从而导致模型预测与观测之间出现失配。尽管如此，该分支仍能够在轮速信息可靠时提供高频、低延迟的速度估计，因此本文将其作为融合框架中的重要组成部分，并通过后续观测一致性判别机制对其可靠性进行在线调节。

首先，基于三自由度车辆动力学模型，选取车辆质心纵向速度 v、横向速度 v_y 与横摆角速度 r 作为状态变量 $\mathbf{x}_k$：

$$\mathbf{x}_k = \begin{bmatrix} v_x & v_y & r \end{bmatrix}^T \tag{10}$$

考虑四驱轮毂电机系统，系统输入 $\mathbf{u}_k$ 定义为四个车轮电机输出转矩 T_{ij} 与前后轮转角δ_f、δ_r：

$$\mathbf{u}_k = \begin{bmatrix} T_{fl} & T_{fr} & T_{rl} & T_{rr} & \delta_f & \delta_r \end{bmatrix}^T \tag{11}$$

其中，T_{ij} 由电传感器测量得到；δ_f、δ_r 由转向角传感器测量得到。

根据车辆动力学平衡关系，可建立系统的连续时间状态方程：

$$\dot{\mathbf{x}}_k = f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) + \mathbf{w}_k \tag{12}$$

$$f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) = \begin{bmatrix} v_y r + \dfrac{1}{mR_w}(T_{fl} + T_{fr} + T_{rl} + T_{rr}) \\ -v_x r + \dfrac{1}{m}\left[C_f(\delta_f - \dfrac{v_y + l_f \cdot r}{v_x}) + C_r(\delta_r - \dfrac{v_y - l_r \cdot r}{v_x}) \right] \\ \dfrac{1}{I_z}\left[l_f C_f(\delta_f - \dfrac{v_y + l_f \cdot r}{v_x}) + l_r C_r(\delta_r - \dfrac{v_y - l_r \cdot r}{v_x}) \right] \end{bmatrix} \tag{13}$$

其中，为离散过程噪声 $\mathbf{w}_k$，假设为零均值高斯白噪声，$\mathbf{w}_k \sim N(0, \mathbf{Q})$，$\mathbf{Q}$ 为噪声协方差。

考虑到滤波器的离散实现形式，采用前向欧拉法对其进行离散化处理，从而得到离散时间状态更新模型，设采样时间为 T_s，得到：

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \cdot T_s + \mathbf{w}_k \tag{14}$$

观测向量由车辆四个车轮转速构成：

$$\mathbf{z}_k = \begin{bmatrix} \omega_{fl} & \omega_{fr} & \omega_{rl} & \omega_{rr} \end{bmatrix} \tag{15}$$

$$\omega_{ij} = \frac{2\pi}{60} n_{ij} \tag{16}$$

其中，n 表示车轮转速，由轮毂电机传感器直接测量得到。

基于车轮中心速度在轮平面内的投影关系，可建立车轮转速与车辆运动状态之间的非线性观测方程：

$$\mathbf{z}_k = h(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) + \mathbf{v}_k \tag{17}$$

$$h(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) = \begin{bmatrix} \dfrac{1}{R_\omega}(v_x + (v_y + l_f r)\delta_f) \\ \dfrac{1}{R_\omega}(v_x + (v_y + l_f r)\delta_f) \\ \dfrac{1}{R_\omega}(v_x + (v_y - l_r r)\delta_r) \\ \dfrac{1}{R_\omega}(v_x + (v_y - l_r r)\delta_r) \end{bmatrix} \tag{18}$$

其中，$\mathbf{v}_k$ 表示观测噪声，假设为零均值高斯白噪声，协方差矩阵为 R，即 $\mathbf{v}_k \sim N(0, R)$。

由于系统状态方程及观测方程均为非线性形式，需在当前估计点对其进行一阶线性化，得到相应的雅可比矩阵，用于扩展卡尔曼滤波器的递推计算：

$$F(\mathbf{x}_k) = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k)}{\partial \mathbf{x}_k} \right|_{\mathbf{x}_k = x(t)} \tag{19}$$

$$H(\mathbf{x}_k)=\frac{\partial h(\mathbf{x}_k,\mathbf{u}_k)}{\partial \mathbf{x}_k}\Big|_{\mathbf{x}_k=x(t)}=\frac{1}{R_\omega}\begin{bmatrix}1 & \delta_f & l_f\delta_f\\ 1 & \delta_f & l_f\delta_f\\ 1 & \delta_r & -l_r\delta_r\\ 1 & \delta_r & -l_r\delta_r\end{bmatrix} \tag{20}$$

3.2 基于运动学的 EKF 纵向车速观测器

为弥补动力学分支在轮速观测失真工况下的性能退化，构建基于车辆运动学关系的纵向车速估计分支。该分支利用 IMU 提供的纵向加速度信息进行状态预测，并结合 GNSS 提供的绝对速度观测进行校正，从而在轮速失配或附着条件突变时提供相对独立的速度参考。相比动力学方法，该分支对轮胎—路面作用的依赖较弱，能够在滑移工况下保持较好的估计稳定性。

取车辆纵向速度 v_x 与纵向加速度测量的零偏 b_a 构成状态向量，以 IMU 测得的纵向加速度作为系统输入：

$$\mathbf{x}_m=\begin{bmatrix}v_x & b_a\end{bmatrix}^T \tag{21}$$

$$\mathbf{u}_m=\begin{bmatrix}a_x^{IMU}\end{bmatrix} \tag{22}$$

考虑到实际测量中加速度信号存在零偏误差，将其显式引入状态变量，以提高模型对传感器误差的描述能力。

根据车辆纵向运动学关系，可建立系统的连续时间状态方程，其中车辆纵向速度由加速度积分得到：

$$\dot{v}_x=a_x^{IMU}-b_a \tag{23}$$

IMU 加速度零偏建模为一阶随机游走过程：

$$\dot{b}_a=0 \tag{24}$$

由此可得连续时间非线性状态方程：

$$\dot{\mathbf{x}}=f(\mathbf{x}_m,\mathbf{u}_m)+\mathbf{w}_m \tag{25}$$

其中，$\mathbf{w}_\mathrm{m}$ 为过程噪音，假设其满足 $\mathbf{w}_\mathrm{m}$~*N(0, Q)*。

同时，在采样周期 T_s 下，对连续模型进行离散化，并引入过程噪声 $\mathbf{w}_\mathrm{m}$ 为以表征模型不确定性：

$$\mathbf{x}_{m+1}=\mathbf{x}_m+f(\mathbf{x}_m,\mathbf{u}_m)T_s+\mathbf{w}_m \tag{26}$$

观测建模方面，以 GNSS 测得的车辆纵向速度 v_x^{GNSS} 作为观测量，其观测方程可以表示为：

$$\mathbf{u}_k=\begin{bmatrix}v_x^{GNSS}\end{bmatrix} \tag{27}$$

$$\mathbf{z}_m=h(\mathbf{x}_m,\mathbf{u}_m)+\mathbf{v}_m \tag{28}$$

$$h(\mathbf{x}_m,\mathbf{u}_m)=\begin{bmatrix}v_x\end{bmatrix} \tag{29}$$

观测噪声 v_m 假设为零均值高斯白噪声。该观测能够提供低频但具有绝对参考意义的速度信息，用于对基于 IMU 积分得到的速度估计进行校正，从而抑制由积分误差引起的长期漂移。

对非线性系统状态方程及观测方程做相应的线性化处理，可得相应的雅可比矩阵：

$$F(\mathbf{x}_m)=\frac{\partial f(\mathbf{x}_m,\mathbf{u}_m)}{\partial \mathbf{x}_m}\Big|_{\mathbf{x}_m=x(t)} \tag{30}$$

$$H(\mathbf{x}_m)=\frac{\partial h(\mathbf{x}_m,\mathbf{u}_m)}{\partial \mathbf{x}_m}\Big|_{\mathbf{x}_m=x(t)} \tag{31}$$

3.3 EKF 步骤

在上述动力学与运动学状态空间模型基础上，本文均采用扩展卡尔曼滤波（EKF）方法对系统状态进行递推估计。包括状态预测与观测更新两个阶段：首先利用离散化后的状态方程对当前时刻状态进行预测，并同步更新误差协方差，以获得先验估计；随后结合观测方程构建新息项，计算卡尔曼增益，并对预测结果进行校正，从而得到后验状态估计及其对应的协方差矩阵。

对于基于动力学与基于运动学的两类 EKF 估计器，其递推计算形式一致，仅在状态定义、输入变量及观测模型上存在差异。因此，在统一的滤波框架下可分别获得两类纵向车速估计结果及其后验不确定性，为后续自适应融合提供基础。相关递推计算公式如下：

$$\hat{\mathbf{x}}_{k|k-1}=\hat{\mathbf{x}}_{k-1|k-1}+f(\hat{\mathbf{x}}_{k-1},\mathbf{u}_{k-1})\cdot T_s \tag{32}$$

$$\mathbf{P}_{k|k-1}=\mathbf{F}_{k|k-1}\mathbf{P}_{k-1|k-1}\mathbf{F}_{k|k-1}^{T}+\mathbf{Q}_{k-1}$$

$$\mathbf{K}_k=\mathbf{P}_{k-1|k-1}\mathbf{H}_k^{T}(\mathbf{H}_k\mathbf{P}_{k|k-1}+\mathbf{R}_k)^{-1}$$

$$\mathbf{P}_{k|k}=(\mathbf{I}-\mathbf{K}_k\mathbf{H}_k)\mathbf{P}_{k|k-1}$$

$$\hat{\mathbf{x}}_k=\hat{\mathbf{x}}_{k|k-1}+\mathbf{K}_k(\mathbf{z}_k-h(\hat{\mathbf{x}}_{k|k-1},\mathbf{u}_{k|k-1})) \tag{33}$$

3.4 轮速观测噪声自适应更新

由于基于轮速观测的动力学 EKF 估计器对轮胎—路面相互作用高度敏感，当车辆处于低附着或驱动滑移显著的工况时，轮速观测易偏离车辆真实运动状态，从而导致观测信息与模型预测之间出现不一致，进而影响滤波器估计性能。因此，有必要对轮速观测的可信度进行在线评估，并据此动态调整其在滤波更新中的作用。

为此，本文引入归一化新息平方（Normalized Innovation Squared, NIS）作为观测一致性评价指标。NIS 滤波过程中观测新息及其协方差构成，能够从统计意义上衡量观测值与模型预测之间的一致程度，其表达式为：

因基于轮速传感器的 EKF 估计器的可靠性强烈依赖于轮胎与路面的相互作用，观测噪声协方差不稳定，但观测噪声协方差对卡尔曼滤波估计性能有重要影响。为在线评估轮速观测与动力学模型预测之间的一致性，本文在动力学 EKF 中引入 NIS 指标$\boldsymbol{\varepsilon}_k$：

$$\boldsymbol{\varepsilon}_k=\mathbf{e}_k^{T}\mathbf{S}_k^{-1}\mathbf{e}_k \tag{34}$$

$$\mathbf{S}_k=\mathbf{X}_k\mathbf{P}_k^{-}\mathbf{X}_k^{H}+\mathbf{P}_{\omega} \tag{35}$$

其中，$\mathbf{e}_k=\mathbf{z}_k-\hat{\mathbf{z}}_k$ 表示卡尔曼滤波算法中的新息项，$\mathbf{S}_k$为新息协方差矩阵。为增强 NIS 指标的数值稳定性，本文通过离线实验对其分布区间进行经验标定，并据此确定自适应权重调节范围。

基于上述判据，进一步构造轮速观测的可靠性指标ρ_k，用于刻画当前观测信息的可信程度：

$$\rho_k=e^{-\frac{\varepsilon_k}{\alpha}} \tag{36}$$

其中，尺度因子α=9.488，为自由度为 4 的卡方分布 95% 临界值。即当$\varepsilon_k\le\alpha$时，可认为当前轮

速观测与模型预测基本一致，轮速观测具有较高可信度；$\varepsilon_k > \alpha$ 时，说明轮速观测与模型预测之间出现明显失配，此时通常对应车轮滑移增大、附着条件突变或测量异常等情况，需要适当降低轮速观测在滤波更新中的作用。为避免可靠性指标的数值发散，规定：

$$\rho_k^{final} = \begin{cases} 1 & if\ \rho_k > 1 \\ \rho_k & \rho_{\min} \le \rho_k \le 1 \\ \rho_{\min} & if\ \rho_k < \rho_{\min} \end{cases} \tag{37}$$

当轮速观测与模型预测不一致时，其观测噪声协方差被自适应放大，从而降低该观测在 EKF 更新中的影响。

在此基础上，对轮速观测噪声协方差 $\mathbf{R}_k$ 进行自适应调整。当观测一致性较高时，保持名义观测噪声水平；当观测与模型预测出现明显偏离时，按可靠性指标对观测噪声协方差进行放大，从而降低该观测在滤波更新中的权重。对应的更新形式为：

$$\mathbf{R}_k = \frac{\mathbf{R}_0}{\rho_k} \tag{38}$$

其中，$\mathbf{R}_0$ 表示名义轮速观测噪声。

通过上述自适应机制，动力学分支能够根据轮速观测可信度的变化对观测权重进行在线调节，在保证高附着工况下估计精度的同时，提高其在滑移及附着突变条件下的鲁棒性，并为后续多传感器融合提供更具可靠性的车速估计结果。

3.5 纵向速度融合

在获得基于动力学与基于运动学的两类纵向车速估计结果后，如何根据不同信息源在各类工况下的可靠性差异实现合理融合，是提高整体估计性能的关键。考虑到两类估计分支在误差来源及动态特性上的差异：动力学分支主要受轮胎—路面相互作用及轮速观测影响，而运动学分支则主要受 IMU 漂移及 GNSS 更新特性制约，因此可利用各自估计结果的不确定性信息对其可信度进行度量。

基于上述分析，本文采用以后验协方差为基础的不确定性加权融合策略，对两类纵向车速估计结果进行自适应组合。假设基于动力学 EKF 和基于运动学 EKF 分别输出纵向车速估计值 $\hat{v}_k$ 、$\hat{v}_{\mathrm{m}}$，其对应的后验协方差为 $\mathbf{P_k}$、$\mathbf{P_m}$。融合权重可表示为：

$$\mathbf{W}_k = \frac{\mathbf{P}_m}{\mathbf{P}_k + \mathbf{P}_m} \tag{39}$$

$$\mathbf{W}_m = \frac{\mathbf{P}_k}{\mathbf{P}_k + \mathbf{P}_m} \tag{40}$$

最终融合纵向车速 $\hat{v}_f$ 为：

$$\hat{v}_f = \mathbf{W}_k \hat{v}_k + \mathbf{W}_m \hat{v}_m \tag{41}$$

该融合形式本质上以估计不确定性作为权重分配依据：当某一分支的估计误差增大、后验协方差上升时，其对应权重自动降低；反之，当该分支估计结果较为稳定时，其对融合结果的贡献将相应提高。由此可在不同工况下实现两类估计分支之间的平滑切换。通过上述融合策略，能够在高附着工况下充分利用动力学分支的快速响应特性，在滑移或观测失配条件下增强运动学分支的稳定性，从而实现纵向车速估计精度与鲁棒性的协同提升。

4 实验设计与分析

4.1 仿真平台与参数设置

为全面验证本文所提出的纵向车速估计算法的有效性与鲁棒性，本文搭建了 CarSim/Simulink 联合仿真平台。该平台以 CarSim 作为高保真车辆动力学仿真环境，在 Simulink 中实现动力学 EKF、运动学 EKF、NIS 一致性检验与观测噪声协方差自适应调整以及基于后验协方差的融合算法，从而构建完整的闭环仿真验证环境。仿真车辆详细参数列于表 1。

表 1　仿真车辆主要参数

参数名称	符号	数值
整车质量	m	1890kg
轴距	L	3.021m
轮距	B	1.6m
轮胎侧偏刚度	C	5.0×10^4N/rad
轮胎滚动半径	R	0.354m
单电机最大功率	P	60kW
单电机最大转矩	T	1000N·m

为保证不同工况下实验结果的可比性，所有工况均采用统一的车辆模型、统一的传感器噪声设置以及一致的算法参数配置，并以车辆模型输出的纵向速度作为真实车速参考值。本文进一步设置低附着直线加速、附着系数突变和 GNSS 失效三类典型工况，以分别验证所提方法在严重滑移、附着变化、传感器异常和横纵向耦合运动条件下的估计性能。

从越野应用角度看，低附着直线加速用于表征湿滑、松散表层等易产生持续滑转的路面；附着系数突变用于表征车辆跨越干湿交界、硬软路面交界或局部低附着区域时的轮速观测突变；GNSS 失效用于表征山谷、林区、隧道口及高大障碍物遮挡造成的短时外部速度信息中断。这些工况不能完全替代可变形地面的轮壤耦合试验，但能够覆盖纵向车速估计器在越野运动控制中最典型的观测失真与信息源退化模式。

为定量评价各工况下纵向车速估计结果的精度，本文采用均方根误差（Root Mean Square Error, RMSE）作为统一评价指标，其定义为：

$$RMSE=\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N}(\hat{v}_{x,k}-v_{x,k}^{ref})^2}$$

其中，$\hat{v}_{x,k}$ 为估计得到的车辆纵向车速，$v_{x,k}^{ref}$ 为车辆模型输出的真实纵向车速，N 为采样点数。RMSE 值越小，说明估计结果与真实车速之间的一致性越高，算法整体估计精度越好。

4.2 低附着加速工况

为验证所提方法在低附着条件下的估计性能，设置低附着直线加速工况。仿真中路面附着系数取μ=0.3，车辆由 2 m/s 初速度起步，在给定加速输入作用下加速至目标速度并进入稳定阶段。由图 3、5 可见，在低附着条件下，由于车辆发生严重打滑，动力学 EKF 在加速阶段产生了明显估计偏差，且在较长时间内显著低于真实车速，存在显著模型失配；所提方法通过融合两类估计结果，能够在整个低附着阶段始终保持与真实车速较高一致性。另外，如图 4 所示，绝对滑移率的变化趋势与权重切换基本一致，说明了所提方法在结果和机制层面的一致性。

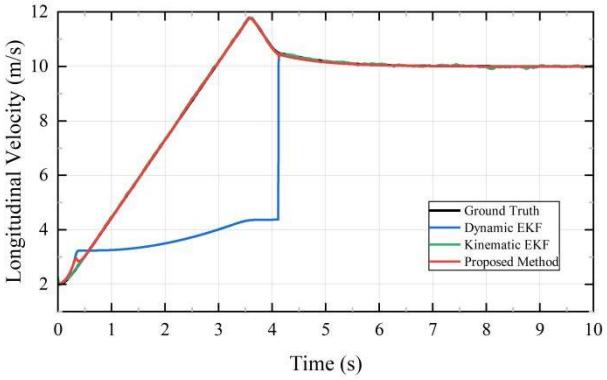


图 3　低附着直线加速工况下纵向车速估计结果对比

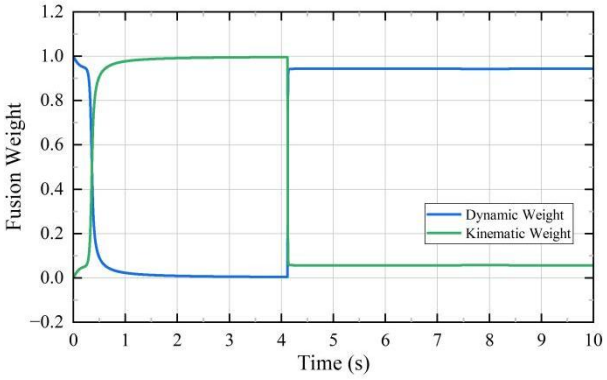


图 4　低附着直线加速工况下融合权重变化

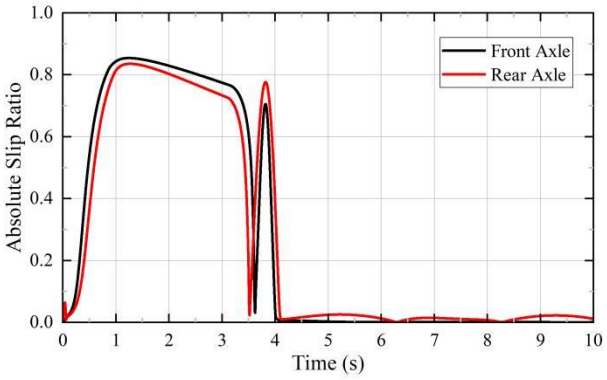


图 5　低附着直线加速工况下前后轴绝对滑移率

4.3 路面附着系数突变工况

为验证所提 NIS 一致性检验与观测噪声协方差自适应调整机制的有效性，本文设置附着系数突变工况：路面附着系数在 0–1.2s 取 0.8，在 1.2–2.2s 降为 0.3，随后在 2.2–5s 恢复为 0.8。由图 6、7 可见，当附着系数由 0.8 突变为 0.3 后，车辆出现明显打滑，动力学 EKF 输出显著偏离真实值，而所提方法仍能保持平滑、连续的估计结果。

结合图 8、9，附着突变后前后轴绝对滑移率迅速升高，运动学权重随之上升并占主导，而动力学权重降至接近零；同时，NIS 快速增大，并在局部时段超过参考值 9.488，表明轮速观测与动力学模型预测之间的一致性明显下降。随着附着恢复，绝对滑移率与 NIS 均迅速回落，融合权重重新转回动力学分支。上述结果表明，所提 NIS 一致性检验机制能够有效感知附着突变引起的模型失配，并通过观测噪声协方差自适应调整实现对动力学估计器可信度的在线修正，从而支撑融合权重的自适应重分配。

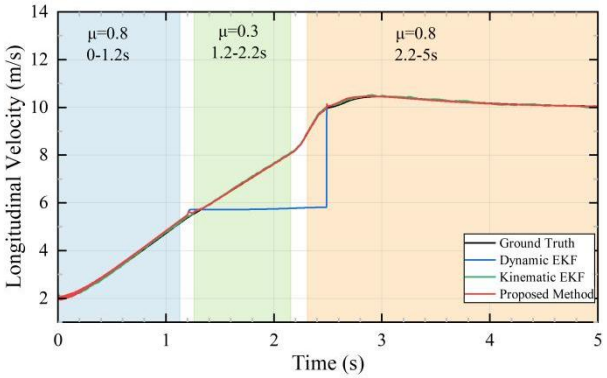


图 6　附着系数突变工况下纵向车速估计结果对比

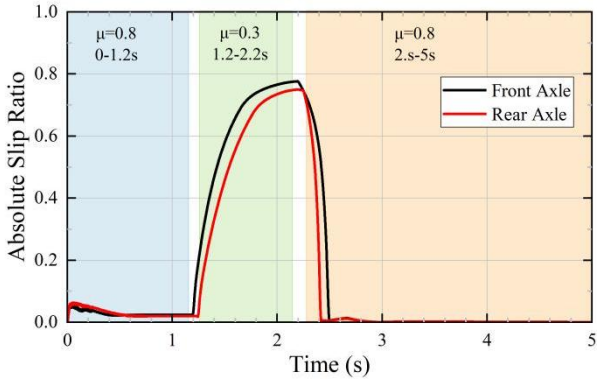


图 7　附着系数突变工况下前后轴绝对滑移率

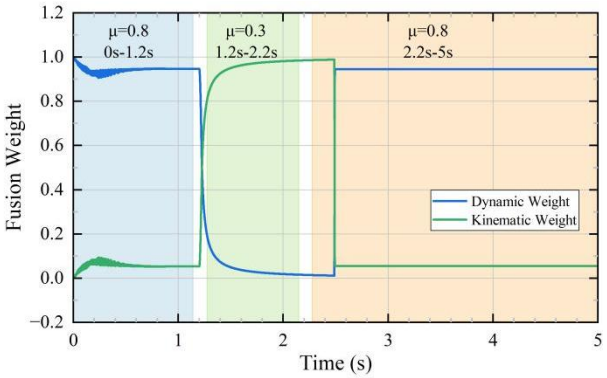


图 8　附着系数突变工况下融合权重变化

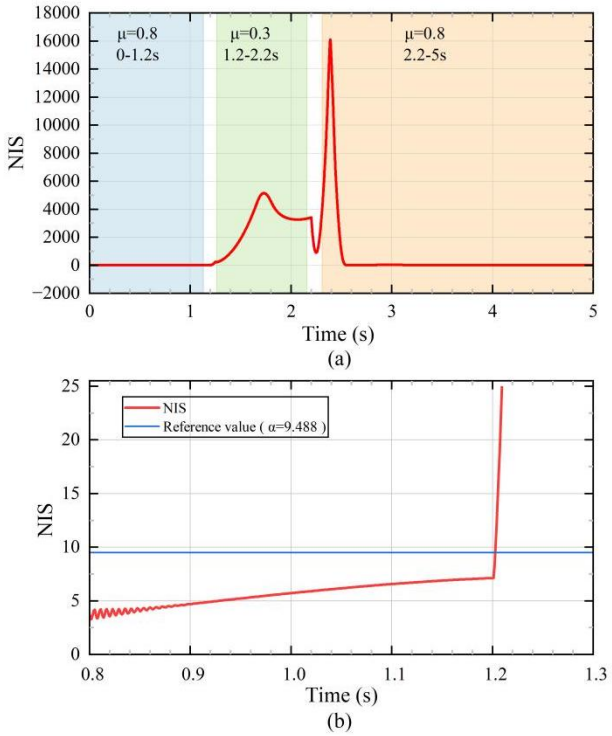


图 9　附着系数突变工况下 NIS 指标变化：（a）全局视图；（b）第一次附着切换处局部放大图

4.4 GNSS 失效工况

GNSS 失效工况中，GNSS 信号在 2–7s 时间段内停止更新，其余条件与高附着直线加速工况保持一致。由图 10 可见，当 GNSS 在 2–7s 区间失效后，运动学 EKF 表现出明显的累积漂移趋势；而所提方法在整个 GNSS 失效区间内始终与真实车速保持较高一致性，并在 GNSS 恢复后继续稳定输出。图 11 所示融合权重变化表明，在 GNSS 失效区间内，运动学权重快速下降至接近零，说明融合结果在该阶段几乎完全依赖动力学分支；GNSS 恢复后，运动学权重回升至失效前的正常水平。

GNSS 中断期间，运动学分支主要依靠纵向加速度递推，零偏和积分误差逐步积累；与此同时，高附着条件下轮速与动力学模型仍保持一致，融合器据此增加动力学分支权重。最终融合方法 RMSE 为 0.068m/s，与动力学 EKF 的 0.069m/s 接近，并明显低于运动学 EKF 的 0.239m/s。该结果说明，信息源失效后的权重调整能够利用当前仍可信的分支维持连续输出，而非简单保持失效前的固定权重。

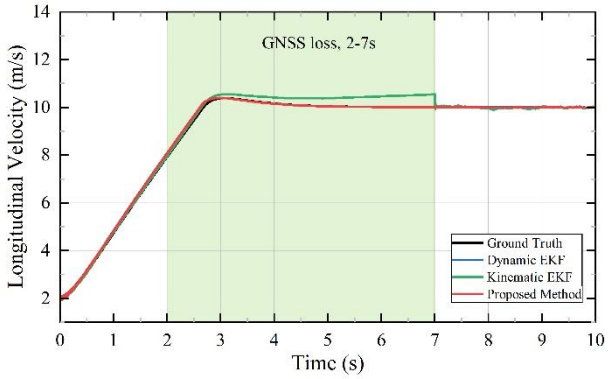


图 10　GNSS 失效工况下纵向车速估计结果对比

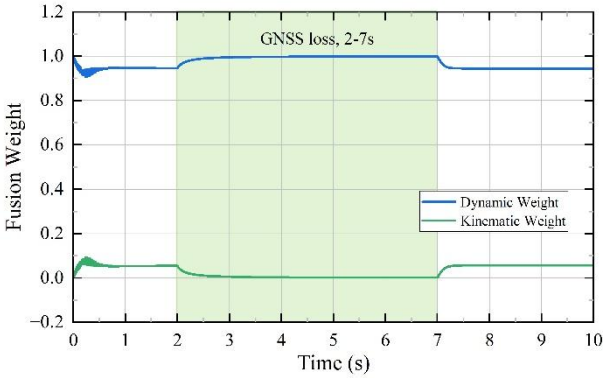


图 11　GNSS 失效工况下融合权重变化

4.5 各工况下纵向车速估计精度对比

为进一步定量比较不同方法在各典型工况下的纵向车速估计性能，本文统计了动力学 EKF、运动学 EKF 及所提融合方法在各工况下的均方根误差（RMSE），结果如表 2 所示。

表 2　各工况纵向车速估计 RMSE 对比（m/s）

工况	动力学 EKF	运动学 EKF	融合方法
低附着直线加速	2.900	0.029	0.023
附着系数突变	0.712	0.030	0.034
GNSS 失效	0.069	0.239	0.068

可以看出，动力学 EKF 在低附着及附着突变工况下误差显著增大，表明轮速滑移导致模型失配；运动学 EKF 在 GNSS 失效条件下性能明显劣化，反映其对外部观测的依赖性。相比之下，所提融合方法在各类工况下均保持较低误差，在低附着、附着变化及 GNSS 失效等条件下均未出现明显性能退化。上述结果表明，所提方法能够基于不同信息源的不确定性实现自适应权重分配，在轮速失配与外部观测缺失等复杂条件下有效抑制单一分支误差，从而实现纵向车速估计精度与鲁棒性的整体提升。

5 结论

本文面向电动越野平台在低附着、附着突变和外部速度观测异常条件下的纵向车速感知需求，提出自适应多传感器融合估计方法。该方法以动力学 EKF 和 IMU/GNSS 运动学 EKF 形成互补估计分支，利用 NIS 在线识别轮速观测失配并调节观测噪声协方差，再依据后验协方差实现融合权重的动态分配。

CarSim/Simulink 联合仿真表明，所提方法在低附着直线加速、附着系数突变、GNSS 失效和蛇形转向工况下的 RMSE 分别为 0.023、0.034、0.068 和 0.024 m/s。轮速因滑转失真时，融合权重能够向运动学分支转移；GNSS 失效时，权重能够转向动力学分支，从而保持纵向车速输出的连续性和较低误差。结果说明，该方法能够为四轮独立驱动越野平台的牵引控制、稳定性控制和横纵向协调控制提供更可靠的状态反馈。

本文验证仍基于刚性路面附着系数变化的联合仿真，尚未显式考虑松软土壤中的沉陷、推土阻力和轮壤剪切，也未覆盖强坡度、路面冲击、通信延迟及真实传感器安装误差。后续将引入轮壤相互作用与坡度补偿模型，开展硬件在环和实车越野试验，并研究 GNSS 长时失效及多传感器异步条件下的容错估计，以进一步评估算法的工程适用性。

参考文献：

[1] F. M. N. U. Khan, M. G. Rasul, A. S. M. Sayem, et al. Design and optimization of lithium-ion battery as an efficient energy storage device for electric vehicles: A comprehensive review[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 71: 108033.

[2] T. Jung, J. Kim, C. Lee, et al. Design framework incorporating topology optimization for Halbach array in-wheel motors[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2026, 41(1): 601-610.

[3] W. Zhao, et al. Distributed electric powertrain test bench with dynamic load controlled by neuron PI speed-tracking method[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2019, 5(2): 433-443.

[4] X. Ding, Z. Wang, L. Zhang. Hybrid control-based acceleration slip regulation for four-wheel-independent-actuated electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(3): 1976-1989.

[5] K. T. Leung, J. F. Whidborne, D. Purdy, A. Dunoyer. A review of ground vehicle dynamic state estimations utilising GPS/INS[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1-2): 29-58.

[6] D. Zhang, et al. A novel longitudinal speed estimator for four-wheel slip in snowy conditions[J]. Applied Sciences, 2021, 11(6): 2809.

[7] D. Seo, J. Kang. Dynamic-model-free vehicle velocity estimation using extended Kalman filter with IMU, steering angle, and wheel speed sensors[J]. Measurement, 2025, 242: 115810.

[8] D. Wu, et al. Wheel speed identification and longitudinal vehicle speed estimation for four-wheel drive vehicles[C]//2024 8th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence. 2024.

[9] L. H. Zhao, Z. Y. Liu, H. Chen. Design of a nonlinear observer for vehicle velocity estimation and experiments[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2011, 19(3): 664-672.

[10] E. Hashemi, et al. Longitudinal vehicle state estimation using nonlinear and parameter-varying observers[J]. Mechatronics, 2017, 43: 28-39.

[11] L. Zhang, P. Guo, Z. Wang, et al. An enabling tire-road friction estimation method for four-in-wheel-motor-drive electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2023, 9(3): 1-12.

[12] X. Ding, Z. Wang, L. Zhang, et al. Longitudinal vehicle speed estimation for four-wheel-independently-actuated electric vehicles based on multi-sensor fusion[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(11): 12797-12806.

[13] K.-U. Henning, S. A. Speidel, F. Gottmann, O. Sawodny, et al. Integrated lateral dynamics control concept for over-actuated vehicles with state and parameter estimation and experimental validation[J]. Control Engineering Practice, 2021, 107: 104704.

离散岩石地形约束的星球车通过性评价方法

申彦[1]，张蕊[1]，谢继银[2]，廖世辉[3]，冉鑫海[3]，邹猛[1*]

（1. 吉林大学工程仿生教育部重点实验室；2. 广州汽车集团股份有限公司；3. 重庆长安汽车股份有限公司）

摘　要：岩石尺寸、数量和空间分布会改变车轮接触状态，进而引起星球车驱动负载与能量消耗的差异。将这些离散地形特征及其动力学响应转化为广义、定量的经验性通过性评价指标，可为岩石—沙土复合地形中的星球车通过性评估提供统一、可比较的量化依据。本文利用六轮摇臂悬架移动系统开展不同岩石高度、数量和布置方式的星球车通过性试验，以整车能耗、平均功率和驱动电机电流表征动力学响应。结果表明，岩石几何尺度与空间布置共同影响星球车动力学响应，其影响主要通过改变多轮接触序列与负载协同性来体现。本文提出的通过性经验评价方法可将不同量纲的动力学响应映射至统一尺度，为离散岩石地形中星球车的通过性定量评估提供方法依据。

关键词：星球车；地面力学；车辆通过性评价

1 引言

星球车需要在自主运行条件下持续穿越松散沙土、离散岩石与局部硬质地表交错形成的非结构化地形[1-4]。传统通过性分析主要判断车辆能否越过给定障碍，通常形成“可通过”或“不可通过”的二元结果。然而，对于已具备基本越障能力的星球车，该判断难以区分不同可通过工况在驱动负载、能量消耗和瞬时功率需求方面的差异。因此，离散岩石地形下的通过性评价除判断车辆能否完成越障外，应当进一步描述越障过程中的动力学代价[5-7]。

经典地面力学通过建立车轮-土壤的径向应力分布和剪切应力分布模型，解释车轮在松散土壤中的沉陷、牵引和行驶阻力[8-10]。上述理论为车辆支撑通过性分析提供了基础，但其主要面向连续土体和规则的轮壤接触。当离散岩石进入轮迹后，车轮可能压入、跨越、绕行或卡滞，岩石既可能提高局部地基承载条件，降低车轮沉陷，也可能形成垂向爬升和冲击载荷。因此，离散岩石地形中的星球车通过性评估，需要进一步考虑岩石高度、数量、空间布置及其与车轮接触过程对整车动力学响应的共同影响。

岩石尺寸、数量和空间分布会共同改变车轮与障碍物的接触状态[11-13]。岩石高度增加会改变车轮的垂向位移和做功需求；岩石数量增加会延长连续越障过程，并改变同时参与越障的车轮数；对称或错位布置则会使两侧驱动单元同步或交替进入高负载状态。这些因素并不只改变某一时刻的最大负载，还会影响越障持续时间、平均功率和全过程能耗。由此，同一岩石高度在不同数量和布置条件下可能产生不同响应，而不同岩石高度也可能因形状和埋入程度不同而出现非单调变化[14]。

为了将离散地形特征转换为可比较的量化结果，需要在地形特征与动力学响应之间建立经验联系[15, 16]。对于给定星球车平台，驱动电机电流可反映各车轮的负载变化，整车功率可表征系统瞬时功率需求，功率对时间的积分则反映完成一次越障所消耗的能量。本文将通过性试验作为获取上述响应的手段，并将通过性评价补充为：在车辆能够完成越障的试验范围内，利用能耗、功率和电流比较不同岩石工况下的性能差异。这一限定不改变传统通过性的基本含义，而是将二元判断扩展为可通过工况之间的定量比较。基于此，本文使用六轮摇臂悬架移动系统平台开展不同岩石高度、数量和布置方式的地面通过性试验，分析离散岩石特征对整车能耗、功率和六轮驱动电机电流的影响，提出一种边界归一化的经验性评价方法。该方法以明确的上下边界工况为参照，将不同量纲的动力学响应转换为综合性能保留系数。

2 离散岩石地形通过性试验与响应表征

2.1 试验场地与移动系统

本论文以吉林大学工程仿生教育部重点实验室 JLU Mars 模拟火壤试验场为实验平台，如图 1 所示，该试验场长 15 m，宽 3 m，铺设三种梯度粒径分布的模拟火壤，铺设深度 200~300 mm，场地内设置岩石障碍物，岩石种类、大小、形态严格配置。

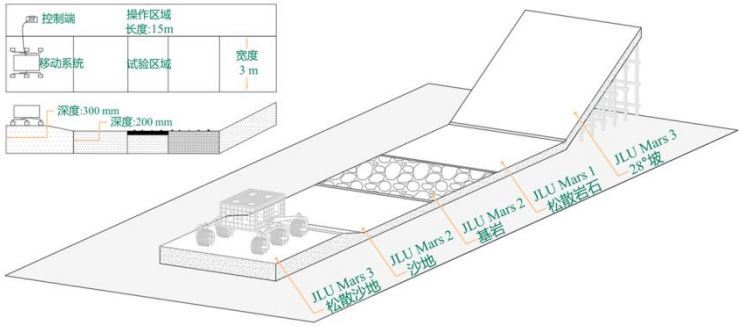


图 1　JLU Mars 模拟火壤试验场

本文所述通过性试验在 JLU Mars 1 松散岩石区域展开，移动系统结构如图 2 所示，试验场铺设模拟火壤，并在预定轮迹区域布置天然不规则岩石。移动系统与上位机控制器通过有线连接，由上位机下发前进、后退和转向等运动指令；集成数据采集系统同步记录整车实时功率以及六个车轮驱动电机电流。

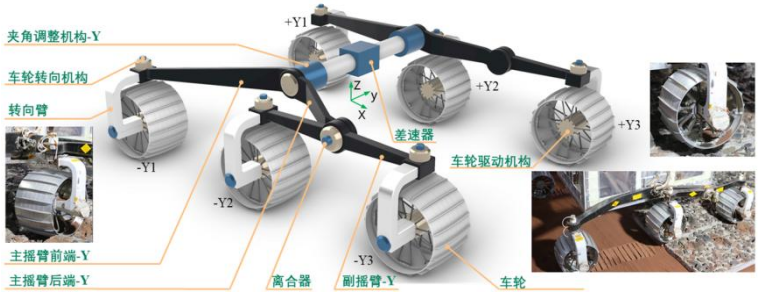
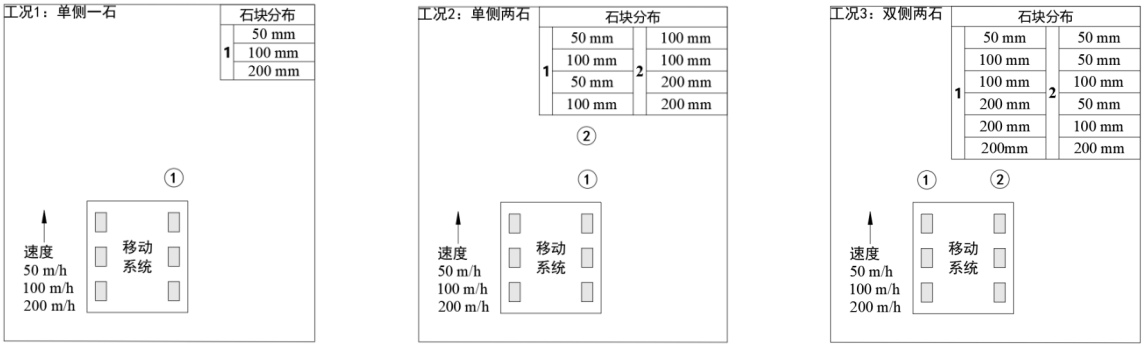


图 2　六轮摇臂悬架式移动系统结构

2.2 岩石工况与试验方案

试验围绕岩石高度、数量、空间分布和行驶速度设置工况。岩石高度设置为 50、100 和 200 mm，用于覆盖从低负载越障到接近试验安全边界的范围，其中 200 mm 为保障车辆安全条件下设置的上限工况。数量因素包括无障碍、单侧一石、单侧两石、双侧两石、双侧四石、双侧五石、双侧六石。此外，为比较同步与异步越障，在双侧四石基础上设置错位双侧四石。相邻纵向岩石依据车辆 80 cm 轴距布置，两侧岩石依据 130 cm 轮距布置，使指定车轮能够同步或按既定次序接触障碍。高度和数量结果主要在 100 m/h 条件下比较，空间分布试验覆盖 50、100 和 200 m/h。七种试验工况如图 3 所示。



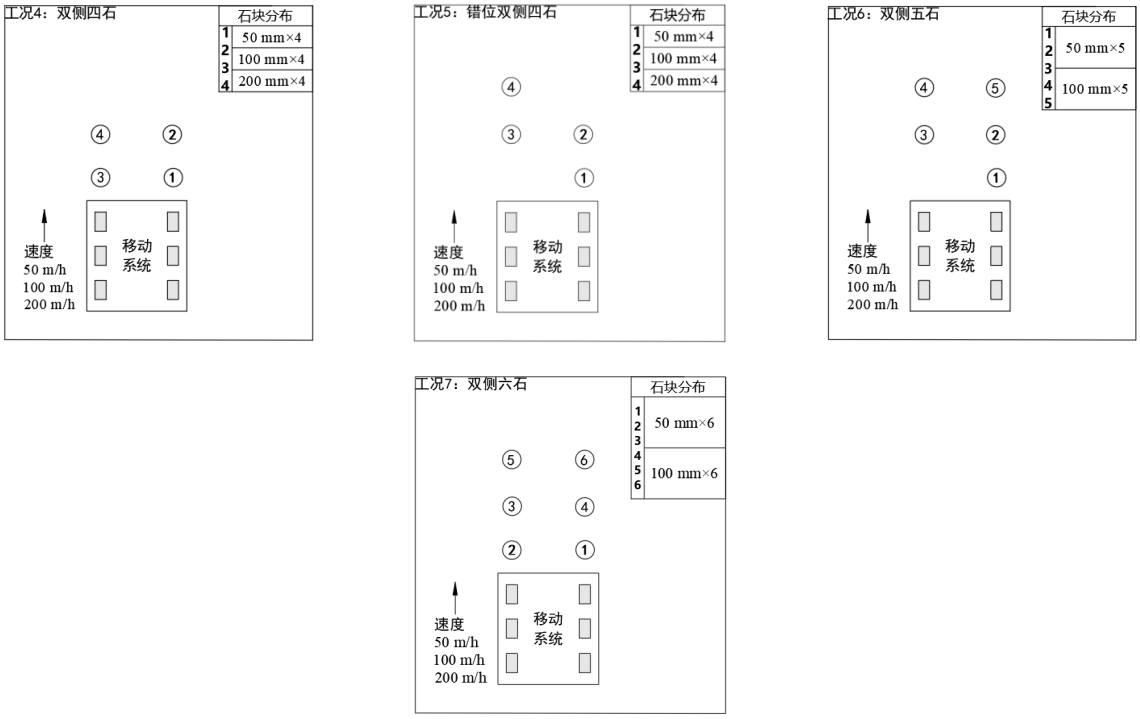


图 3　移动系统通过性试验方案

试验的具体参数设定如下：

(1) 障碍物高度影响评估：试验设置三种障碍物高度：50 mm、100 mm 和 200 mm，旨在覆盖从易于通过到具有挑战性的障碍范围，其中，200 mm 被设定为在保障行驶安全前提下，用以探究其越障性能边界的上限值。

(2) 障碍物数量与分布影响评估：为模拟多轮协同越障的复杂工况，本文设计从简单到复杂的系列障碍布局，包括：单侧单石、单侧两石、双侧两石、双侧四石、双侧五石及双侧六石，同时设置无障碍平地工况作为性能基线对比。为确保多轮同步接触障碍，同侧障碍物间距依据火星车轴距 80 cm 摆放，两侧障碍物横向间距则依据轮距 130 cm 摆放。

2.3 动力学响应指标

设一次完整越障试验的持续时间为 T，整车实时功率为 $P(t)$，则整车能耗 E 由功率曲线在试验时间内积分得到，平均功率用于表征持续系统负载，最大功率用于表征瞬时整车功率需求。对第 $i\,(1\le i\le 6)$个车轮，记录驱动电机电流 $I_i(t)$，分别计算全过程平均电流和最大电流。平均电流用于表征六个驱动通道的总体负载水平，最大电流用于识别最不利瞬时驱动状态。

对于同一比较组，设待评价工况指标为 y，基准工况指标为 y_{ref}，则相对增幅定义为 $\delta y=\left(y-y_{ref}\right)/y_{ref}\times 100\%$。整车能耗、平均功率和平均电流描述完成整个越障过程的持续响应，最大功率和最大电流描述局部峰值响应。本文以能耗、平均功率和平均电流构建综合性能保留系数。

3 离散岩石地形下的动力学响应特性

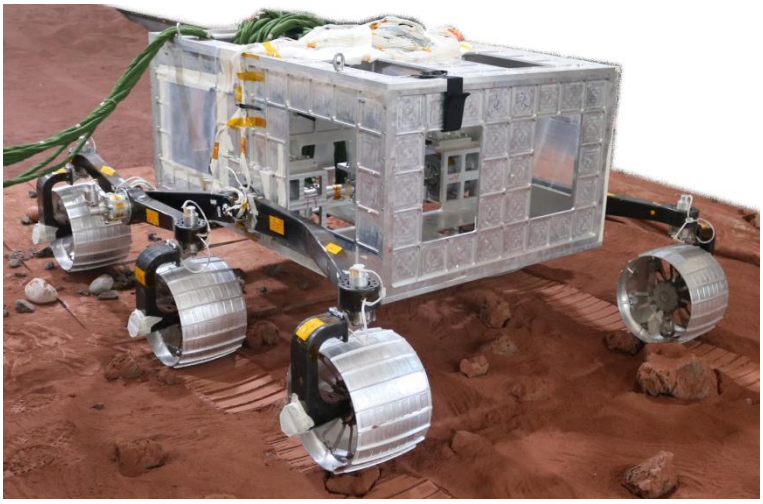


图 4　移动系统通过性试验

试验过程如图 4 所示，以工况五错位双侧四石为例进行分析，移动系统越障过程中整车功率如图 5 所示，从图中可以观察到，三次重复试验的功率和电流曲线在总体趋势及峰值出现阶段上较为接近，表明试验过程稳定，试验数据具有良好的可重复性。对图 5 所示的整车功率曲线峰值进行分析，在每次试验中均能找到显著的功率峰值，经试验方案对比，可确认不同时刻峰值精确反映了越障过程中同时与障碍物接触的车轮数量的变化。

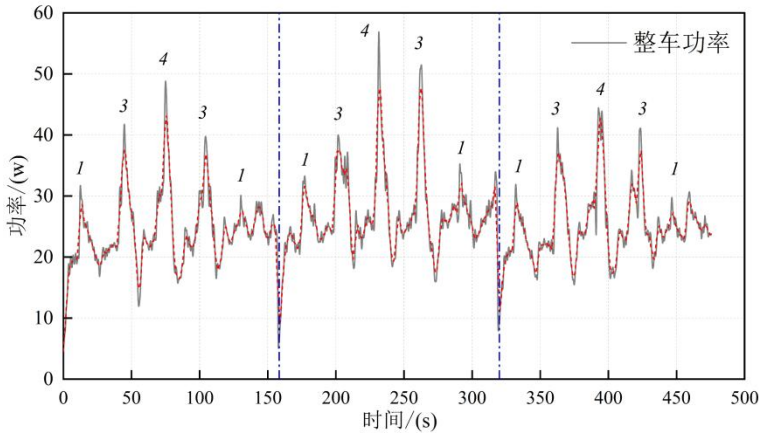


图 5　工况五错位双侧四石移动系统越障 100 m/h 整车功率

图 6 展示了移动系统在进行越障过程中各车轮驱动电机电流变化情况，通过分析电流数据的峰值、均值等统计特征，可针对单个车轮在越障过程中的动力学特性进行研究。

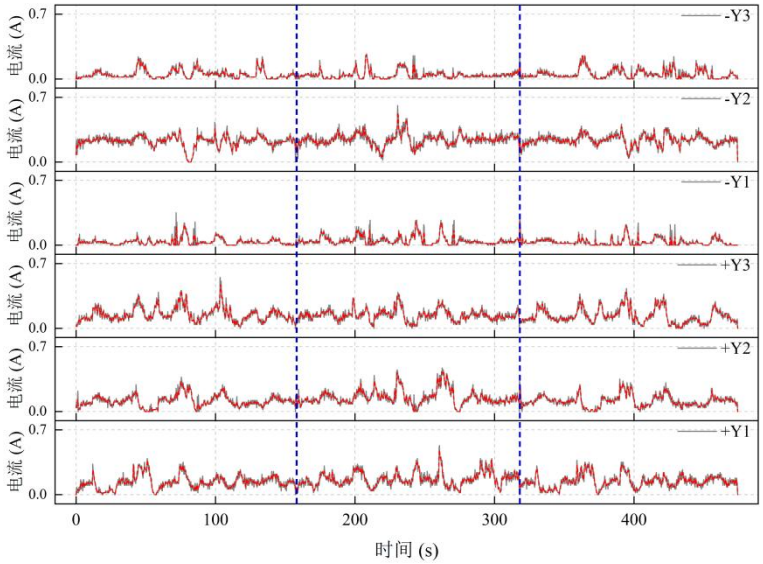
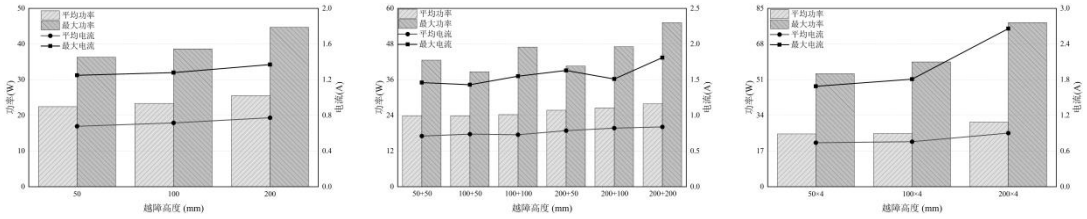


图 6　工况五错位双侧四石移动系统越障 100 m/h 时的车轮驱动电机电流

3.1 岩石高度影响



(a)工况一：
单侧一石，100 m/h

(b)工况三：
双侧两石，100 m/h

(c)工况四：
双侧四石，100 m/h

图 7　岩石高度影响

图 7(a)展示了移动系统行驶速度为 100 m/h 时整车功率和电流的变化。随着障碍高度增加，整车平均能耗依次为 2476.87 J，2595.38 J，2851.13 J。以 50 mm 高度为基准，当障碍物高度提升至 100 mm 和 200 mm 时，整车平均能耗分别有 4.91%和 15.11%的增幅，整车平均功率分别有 4.15%和 13.88%的增幅，整车平均电流增幅分别为 5.60%和 14.16%。

图 7(b)展示了移动系统在双侧同时越障时整车功率和电流的变化，两侧障碍物高度共有六种组合。随着障碍高度增加，整车平均能耗依次为 2582.64 J，2673.52 J，2674.32 J，2899.74 J，2937.33 J，3246.08 J。从柱状图与曲线的变化趋势来看，功率与电流响应随着障碍物总高度的增加而总体呈现上升趋势。以总高度 100 mm 障碍为基准，当累计障碍物高度提升至 200 mm 和 400 mm 时，整车平均能耗分别有 3.54%和 25.69%的增幅，整车平均功率分别有 1.55%和 16.80%的增幅，整车平均电流增幅分别为 4.36%和 18.00%。

图 7(c)展示了移动系统在进行双侧四石越障时的功率和电流的变化，随着障碍高度增加，整车平均能耗依次为 3878.03 J，4131.14 J，5054.97 J。以累计越障高度 200 mm 为基准，当高度达到 400 mm 和 800 mm 时，整车平均能耗增幅分别为 6.53%和 30.35%，整车平均功率增幅分别为 1.04%和 22.67%，整车平均电流增幅分别为 2.29%和 21.86%。

3.2 岩石数量影响

选择工况一单侧一石、工况三双侧两石、工况五双侧四石、工况六双侧五石、工况七双侧六石进行分析，评估障碍物数量对移动系统的影响，各工况障碍物高度均设置为 100 mm。

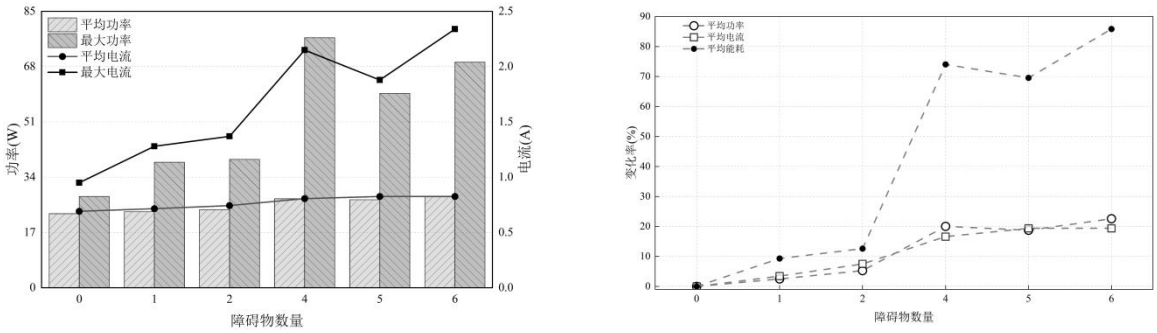


图 8　整车功率和电流随障碍物数量的变化，100 m/h

图 8 展示了行驶速度为 100 m/h 时，移动系统同时越过不同数量障碍物整车功率和电流的变化情况，随着障碍物数量增加，整车平均能耗依次为 2373.89 J，2595.38 J，2673.52 J，4131.14 J，4024.57 J，4411.81 J。以无障碍工况作为基准，当障碍物数量在 4 以上时，越障时间明显增加，整车平均能耗大幅度提高；当障碍物数量为 6 时，整车平均能耗的增幅达到 85.85%，整车平均功率增幅为 22.58%，整车平均电流增幅为 19.36%。此时，最大电流达到 2.34 A；最大功率出现在障碍物数量为 4 时，达到 76.9 W。

3.3 岩石空间分布影响

选择工况二单侧两石与工况三双侧两石、工况四双侧四石与工况五错位双侧四石进行对比分析，评估障碍物分布对移动系统的影响。

图 9 对移动系统在单侧两石与双侧两石两种越障工况下的整车功率与电流特性进行了定量对比，虽然障碍物分布有所不同，但两工况越障时间基本相同。随着行驶速度从 50 m/h 提升至 200 m/h，对于整车平均能耗、平均功率、平均电流三项指标，两种工况的差异相对较小。然而，在最大功率与最大电流两项指标上，两种工况表现出一定差异，且此差异随速度增加而愈发明显，当行驶速度为 200 m/h 时，相比于双侧越障，单侧越障工况下的最大功率与最大电流分别增加 15.59%和 14.49%。分析认为，非对称越障迫使单侧驱动单元在短时间内独立承担抬升车体任务，从而导致了更大的瞬时过载。

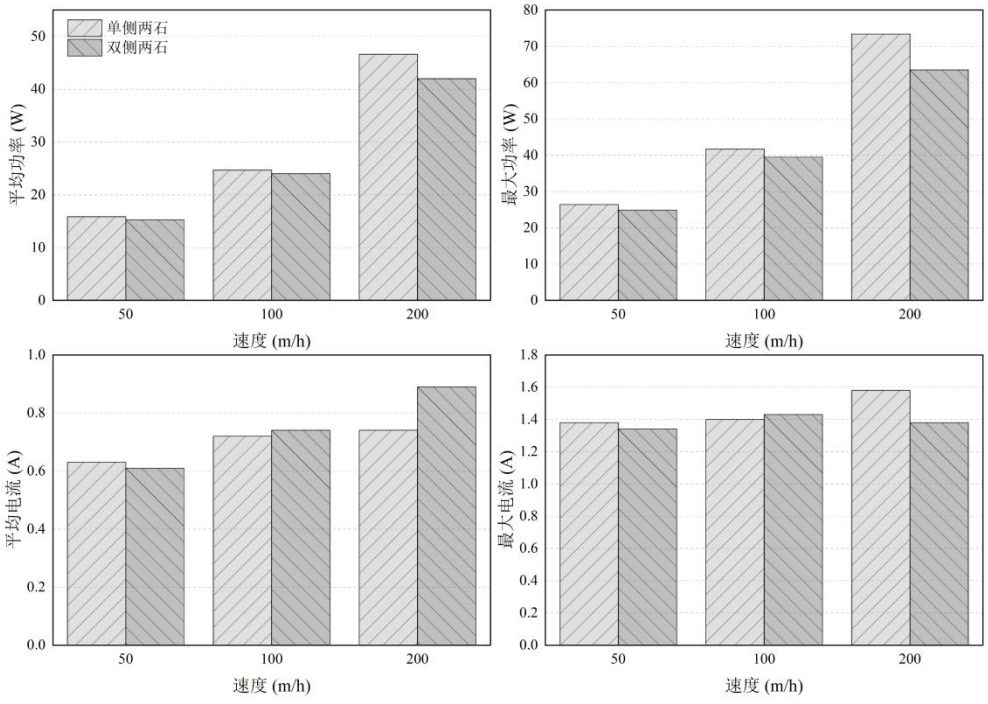


图 9　单侧两石与双侧两石工况

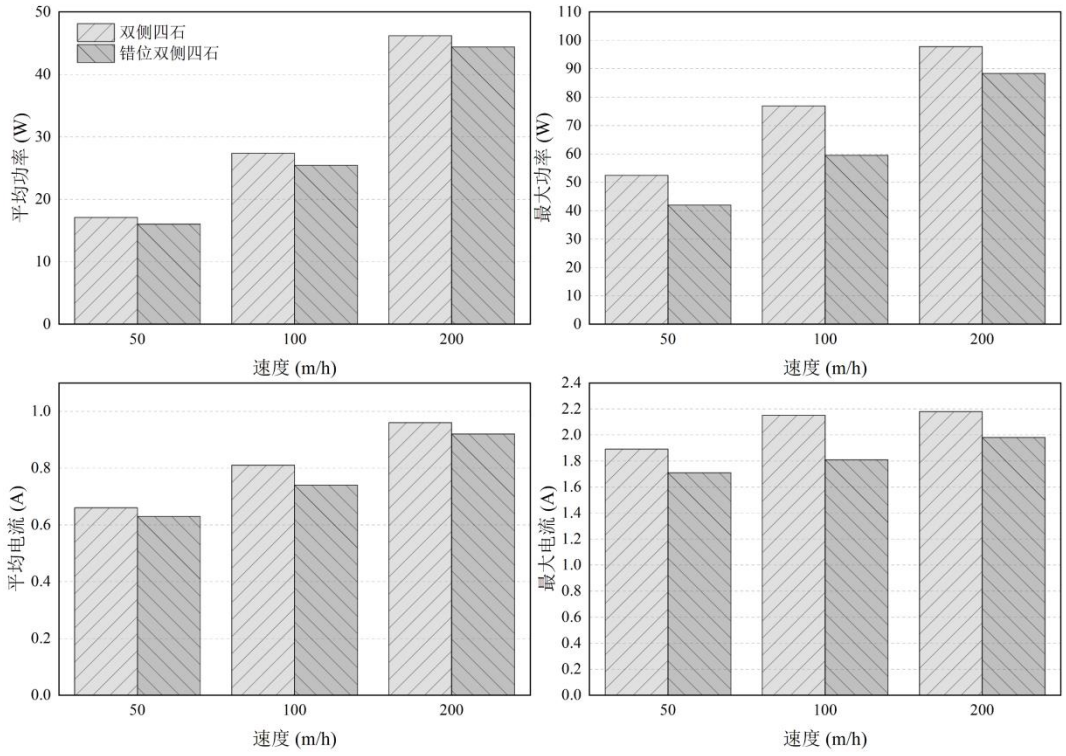


图 10　双侧四石与错位双侧四石工况

图 10 则定量展示了移动系统在“双侧四石”与“错位双侧四石”两种越障工况下的整车功率与电流特性，整车在两种工况下的越障时间基本相同。对于同步双侧四石与错位双侧四石工况，空间布置表现出不同的负载集中效应，无论是平均功率/电流还是最大功率/电流，对称的双侧四石工况的数值均高于非对称的错位双侧四石工况。当行驶速度为 100 m/h 时，最大功率与最大电流差异最大，其增幅分别达到 29.24%和 18.78%。

图 9 和图 10 反映了不同接触序列对平均响应与峰值响应的影响，其结果存在差异。分析认为，其根本原因在于整车负载的协同性和持续性发生改变，在“双侧四石”工况中，两侧驱动单元需要同时、协同地将车体抬升越过两对障碍物，整个系统的所有驱动电机在同一时间段内均处于高负载状态，功率需求产生叠加，从而导致整车功率和电流出现较高峰值。相反，在“错位双侧四石”工况下，虽然也存在非对称负载，但两侧驱动单元是交替、异步地越过障碍物，当一侧处于峰值负载时，另一侧处于负载低谷。因此，整车系统的瞬时总功率并不会达到两侧峰值之和，其峰值反而低于对称协同做功的“双侧四石”工况。此外，从移动系统运动过程也可以看出，在“双侧四石”工况中，移动系统同时越障的车轮数量为 2→4→4→2，车体进行两次大幅度 “抬升-下落”运动；在“错位双侧四石”工况中，移动系统同时越障的车轮数量为 1→3→4→3→1，车体以一种类似摇摆的姿态前进，车体重心的起伏更为平缓和连续。这种方式将越障过程分配在一系列连续、交替的动作中，导致平均功率和平均电流更低。

4 边界归一化通过性评价方法建立

4.1 边界归一化与单项指标定义

通过移动系统地面模拟试验，分析障碍物高度、数量、分布形态等因素对移动系统的影响，统计结果如表 1 所示。

表 14　六轮摇臂悬架移动系统通过性试验统计结果

因素	工况	能耗增幅 δE (%)	功率增幅 δP (%)	电流增幅 δI (%)
障碍物高度	单侧一石 50 mm~100 mm~200 mm	0~4.91~15.11	0~4.15~13.88	0~5.60~14.16
	双侧两石 50 mm~100 mm~200 mm	0~3.54~25.69	0~1.55~16.80	0~4.36~18.00
	双侧四石 50 mm~100 mm~200 mm	0~6.53~30.35	0~1.04~22.67	0~2.29~21.86
障碍物数量	100 mm 高度障碍 数量 0~2~4~6	0~12.62~74.02~85.85	0~5.29~20.05~22.58	0~7.51~16.62~19.36
障碍物分布	单侧两石与双侧两石	基本无差异	基本无差异	基本无差异
	双侧四石与错位双侧四石	基本无差异	基本无差异	基本无差异

为构建不同岩石尺寸对移动系统的量化评价体系，采用归一化方法将能耗、平均功率和平均电流三个量纲不同的动力学指标转换到统一尺度。此处以单侧一石高度试验说明计算过程。该试验中岩石数量、行驶速度和车轮接触路径保持不变，主要变化来自岩石高度，因而适合建立高度与通过性评价结果之间的基础经验关系。

设岩石高度为 h 时的动力学响应指标为 $y_k(h)$，k 可表示能耗 E、功率 P、电流 I 等。定义归一化损失 $z_k(h)$ 如式(1)所示：

$$z_k(h) = clip\left[\left(y_k(h) - y_k(\mathrm{H_{min}})\right)/\left(y_k(\mathrm{H_{max}}) - y_k(\mathrm{H_{min}})\right),\ 0,\ 1\right] \tag{1}$$

在当前试验范围内，将 50 mm 岩石高度定义为下边界 $\mathrm{H_{min}}$，将 200 mm 安全边界工况定义为上边界 $\mathrm{H_{max}}$，需要说明的是，此处的上下边界是当前试验设计所选的评价参照。以岩石高度为 100 mm 时的平均功率损失为例，将表 1 数据代入，$z_P(100) = 4.15/13.88 \approx 0.299$。

随后，定义性能保留评价函数 $s_k(h)$：

$$s_k(h) = 1 - z_k(h) \tag{2}$$

对于当前试验范围，该定义满足 $s_k(\mathrm{H_{50}}) = 1$ 和 $s_k(\mathrm{H_{200}}) = 0$。以平均功率增幅为例，$s_P(\mathrm{H_{100}}) = 0.701$，该系数反映当前系统相对于极限工况，在越障高度为 100 mm 时保留了多少性能裕度。

4.2 多指标聚合与综合性能评价

单项系数反映不同动力学响应相对于边界的位置，但仍需将多个分量汇总为一个评价结果。设指标权重为 w_k，满足 $w_k > 0$ 且 $\sum_k w_k = 1$，在此基础上，以广义范数 r 控制不同指标之间的补偿程度，并将综合性能保留系数 S_r 定义为：

$$S_r(h) = 1 - \left[\sum\nolimits_{k=E,P,I\ldots} w_k z_k^r(h)\right]^{1/r} \tag{3}$$

当 $r = 1$ 时，综合性能保留系数 $S_1(h) = 1 - \sum_{k=E,P,I\ldots} w_k z_k(h)$。若进一步令 w_k 根据指标项数取均值，该式可表示为多个单项指标 $s_k(h)$ 的算术平均值。当 $r > 1$ 时，较大的单项损失对综合性能保留系数的影响增强；当 r 趋于无穷大时，综合性能保留系数由最大归一化损失 $\max(z_k)$ 控制。

将表 1 中 100 mm 单侧一石工况的增幅数值代入，可计算得到三个单项性能保留系数 $s_E(100) = 0.675$、$s_P(100) = 0.701$、$s_I(100) = 0.605$。若 w_k 采用等权设置，即 $w_k = 1/3$，可得 $S_1(100) = 0.660$、$S_2(100) = 0.658$、$S_\infty(100) = 0.605$。

综合性能保留系数 S_r 表示整个越障过程中多项响应相对边界位置的汇总。能耗反映全过程的能量消耗，平均功率反映持续系统负载，平均电流反映驱动通道的总体负载。受限于试验条件，本文没有足够数据确定特定动力学指标权重 w_k 或最优 r 值，因此仍以等权、$r = 1$ 作为基准，其余只用于敏感性分析。若任务更加关注能源、峰值电流或姿态安全，权重 w_k 和 r 值均需要依据实际约束重新确定。

5 讨论与展望

岩石高度试验说明，几何高度与动力学响应之间存在可用于评价的总体关系，但这种关系不是脱离条件的线性规律。天然岩石形状、接触位置和埋入程度会改变车轮实际爬升高度；多轮同时越障还会使多个驱动通道的负载在时间上叠加。因此，本文选择接触路径相对稳定的单侧一石工况建立基础关系。边界归一化方法使各动力学指标相对于相同边界进行计算，减少了量纲差异对综合评价的影响。广义范数 r 进一步显式描述了不同指标之间的补偿程度，较大的 r 值则使评价逐渐受最不利指标控制。

本文的计算示例以单侧一石高度试验为基础，原因是该组试验能够较好地控制岩石数量和接触路径。对于双侧两石、双侧四石以及更多岩石工况，岩石数量、累计高度、同时接触车轮数和越障持续时间均发生变化。若直接把累计高度代入单侧一石关系，会把由空间分布和多轮接触造成的响应差异全部归因于岩石高度。因此，当考虑岩石数量和空间分布的影响时，需要构建能够反映接触持续时间与多轮负载协同性的特征量。

后续工作可从以下两个方面展开：

(1) 进一步将岩石数量和空间分布纳入统一的通过性评价框架。多岩石工况不仅改变障碍物的累积几何尺度，还会改变车轮接触顺序、同时参与越障的车轮数量、越障持续时间以及两侧驱动单元的负载协同性。因此，不能将多岩石总高度直接代入单侧一石工况下建立的高度—通过性关系。后续需要结合功率、电流等时序响应，构建能够反映持续负载和多轮协同作用的特征量，并针对不同数量和布置工况确定相应的性能上、下边界。在此基础上，建立由地形特征到动力学响应、再到综合评价结果的统一映射关系，并利用独立试验工况验证其适用性与稳定性，以保证评价过程的物理含义和可追溯性。

(2) 将本文提出的评价方法应用于星球车地形分类与路径规划。后续可将视觉感知获得的岩石高度、数量和空间分布等地形信息作为评价方法的输入，将离散地形特征转换为连续、可比较的通过性指标，进而实现对不同岩石地形的定量分类。在路径规划过程中，可将该指标作为路径代价或安全约束，使规划结果不仅考虑几何上能否通过，还能兼顾星球车通过不同区域时的驱动负载、能量消耗和潜在风险，从而为复杂岩石地形下的路径选择提供更加充分的定量依据。

6 结论

本文通过不同岩石高度、数量和布置方式下的六轮摇臂悬架移动系统地面通过性试验，分析了整车能耗、平均功率和六轮驱动电机电流的变化规律。结果表明，岩石高度能够反映障碍物几何尺度对动力学响应的基本影响，但岩石数量和空间分布还会通过改变多轮接触顺序、越障持续时间及负载协同性进一步影响整车动力学响应，因此仅采用最大越障高度难以描述可通过工况内部的性能差异。基于此，本文提出一种边界归一化的通过性经验评估方法，以具有明确物理意义的性能上下边界为参照，将不同量纲的动力学指标转换为统一的综合性能保留系数，建立了岩石高度、整车动力学响应与通过性评价结果之间的定量联系。该方法可为离散岩石地形下星球车通过性的定量评估以及后续地形分类与路径规划提供方法依据。

参考文献：

[1] Ding L, Zhou R, Yu T, et al. Surface characteristics of the Zhurong Mars rover traverse at Utopia Planitia. Nature Geoscience 2022; 15(3):171-6.

[2] Wang B, Gou S, Di K, et al. Rock size-frequency distribution analysis at the Zhurong landing site based on Navigation and Terrain Camera images along the entire traverse. Icarus 2024; 413:116001.

[3] Wan W, Wang J, Liu Z, et al. Visual Localization and Topographic Mapping for Zhurong Rover in Tianwen-1 Mars Mission. IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing 2025.

[4] Chen Z, Wu B, Wang Y, et al. Rock abundance and erosion rate at the Zhurong landing site in southern Utopia Planitia

on Mars. Earth and Space Science 2022; 9(8):e2022EA002252.

[5] Higa S, Iwashita Y, Otsu K, et al. Vision-Based Estimation of Driving Energy for Planetary Rovers Using Deep Learning and Terramechanics. IEEE Robotics and Automation Letters 2019; 4(4):3876-83.

[6] Quann M, Ojeda L, Smith W, Rizzo D, Castanier M, Barton K. Off-road ground robot path energy cost prediction through probabilistic spatial mapping. Journal of Field Robotics 2020; 37(3):421-39.

[7] Quann M, Ojeda L, Smith W, Rizzo D, Castanier M, Barton K. Ground Robot Terrain Mapping and Energy Prediction in Environments with 3-D Topography. American Control Conference. 2018.

[8] Bekker MG. Theory of land locomotion. Ann Arbor: University of Michigan Press, 1956.

[9] Janosi Z. The Analytical Determination of Drawbar Pull as A Function of Slip for Tracked Vehicles in Deformable Soils. International Society for Terrain-Vehicle Systems. 1961.

[10] Bekker MG. Off-road locomotion on the moon and on earth. Journal of Terramechanics 1966; 3(3):83-91.

[11] Chen Z, Zou M, Pan D, et al. Study on climbing strategy and analysis of Mars rover. Journal of Field Robotics 2023; 40(5):1172-86.

[12] Liu Y, Qi Y, Pan D, Chen Z, Yuan B, Zou M. Gradeability of 'Zhu Rong' Mars rover based on the simulated Martian terrain. Journal of Terramechanics 2023; 106:57-73.

[13] 曹洪涛, 申彦, 潘冬, 袁宝峰, 刘岩松, 邹猛. 祝融号火星车前进越障性能试验与分析. 机械工程学报 2023; 59(18):294-303.

[14] Du J, Huang T. A method for traction ability research of a rover wheel on mixed planet terrain with movable stones. Space: Science & Technology 2023; 3:0018.

[15] Jia Z, Jin J, Dong X, et al. Experimental measurement and analysis of wheel-ground interaction of Zhurong Mars rover when crossing obstacles. Measurement Science and Technology 2025; 36(8):085016.

[16] Gennery DB. Traversability analysis and path planning for a planetary rover. Autonomous Robots 1999; 6(2):131-46.

基于视觉方法的路面状态准确识别

孙子浩，范国庆，严永俊，王洪亮，皮大伟，王显会

南京理工大学机械工程学院，南京 210094

摘　要：路面附着系数作为评价轮胎－路面耦合能力的关键物理参数，直接影响车辆的制动距离及转向极限等性能。而实际道路的附着系数受气候、材质等因素影响，单一视觉方法在处理强噪声、低附着或突变路面时存在准确性不足、泛化能力差等问题。本文提出了一种基于视觉方法的路面附着系数实时识别方法。首先，在 DeepLabv3+ 框架中引入 MobileNetV2 主干网络以及注意力机制，同时构建了包含多种材质、覆盖场景的语义分割数据集，实现路面区域的有效划分；其次，基于语义路面掩码的不同颜色与附着系数的对应关系，构建随机森林模型实现路面语义特征到附着系数的监督映射；最后，仿真实验表明构建的路面附着系数视觉估计框架在不同附着系数区间内的估计误差较低，平均绝对误差 0.0571。

关键词：路面附着系数；视觉图像识别；语义分割；随机森林模型

前言

近年来全球汽车保有量在逐年增加，全球在交通事故中受伤与死亡人数持续上升。疾病控制中心（CDC）指出，全球每年约有 1190000 人在交通事故中丧生。由此可见，交通安全已成为各国、各地域亟待重视的公共安全课题。在众多影响交通安全的因素中，车辆与道路之间的相互作用是核心环节。传统车辆依赖驾驶人感知和预判两者间的作用，而随着汽车电子技术和智能化技术的发展，智能汽车驾驶系统需要接管驾驶人的这一职责[1]。

智能车辆驾驶系统是由环境感知、驾驶决策、轨迹规划、车辆运动控制组成的闭环系统[2]。在环境感知环节，路面状态是车辆这一复杂非线性动力学系统所面临的未知输入和扰动，实现对路面状态的实时准确识别是智能车辆运动控制的前提[3]。路面状态识别中，路面附着系数是路面与轮胎接触面之间摩擦力和正压力的比值，影响车辆的驱动力、制动力、操纵稳定性。在湿滑、结冰、积雪、泥泞等复杂路况下，附着系数会大幅下降，制动距离会变长，侧滑或者失控的概率会增大[4]。目前路面附着系数的识别与估计中，基于视觉的识别方法视觉方法采用独特的建模范式，弱化了物理模型，利用神经网络处理非线性关系，通过数据驱动映射，直接从数据中学习输入特征与附着系数映射关系。数据驱动方法普遍依赖于训练数据与部署环境满足独立同分布假设，以确保模型在实际场景中保持良好性能。采用神经网络方法估计路面附着系数时，首先需要收集不同路面条件下的附着系数数据，再对收集到的数据进行预处理，选择合适的神经网络结构，将数据集划分为训练集、验证集和测试集，使用训练集对神经网络进行训练，采用验证集和测试集对训练好的神经网络进行性能评估，训练好的神经网络模型可用于实时估计路面附着系数。常见类型有反向传播（BP）神经网络、递归神经网络、卷积神经网络等[5]。

BP 神经网络作为一种反馈型网络，其处理非线性系统的能力强，泛化能力强且实时性好，被广泛应用于模式识别、预测和控制领域。BP 神经网络的基本原理是梯度下降法，通过调整各神经元之间的权值，使网络的实际输出与期望输出的误差均方差最小。其均方根误差表达式为：

$$F = e_1^2 + e_2^2 = (d_1 - y_1)^2 + (d_2 - y_2)^2 \tag{1}$$

其中，e_1，e_2 为误差，d_1，d_2 为样本真实标签，y_1，y_2 为预测输入。Yu 等从胎路耦合系统动力学的角度系统探究了车速和路面纹理对路面附着系数的影响机理，并结合 BP 神经网络方法来估计沥青路面附着系数[6]。Zhu 等利用 BP 神经网络能够反应任意非线性映射关系的特点，结合 Dugoff 轮胎模型提出一种实时估计路面附着系数的方法，具有较高的估计精度[7]。BP 神经网络器结构如图

1 所示。

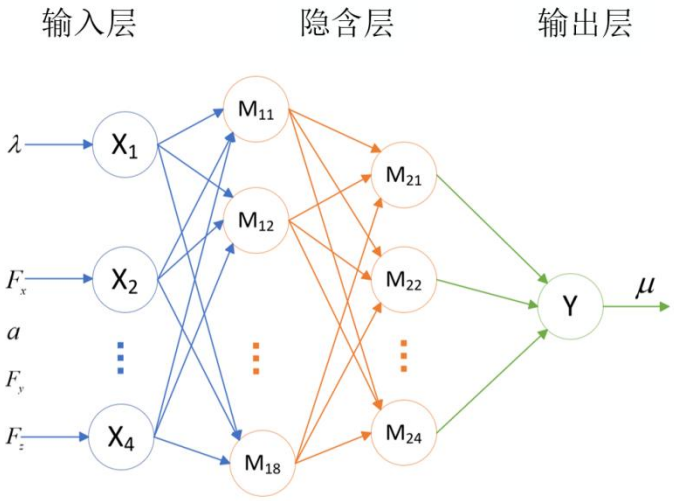


图 1　BP 神经网络结构图

由于 BP 神经网络基于梯度下降法进行训练，该方法沿着局部最优的方式进行调整，在复杂的高维空间中存在陷入局部最优解的风险。Xu 等提出了一种基于鲸鱼优化算法 BP 神经网络模型的摩擦系数预测方法。鲸鱼算法改进了 BP 神经网络模型的权重和阈值，提高了泛化能力和收敛速度[8]。

BP 神经网络方法虽然能够实现估计功能，但是在路面状态突变情况下，无法准确对路面附着系数做出估计。循环神经网络对时间序列数据进行动态建模，适应时变特性能力较强，能够高效处理非线性时变系统[9]。循环神经网络有两种变体：Jordan network 和 Elman network，现在常用的循环神经网络（包括 LSTM、GRU 等）都属于 Elman 神经网络。

王骏骋等设计了基于变权重粒子群优化－Elman 神经网络的路面附着系数估计方法，在 Elman 神经网络模型中引入粒子群算法降低训练绝对误差，使用线性权重递减策略改变权重，平衡粒子全局和局部搜索能力，最后采用傅里叶函数拟合出理想滑移率与路面附着系数相关曲线。相比于传统 Elman 神经网络，提高了权值矩阵更新稳定性，估计精度更高[10]。

卷积神经网络（CNN）是一种具有局部连接、权值共享等特点的深层前馈神经网络，使用训练后的过滤器对输入图像进行提取视觉特征，通过池化层和卷积层缩小尺寸，再通过连续的提取深层特征，最后分类器根据这些特征做出决策，具体结构如图 2 所示

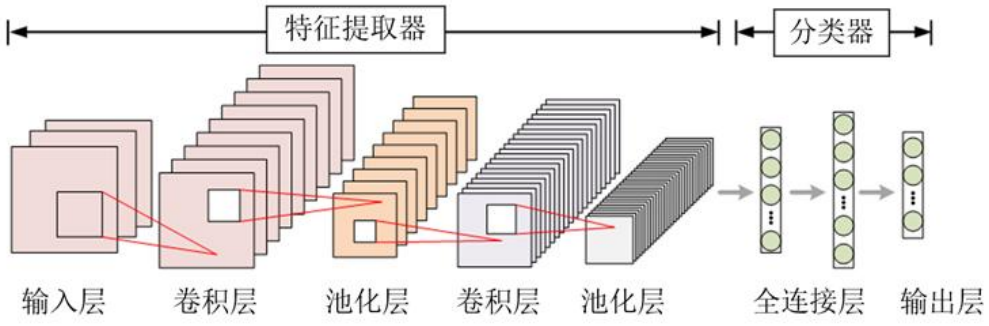


图 2　卷积神经网络结构

CNN 是深度学习的代表算法之一，擅长处理图像识别等相关机器学习问题，可以有效识别路面特征，因此也被广泛用于路面附着系数的估计中。Li C 等提出了一种基于车路协同和深度学习的路面附着系数估计方法。建立了基于自注意力、卷积神经网络和长短期记忆神经网络的组合模型来优化模型权重，降低了预测的不稳定性[11]。

对路面附着系数估计总结如表 1 所示。

表 1　路面附着系数估计方法

归纳分类	方法核心	要点分析	特征总结
基于视觉	BP 神经网络	梯度下降法	容错能力强，泛化能力不足
	RNN	隐藏层、反馈连接层	对噪声和异常值敏感
	CNN	卷积核参数共享、正则化、梯度下降	结果精确度高，可解释性较差

1 基于视觉方法的路面附着系数估计框架

本文分析了卷积神经网络应用于路面区域划分任务的优势，对传统 Deeplabv3+ 模型进行改进，设计模型轻量化方案，采用 MobileNetV2 网络结构代替 Xception 网络结构，以满足车载平台轻量化要求；为增强模型的特征捕捉与表达能力，引入 ECA 注意力机制优化特征提取模块，提升其对不同路面类型的分割精度；然后将分割结果与随机森林回归算法相结合，建立路面区域掩码与附着系数之间的映射模型，实现从视觉识别到物理参数估计的跨域融合。通过该方法，实现路面类型的精细划分与附着系数的高精度预测，为智能车辆的感知与决策系统提供更具物理意义的输入信息。本文的基于视觉方法的路面附着系数估计框架如图 3 所示。

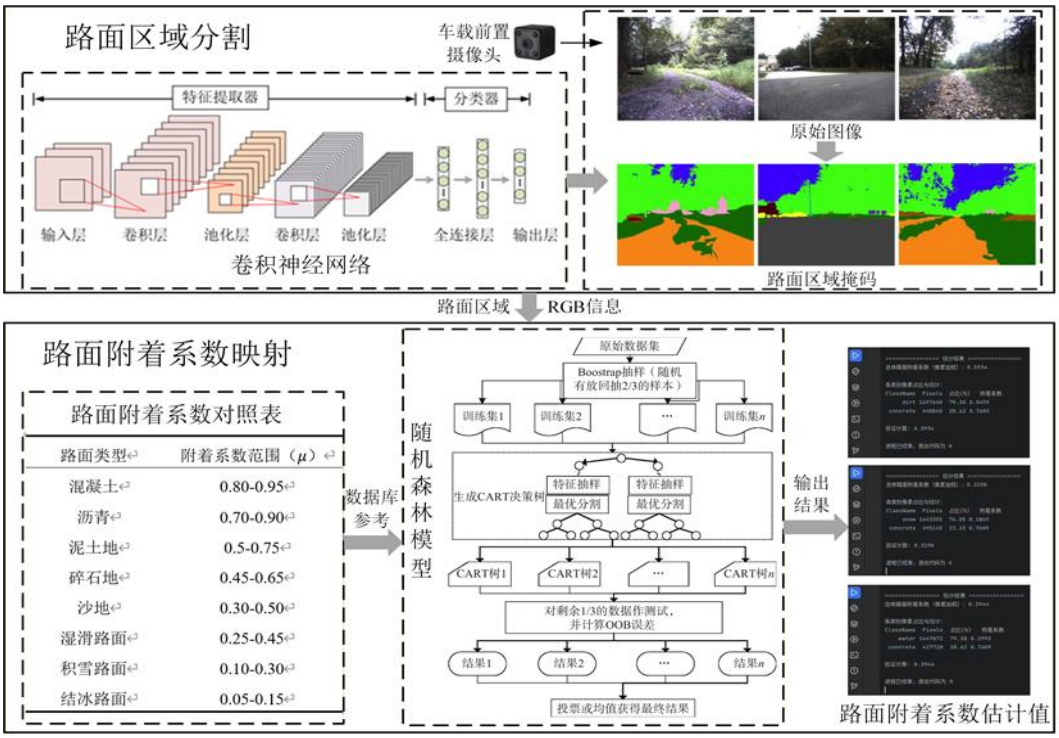


图 3　基于视觉方法的路面附着系数估计框架

2 基于 DeepLabv3+模型的路面类型分割

2.1 语义分割模型改进

CNN 是目前处理图像数据的主流深度学习结构，不同于传统的全连接多层感知机，其设计特点包括局部连接、权重共享和下采样（池化）机制，从而能够有效地从二维或三维网格状数据中自动提取空间特征[12]。

DeepLabV3+ 是由 Google Research 提出的基于卷积神经网络的改进语义分割模型[13]，可以对图像中的每一个像素进行精确的分类，在保持较高的分割精度的同时，提高了对目标边界和细节的恢复能力。其骨干网络为 Xception 模型，可以高效地提取输入图像的特征，使用了深度可分离卷积来代替标准卷积，能够有效地提取图像的多尺度特征，并且更擅长处理复杂场景中的细节，在语义分割时可以提高分割的精度和效率；但在应用于路面状态识别任务时存在两点限制：（1）Xception 的

参数量、计算开销较大，不便于在嵌入式设备、现场移动终端等资源受限场景中实时部署；（2）传统的主干网络对通道间特征响应权重的关注较弱，不能突出对路面材质、覆盖物种类判别关键的特征通道[14]。这两点影响模型在遮挡、阴影或不同材质混杂等复杂背景下的识别鲁棒性。

为了解决上述问题，在本文中将主干网络替换为 MobileNetV2，并且在特征提取过程中融入 ECA-Net 注意力机制。MobileNetV2 是一种轻量级卷积神经网络，网络结构如图 4 所示，其采用倒置残差结构与深度可分离卷积。传统残差结构用输入和输出相加的方式跳跃连接，倒置残差结构先对输入维度扩展，再进行深度可分离卷积，最后把结果压缩回初始维度，这个结构降低了模型的参数量和运算复杂度，其识别精度、运行效率和部署属性已经在语义分割任务中被证明。

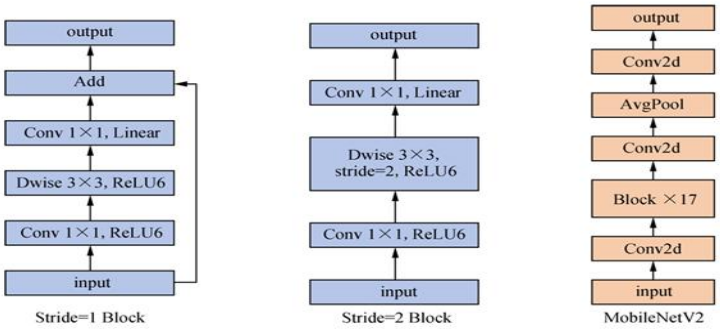


图 4　MobileNetV2 网络结构

在分割任务中，DeepLabV3+ 模型不善于应对边缘模糊、形状多变等特征，本文引入了注意力机制来加强模型对关键信息的关注能力。注意力机制可以让模型自动给输入中“最相关”的部分赋予更高的权重，从而聚焦于重要信息，提高决策能力。

ECA（Efficient Channel Attention） 在设计上摒弃了 SE 模块中用全连接层建模通道关系的方式，采用了一种更轻量的方法：在相邻的通道之间用一维卷积建立信息交互。剔除了升降维操作，使参数量大幅度减少，模块也更加简单[15]。ECA 的通道权重生成过程由全局平均池化、一维卷积、非线性激活组成，通过这些步骤可以自适应地学习出各个通道的重要性系数，这些系数以逐通道加权的方式作用于原特征图上，达到强化关键特征、抑制无关或者次要特征的目的；实现了在通道维度上捕捉跨通道的局部交互关系，只用少量额外参数和计算代价就大幅提高了网络的特征表达能力。具体的结构如图 5 所示。

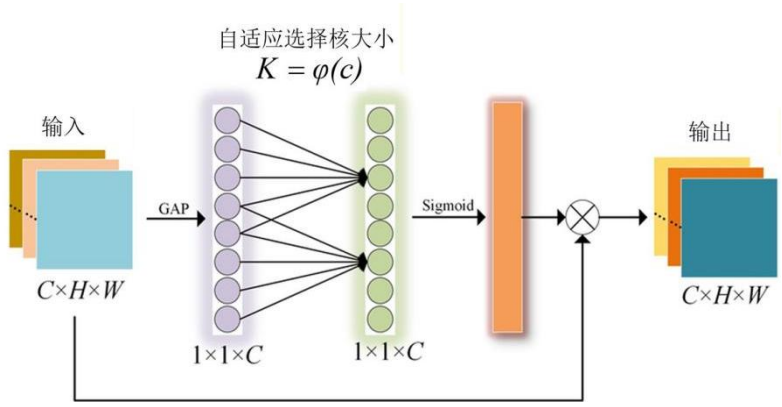


图 5　ECA 注意力结构图

考虑到车载感知系统平台算力有限，为了保证模型的表现同时降低计算消耗，本文采用 ECA 注意力机制，减少模型参数的数量，降低运算的复杂度，适用于对资源敏感的嵌入式设备，用较小的额外开销完成通道权重的自适应学习，突出关键特征、抑制冗余信息，是受限计算环境下提高特征表达能力的更高效的方法。

2.2 语义分割数据集处理

为了实现对路面状况的准确识别，本文将泥土、沙地、碎石、混凝土、沥青等路面材质和积雪、积水、冰层等覆盖物两种属性进行联合识别。为此我们使用了两个公开的数据集，即 RUGD 和 ACDC。RUGD 提供了丰富的非结构化地面材质标注，有利于路面材质分类任务。ACDC 包含恶劣天气条件下语义分割的标注，可以用来识别覆盖物对路面状态的影响。

RUGD 数据集源于小型移动机器人装载摄像机记录的连续视频片段。其设计初衷是补充传统 Urban City 自动驾驶数据集中比较依赖结构化线索的不足，提供更加贴近真实自然场景的地面环境信息。由于采集平台体积小、机动性强，可以在复杂且杂乱的户外地区行驶，因此可以获得更多的非结构化地形的图像。数据集以 5 帧为一个固定的间隔给视频序列提供像素级的标注，标注体系支持地表材质、地形的细粒度识别，可以用于路径规划、障碍物检测和环境理解等任务[16]。

ACDC 数据集由 ETH Zürich 等研究团队提出，用于研究驾驶场景下视觉感知模型在恶劣天气与光照条件下的鲁棒性[17]。包含雨雪雾等典型的恶劣视觉环境，每幅恶劣条件下拍摄的图像附有对应的像素级语义标注，以及接近视角、正常天气/良好光照条件下拍摄的同一场景图像，数据集里同时包含二值掩码，用以区分图像中语义清晰区域和不确定区域。

首先，我们对两个数据集中的标注分别进行类别重映射，限定路面材质类别以及覆盖物类别。其次，为减弱两个数据集在视觉风格上的差异，我们对 ACDC 图像进行了 RGB 色彩标准化处理，使其在色彩特征上与 RUGD 统一风格，统一图像尺寸为 688×550。数据集中的主要语义类别如表 2 所示。

表 2　数据集中的语义类别

实体类别	标签值	标签颜色	颜色像素值
无标签(void)	0		(0 0 0)
泥土(dirt)	1		(108 64 20)
沙地(sand)	2		(255 229 204)
沥青(asphalt)	3		(64 64 64)
碎石(gravel)	4		(255 128 0)
混凝土(concrete)	5		(101 101 11)
水(water)	6		(0 128 255)
冰(ice)	7		(102 255 255)
雪(snow)	8		(153 204 255)
潮湿(wet)	9		(204 153 255)
未知覆盖物(mulch)	10		(153 76 0)
天空(sky)	11		(0 0 255)
植被(vegetation)	12		(0 255 0)

为确保模型在多场景、多气候下具备良好的泛化能力，本研究对前述融合后的图像数据进行了联合训练数据集的构建，数据集包含 2006 张尺寸为 688×550 的图像。训练集、验证集和测试集划分比例为 70%、20%、10%，对各部分数据的类别分布进行了检查，以确保不同路面类型在各数据子集中均具有代表性。





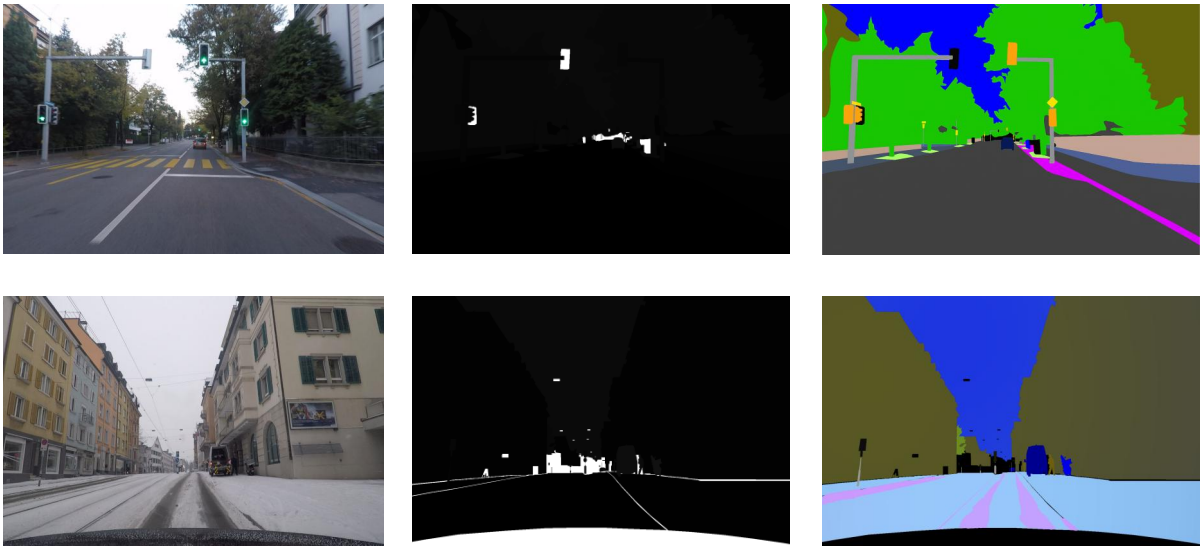


图 6　数据集示例（从左到右：原图、训练标签、可视化标签）

2.3 基于 Deeplabv3+的路面分割

本实验在 Linux 操作系统下采用深度学习框架 Pytorch1.13 完成，模型训练需要的超参数设置如表 3 所示。

表 3　模型训练超参数设置

超参数	值
初始学习率	0.005
学习率调整策略	Poly
权重衰减(weight decay)	1e-4
批大小(batch size)	8
迭代次数(iteration)	30k

在相同的参数和环境配置下，将 DeepLabV3+（Xception）算法以及引入了 ECA 注意力机制的 Deeplabv3+（MobileNetV2）算法分别进行训练，模型评估以损失函数（Loss）、平均交并比（MIoU）、准确率（Accuracy）、多类别平均精度（mPA）作为指标，进一步分析不同算法的识别性能差异，如表 4 所示。

表 4　算法结构比较

	主干网络	注意力机制
对比算法	Xception	无
本文算法	MobileNetV2	ECA

（1）在机器学习和深度学习中，损失函数的设计对模型的训练效果和优化过程至关重要，不同的任务和模型通常会使用不同类型的损失函数。Cross Entropy Loss 是一种用于深度学习中目标检测任务的损失函数，它是针对不平衡数据分布和困难样本训练的一种改进版本的交叉熵损失函数。其核心思想是在训练过程中只选择那些具有较高损失值的困难样本进行梯度更新，从而更加关注难以分类的样本，有助于网络更好地适应这些样本，提高模型的性能。其表达式如下式：

$$Loss=-\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\begin{cases} log(p_{target}), y_{target}=1 \\ log(1-p_{target}), y_{target}=0 \\ 0, 其它 \end{cases} \quad (2)$$

其中，N是 Batch 中样本的数量，p_{target}是模型预测目标类的概率，y_{target}是真实 标签，1 表示目标类，0 表示背景类，损失计算根据标签的情况进行不同的处理。

（2）MioU 是将预测结果与真实标签之间的交集与并集做比较，对所有类别的比值求和，并取平均值，具体公式如下所示：

$$MIoU = \frac{1}{a}\sum_{i=0}^{a}\frac{b_{ii}}{\sum_{j=0}^{a}b_{ij} + \sum_{j=0}^{a}b_{ij} - b_{ii}} \tag{3}$$

（3）Accuracy 是分类任务中最常用的性能指标之一，用于衡量模型整体预测的正确程度：

$$Accuracy = \frac{N_{\text{correct}}}{N_{\text{total}}} \tag{4}$$

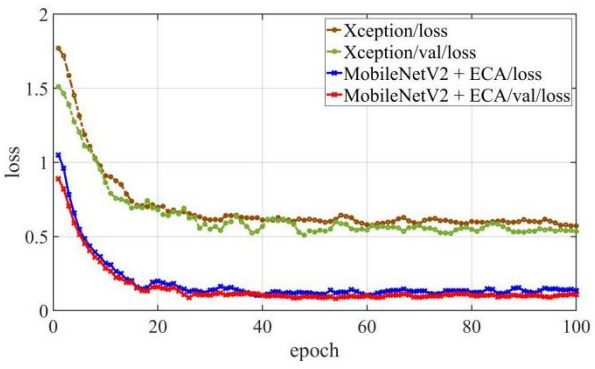
其中，N_{correct}表示预测正确的样本数量，N_{total}表示全部测试样本数量。

（4）平均精度表示在不同召回率下精确率的平均值，实际上是 PR 曲线（精确率-召回率曲线）与坐标轴所围成的面积。而 mPA 是所有类别的平均精度值的平均值，mAP 越高，说明模型在多类别检测任务中的整体性能和检测能力越强，能够更好地处理不同类别的目标。具体公式如下：

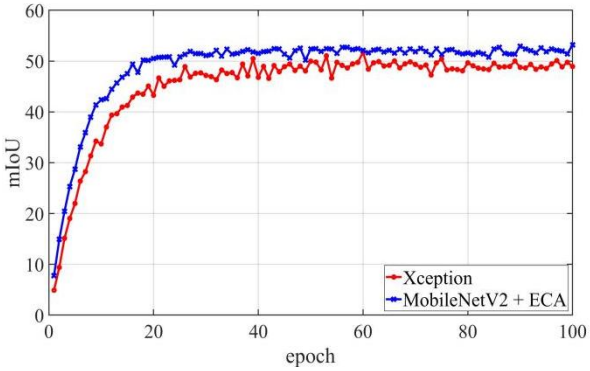
$$mAP = \frac{\sum AP}{N} = \frac{\sum\int_0^1 P(R)dR}{N} \tag{5}$$

两种算法在数据集上训练得到的指标对比曲线如图 7 所示，从损失函数曲线可以看出，本研究提出的改进型 DeeplabV3+（MobileNetV2+ECA）在训练过程中收敛速度更快、稳定性更好，改进模型的训练损失和验证损失分别稳定在 0.12 和 0.16，高于传统 DeeplabV3+（Xception） 模型的 0.6 和 0.55，说明改进后的 DeeplabV3+ 模型过拟合现象更小，泛化能力更强。验证了 MobileNetV2 的轻量化结构和 ECA 注意力机制有效减少冗余参数，增强了关键语义通道的表达，使得模型在保持较低复杂度的同时，具有更好的特征提取能力。

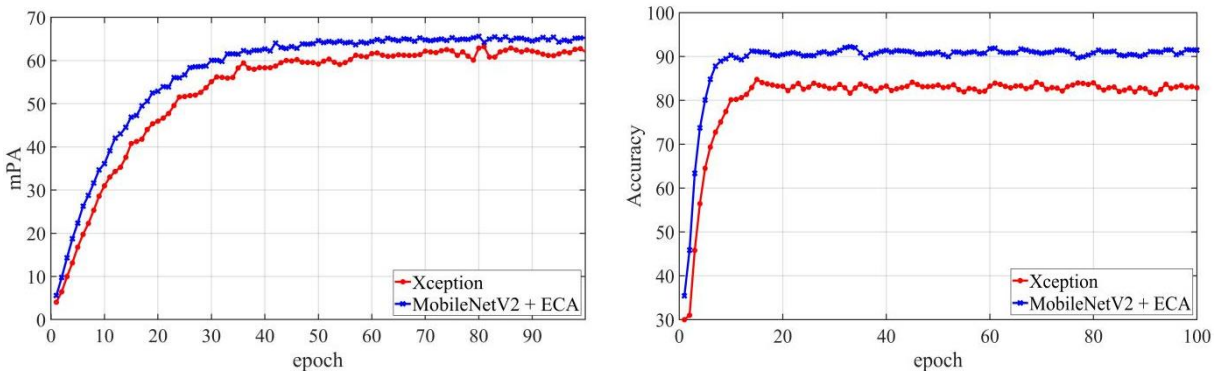
在主要评价指标中，本文使用的方法 mIoU 稳定在 53%，略高于传统的 DeeplabV3+，并且改进模型曲线更加平滑，预测结果更加稳定。多类别平均精度上改进模型稳定在 63%，高于原始模型的 60%，说明加入 ECA 之后模型对于小比例类别以及边界区域的像素分类能力更强。在准确率指标方面，本文所用的方法最终达到了约 91%，比原来的模型 80% 提高了 11%，说明模型整体分类性能得到了很大的提高。综合而言，MobileNetV2 主干网络的轻量化优势加上 ECA 注意力机制有效的特征增强，使改进的 DeeplabV3+ 在路面状态语义分割任务上准确度更高，预测表现更加稳定。



（a）损失函数（loss）



（b）平均交并比（miou）



（c）像素精度（mpa）　　（d）准确率（Accuracy）

图 7　指标对比曲线

3 基于随机森林的路面附着系数映射

3.1 随机森林数据集构建

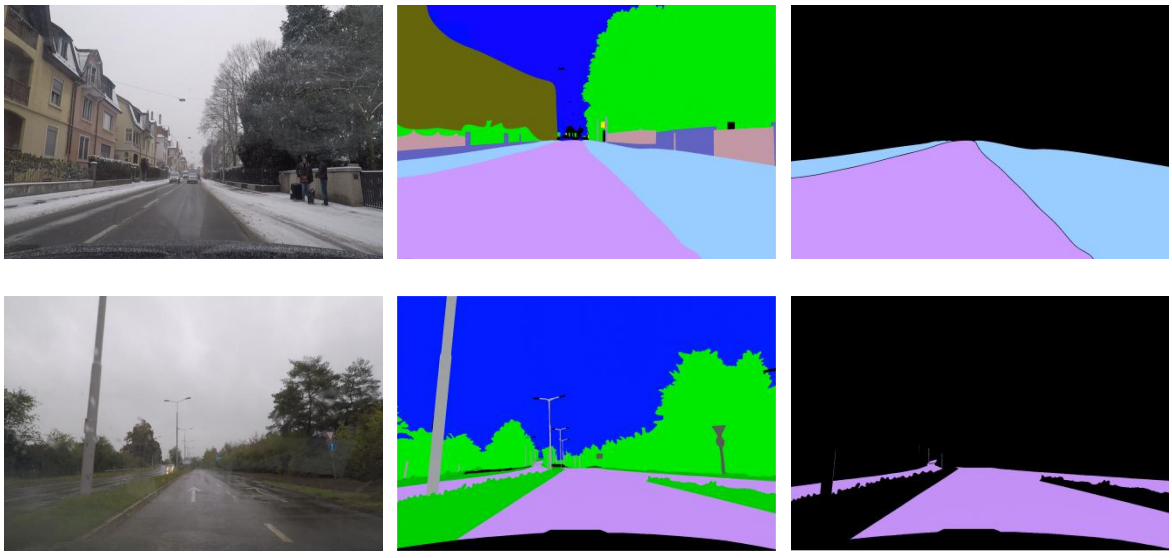
车辆前向摄像头采集到的路面图像首先通过语义分割网络处理，将图片区域划分为若干类别，分割结果以不同的 RGB 颜色编码进行像素级可视化。经过语义分割后，图像中的每一个路面像素均具有：

$$(\boldsymbol{I}(i,j),\boldsymbol{RGB}(i,j),\boldsymbol{c}(i,j)) \tag{6}$$

其中 $c(i,j)$ 为语义类别标签。

虽然能够将不同路面状态以像素级颜色以及类别标签加以区分，但这些结果并不能直接给车辆动力学控制提供可用信息。因此有必要将分割结果转化为有物理意义的参数，即路面附着系数。传统做法一般用查表的方法，把路面类型和附着特性简单对应，这种方法只能够离线输出，缺少原理解释。本文提出一种基于随机森林（Random Forest）的路面附着系数映射方法，通过建立像素级路面样本集，训练回归模型，实现从语义分割到附着系数的精细化预测。

首先，通过对原始 RGB 图像进行路面区域提取，该步骤能够有效剔除天空、建筑物、车辆、行人等非路面区域，确保采样仅来自可行驶道路表面。为避免由于边缘或遥远区域造成特征不稳定，本研究进一步对分割结果进行形态学筛选，仅保留分割概率高、几何形状完整的连续路面区域，从而为后续视觉采样提供稳定输入。部分结果如图 8 所示。



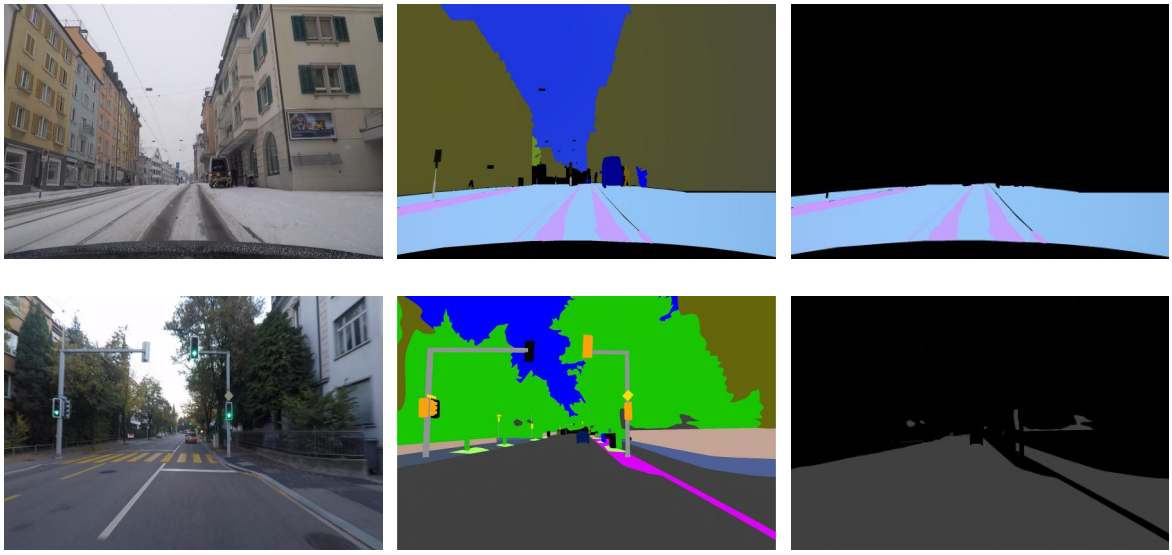


图 8　路面区域提取

在路面区域内部进行局部采样可以明显降低数据的相关性，更好的描述路面材质的纹理分布和颜色统计。因此对每一帧图像进行分割，在每一张图像里将路面划分为大小相同的 64×64 像素块，从中选出有效样本。对每一个样本提取 RGB 和 HSV 通道的统计特征，包括通道均值、标准差、亮度分布、颜色直方图，从而得到固定维度的视觉特征向量，用来反映路面状态的颜色属性。

为了使随机森林模型可以学习视觉特征和附着系数之间的映射关系，需要赋予每一个视觉样本附着系数标签。本研究参考车辆动力学相关文献、ISO 标准和典型路面实验数据，根据结构化道路和非结构化道路的摩擦特性建立附着系数对照表，如表 5 所示。根据语义分割得到的路面类别信息，为每一个样本赋予经验附着系数，从而得到视觉特征和附着估计的训练样本对。经过大量的图像处理和经验标注，建立了覆盖多种不同路面材质、颜色表现和光照条件的视觉-附着系数基础数据库。该数据集作为随机森林模型初始训练样本，为后面用随机森林模型学习附着系数和预测打下了基础。

表 5　路面附着系数对照表

路面类型	附着系数范围（μ）
混凝土	0.80-0.95
沥青	0.70-0.90
泥土地	0.5-0.75
碎石地	0.45-0.65
沙地	0.30-0.50
湿滑路面	0.25-0.45
积雪路面	0.10-0.30
结冰路面	0.05-0.15

3.2 随机森林网络模型构建

随机森林的基本学习单元是决策树。决策树是依靠特征划分的层级结构模型，不断对数据进行递归划分，把样本集合分成越来越小的子集，直到达到设定的树深度或者节点最小样本数为止。在树结构中，每一个内部节点表示一个特征判断规则，节点向下延伸的分支对应不同的判断结果，最后叶子节点给出模型输出，具有结构直观、推理过程可解释性强等优点[18]。

随机森林结构如图 9 所示，由多个并行的决策树构成[19]。图中顶层的根节点代表整体数据集，并以某一特征的判定作为分裂依据；其下的内部节点继续依据不同特征进行划分，形成不同路径。对于任意输入样本，每棵树都会沿着自身的分裂路径产生唯一输出，最终通过所有树的集成结果形成模型预测。

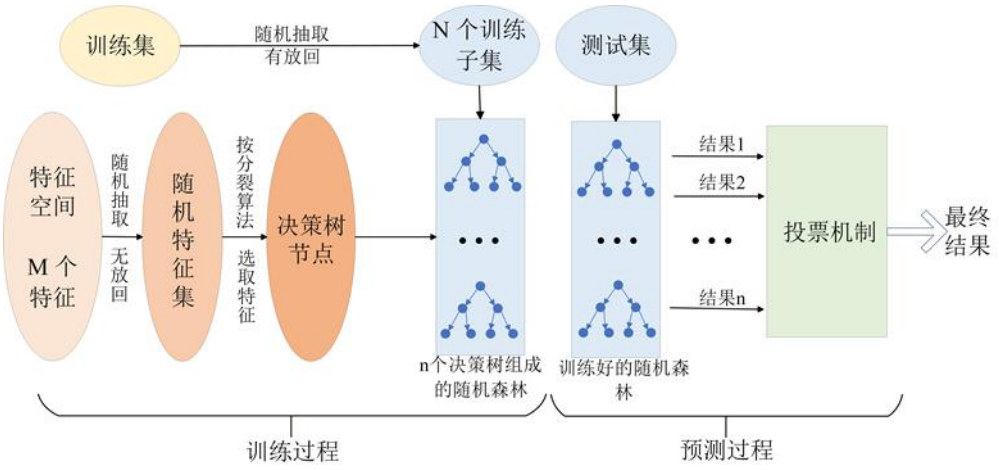


图 9　随机森林结构示意图

在本研究中，为探究语义分割后的 RGB 图片与路面附着系数之间映射关系，采用随机森林回归模型（Random Forest Regressor）作为学习方法。该模型充分利用多树集成带来的非线性拟合能力与抗噪特性，能够更准确地预测不同路面像素的附着系数值。

在语义分割模型输出的结果基础上，对每个像素区域提取其对应的 RGB 数值，并记录其所属路面类别。根据附着系数对照表，为每个像素区域分配真实或拟合的附着系数 μ。每个像素样本构建为如下形式的输入向量：

$$x_i = [R_i, G_i, B_i, C_i] \tag{7}$$

其中，R_i, G_i, B_i为像素 RGB 值，C_i表示路面类别编码，回归目标是对应的附着系数 μ_i。在该阶段同时进行数据清洗，包括异常像素剔除、不同类别样本的均衡化处理，以保证训练数据质量。

训练集与验证集的划分比例为 7:3。训练集用于建立随机森林模型，验证集用于评估模型泛化能力并辅助调节超参数，避免模型过拟合。在 python 中构建 .csv 文件，如图 10 所示，在调用数据集时，将该 .csv 文件中的每一行与局部采样文件中的图片一一对应，开展随机森林模型的训练与验证。

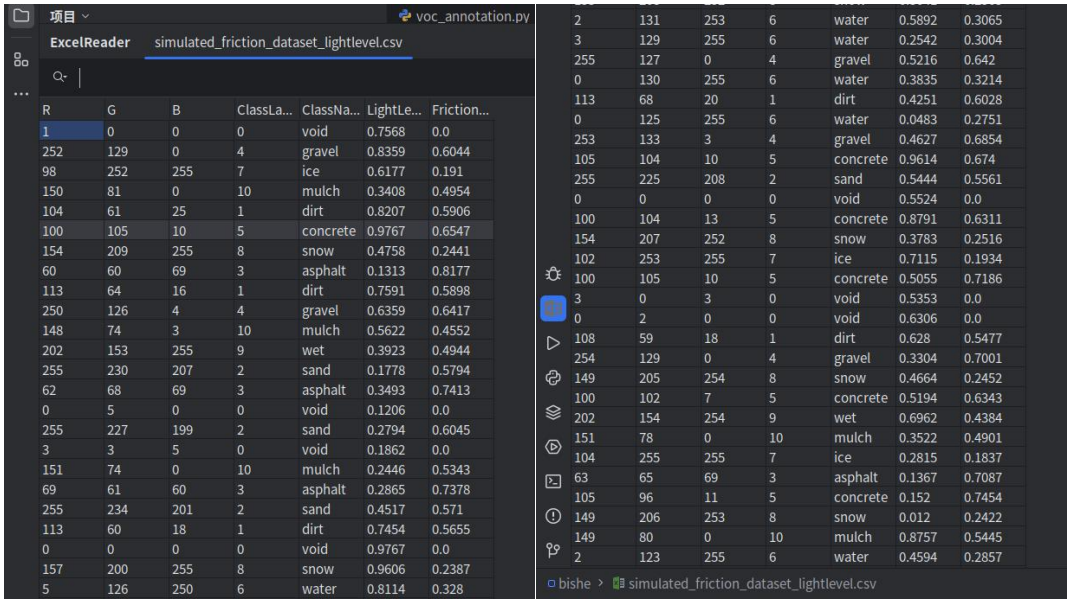


图 10　python 中的随机森林数据集

在训练随机森林模型之前，需要对模型的基础参数进行初始化，基础参数的设置直接影响到模

型的复杂度和泛化能力，更多的树数量可以提高预测的稳定性，合理的树深度可以有效抑制过拟合。超参数的设置一般在验证集上调试，找到最佳组合。随机森林模型中每一棵决策树用 Bootstrap 有放回采样得到训练子集，使得每棵树的训练数据不同，增加了模型的多样性。另外，每次节点分裂时，模型只从特征集中随机选择一部分特征来划分，而不是使用全部特征。回归任务的节点划分一般用最小化均方误差作为准则。树结构是通过递归划分来构建的，直到满足预设的停止条件为止。该种训练方式可以使得每棵树学会不同的特征间的映射模式。本文中采用的随机森林回归参数如表 6 所示。

表 6 随机森林回归参数表

参数	取值
树的数量（n estimators）	300
最大深度（max depth）	18
节点最小样本数（min samples split）	10
节点最小样本数（min samples leaf）	5
特征子集大小（max features）	2
采样方式	Bootstrap 采样
固定随机种子（random state）	42

预测时输入的像素特征被同时输入随机森林中所有的决策树上，每一棵决策树都会给出一个附着力预测值，对所有树的结果取平均值得到最终输出，有效地减小了单棵树的偏差。采用该种集成策略，随机森林可以得到更加稳定的预测效果，从而降低由于某一个样本或者噪声的影响而产生的风险。

3.3 附着系数映射测试验证

为了确保模型具有良好的泛化能力，需要使用验证集对训练好的模型进行性能评估，本研究采用了 MAE、RMSE 作为主要的定量指标。分别从不同角度衡量预测精度、模型稳定性与泛化能力。根据评估结果，采用随机搜索对树的数量、最大深度、特征比例等超参数进行调节，以优化模型性能。

（1）平均绝对误差 MAE

$$MAE = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}|\hat{\mu}_i - \mu_i| \tag{8}$$

MAE 反映预测值与真实附着系数之间的绝对偏差，易于解释，受异常值影响较小，适合描述整体预测精度。特别是在附着系数估计任务中，MAE 能直观反映低附、湿滑、冰雪等工况下预测偏差的绝对水平，是衡量模型实用性的主要指标之一。

（2）均方根误差 RMSE

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(\hat{\mu}_i - \mu_i)^2} \tag{9}$$

RMSE 对大误差更敏感，因此更适合反映附着突变、雨天积水或紧急操纵等高风险工况下的误差峰值表现。若模型在附着急剧下降时误差过大，RMSE 会显著上升，从而用于评估模型在安全关键场景下的可靠性。

单纯依靠整体误差指标不能反映出模型在不同附着水平下的性能差异，路面附着系数具有明显的工况依赖性，模型在不同区间的难度本质是不同的。因此本文进一步建立误差指标随附着系数变化曲线，把附着系数分为五个区间分别统计预测误差，揭示模型在不同路况下鲁棒性、适应性。

指标变化如表 7 所示，根据不同附着系数区间的统计结果可以看出，模型在全区间内均保持较低的估计误差。在低附着区间 *[0,0.2]*内，MAE 为 0.0713，RMSE 为 0.0856，略高于其他区间；随着附着系数的增加，误差逐渐减小，在中等附着区间 *[0.4,0.6]*内 MAE 降至 0.0540、RMSE 降至

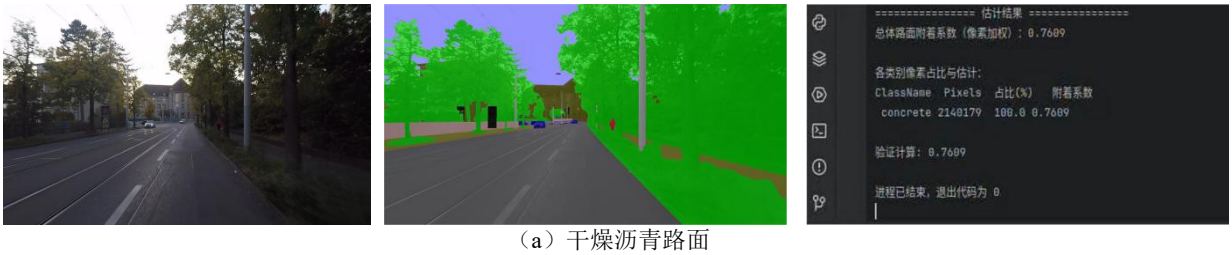
0.0632，而在高附着区间*[0.8,1.0]*内 MAE 和 RMSE 进一步降低至 0.0448 和 0.0491。

表 7　不同附着区间的评价指标

附着区间	0-0.2	0.2-0.4	0.4-0.6	0.6-0.8	0.8-1.0
MAE	0.0713	0.0631	0.0540	0.0502	0.0448
RMSE	0.0856	0.0757	0.0632	0.0595	0.0491

造成低附着区间误差较大的主要原因在于低附着工况在数据集中出现的频次较少，样本量比较小，造成模型在该区间的训练覆盖率不高；低附着路面受到水膜、冰雪等影响较大，样本间的差异性大，分布更加离散，视觉特征与附着系数的对应关系更加复杂，加大了估计的难度。从整体上看，模型在中高附着区间的稳定性好、误差小，在低附着区间还有一定的提升空间。

在完成训练和验证后，最终的随机森林模型被固定下来，用于对图像进行附着系数预测。首先对语义分割的每个像素提取 RGB 和类别信息，然后将其输入训练好的随机森林模型，得到对应的附着系数。在数据集中选取不同状态下的路面图片进行验证，如图 11 所示。



（a）干燥沥青路面



（b）湿滑路面



（c）积雪路面

图 11　从左到右：原图、语义分割结果、路面附着系数估计结果

图 11（a）为干燥沥青路面，包含车行道、轨道、路缘石、植被、天空等众多语义元素，场景复杂度较高，用改进的 DeeplabV3+（MobileNetV2+ECA）模型进行语义分割，从图中可以看出道路区域被准确地识别为沥青类别，植被、建筑物、天空等类别也得到了比较清晰的分割，说明模型在该场景下具有较好的像素级分类能力。将语义分割的结果进行路面区域提取后，输入到随机森林回归模型中进行附着系数估计，第三张图是程序运行输出，根据构建的 RGB、路面类型、附着系数映射模型计算出了该图像对应的路面附着系数。根据随机森林的预测结果可知，该场景的沥青路面附着系数为 0.7609，该数值处于典型的干燥沥青路面附着系数范围（0.70-0.90）内，说明模型的估计结果与实际道路条件相符。

图 11（b）是雨天湿滑道路场景，通过语义分割模型，道路区域被识别为湿滑路面，分割结果清晰地保留了湿滑区域的边界，根据随机森林回归模型的统计结果，预测附着系数为 0.3944，符合湿地典型摩擦系数范围（0.25-0.45）。

图 11（c）是积雪道路场景，车行道边缘和路肩区域存在大量积雪，而道路中心位置由于车辆通

行形成了相对较为湿滑但无厚积雪的车辙，整体附着条件较差。语义分割网络划分了湿滑路面与积雪区域，随机森林回归器根据像素映射预测附着系数为 0.3198，接近积雪路面附着系数典型区间（0.1–0.3），反映当前路面以低附着雪面为主、部分裸露沥青相对复杂的混合状态。

4 总结

本文开展基于视觉的路面状态识别估计方法系统研究，建立了一条完整的视觉感知到物理特性推断的链路。

第一阶段，在 DeepLabv3+ 的整体框架下，对主干网络做了轻量化处理，用 MobileNetV2 代替原来的 Xception 结构，降低模型的计算量，加入 ECA 通道注意力机制加强特征表达，使模型在保持较高实时性的同时，能够更好地区分路面、积雪、湿滑区域等细粒度类别；通过数据处理，建立包含不同路面材质和路面附着物信息的数据集，两者结合有效地提高了模型对不同环境条件的适应性，缓解了单一数据集导致的过拟合问题；根据以上数据验证改进的 DeepLabv3+ 模型在损失函数、mIoU、mPA、Accuracy 等指标上均优于原始模型，说明轻量化和注意力机制的加入有效地提高了模型的语义理解能力。

第二阶段，面向附着系数预测任务，对分割结果进行路面提取，得到 RGB 特征，结合路面类别标签和结构化、非结构化道路的摩擦特性来建立附着系数对照表，形成 RGB、路面类型、附着系数组成的监督式回归数据集；用随机森林回归模型学习像素特征和路面摩擦系数之间的非线性关系，用多棵决策树的集成提高了预测的稳健性、泛化能力。经过干燥、湿滑、积雪等典型路面场景的实验验证，所提出的方法可以准确识别路面状态并合理估计出对应的附着力系数，具有较好的准确性和鲁棒性。综上所述，本文完成了从数据构建、模型改进、附着系数估计的完整技术流程，实现了复杂道路场景下路面状态识别和附着特性感知。

尽管本文的研究方案已在多场景仿真中取得良好效果，但仍有视觉数据集规模与低附着样本不足的局限。虽然通过两轮弱标注实现了数据扩充，但低附着工况的数据仍然有限，未来可结合实车采集、合成数据生成等方式构建更具多样性的附着数据库，以提升模型泛化能力。

参考文献(References)：

[1] Sun X, Wu P, Cai Y, et al. Piecewise affine modeling and hybrid optimal control of intelligent vehicle longitudinal dynamics for velocity regulation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 162: 108089.

[2] 朱冰, 贾士政, 赵健, 等. 自动驾驶车辆决策与规划研究综述[J]. 中国公路学报, 2024, 37(1): 215-240.

[3] 张雷, 关可人, 丁晓林, 等. 基于图像识别与动力学融合的路面附着系数估计方法[J]. 汽车工程, 2023, 45(7): 1222-1234+1262.

[4] Li X, Ren M. Road adhesion coefficient estimation: Physics-informed deep learning method with vehicle dynamics model[J]. Expert Systems with Applications, 2025, 260: 125387.

[5] Feng S, Li X, Zhang S, Jian Z, Duan H, Wang Z. A review: state estimation based on hybrid models of Kalman filter and neural network[J]. Systems Science & Control Engineering, 2023, 11(1): 2173682.

[6] Yu M, Xu X, Wu C, Li S, Li M, Chen H. Research on the prediction model of the friction coefficient of asphalt pavement based on tire-pavement coupling[J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2021, 2021: 6650525.

[7] Zhu Y, Zhang T, Wang A, Huang J, Wu X. Identification of the tire model and road adhesion coefficient based on vehicle dynamic response data and the BP neural network algorithm[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2023, 237(12): 2721-2740.

[8] Xu Y, Xu Z, Ye J, Zhang Z. Estimation of road friction coefficient based on WOA-BP neural network[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024.

[9] 王雨嫣, 廖柏林, 彭晨, 等. 递归神经网络研究综述[J]. 吉首大学学报(自然科学版), 2021, 42(1): 41-48.

[10] 王骏骋, 王法慧. 基于变权重 PSO-Elman 神经网络的路面附着系数估计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2024, 58(3):

622-634.

[11] Li C, Liu P, Xie Z, Li Z, Huan H. Road adhesion coefficient estimation based on vehicle-road coordination and deep learning[J]. Journal of Advanced Transportation, 2023, 2023: 3633058.

[12] Almotiri S H, Elleithy K M, Elleithy A. Efficient CNN-based road surface classification under varying illumination conditions[J]. IEEE Access, 2024, 12: 45321–45334.

[13] Peng H, Xiang S, Chen M, Li H. DCN-Deeplabv3+: A Novel Road Segmentation Algorithm Based on Improved Deeplabv3+[J]. IEEE Access, 2024: 87397-87406.

[14] Lourenço M, Estima D, Oliveira H, et al. Automatic rural road centerline detection and extraction from aerial images for a forest fire decision support system[J]. Remote Sensing, 2023, 15(1): 271.

[15] Xu W, Wan Y, Zhao. SFA: Efficient Attention Mechanism for Superior CNN Performance[J]. Neural Processing Letters, 2025, 57.2: 38.

[16] Cao Y, Zhang H, Lu X, Xiao Z, Yang K and Wang Y. Towards Source-Free Domain Adaptive Semantic Segmentation Via Importance-Aware and Prototype-Contrast Learning[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2024: 11-23.

[17] Sakaridis C, Dai D, Van Gool L. ACDC: The Adverse Conditions Dataset with Correspondences for Semantic Driving Scene Understanding[J]. International Journal of Computer Vision, 2023, 131(4): 933–957.

[18] Rischioni L G, Babu A, Baumgartner S V, Krieger G. Machine learning approaches for road condition monitoring using synthetic aperture radar[J]. IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing, 2023, 16: 3070–3082.

[19] Chen J, Wang X, Lei F. Data-driven multinomial random forest: a new random forest variant with strong consistency[J]. Journal of Big Data, 2024, 11: 34.

面向越野工况的车辆角模块关键设计参数灵敏度分析

李应乾，李慎喆，尹奥，严永俊，王洪亮，皮大伟

摘　要：为解决现有越野车辆角模块设计方法中存在的参数选择依赖人工经验、迭代周期长、设计效率低等问题，本文提出了面向越野工况的角模块关键设计参数灵敏度分析方法，将角模块设计的目标从依赖人工经验的可接受方案提升为具备高可靠度的全局最优解。设计了基于参数化建模的批量时域仿真方案，结合标准化灵敏度系数分析对各参数的影响程度进行量化与排序，为后续构型优化给出合理建议。最终，实现了越野车辆角模块构型的参数量化设计。研究结果表明，所提出的数字化设计方法可减少传统人工选参过程中的重复建模和无效试算，为角模块构型快速迭代设计提供定量依据。

关键词：越野车辆角模块；构型设计；参数化建模；灵敏度分析

中图分类号：U463

1 前言

底盘是越野车辆用于支撑车身并实现行驶、转向、制动与动力传递等运动功能的基础承载与执行总成[1]。传统底盘通常采用阿克曼转向几何机构和机械式传动系统[2]，在常规城市道路下具有良好的行驶稳定性[3]。然而，越野环境通常为砂石、坑洼、坡坎等非铺装地面，对车辆的机动性、灵活性及作业效率具备更高的要求[4]。传统底盘的非完整约束特性[5]导致车辆在通过狭窄野外道路时面临转弯半径过大、横向移动能力缺失等问题[6]，难以满足越野工况对高机动性与灵活性的需求[7]。为突破上述瓶颈，底盘技术由单机械回路向着机电一体化、控制集成化方向[8]衍进，将电驱动[9]、线控制动[10]、线控转向[11]、主动悬架[12]集成于一体的角模块构型车辆[13]应运而生，目前已成为车辆行业发展的前沿方向。

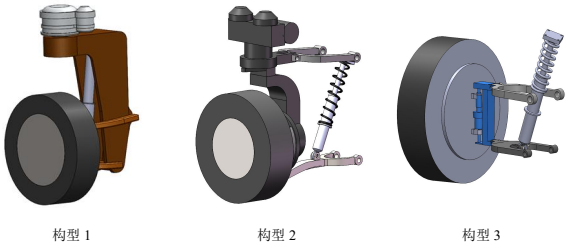


图 1　主流角模块构型

角模块是制约角模块构型车辆耐久里程的主要因素。如图 1 所示，第一类构型[14]将悬架系回路与车身断开，令其完全依附于转向系，形成串联拓扑，可以使角模块实现全周转动。第二类构型[15]将转向自由度直接串入原有悬架的拓扑回路内，通过转向电机直接驱动控制，结构更紧凑。第三类构型[16]把转向功能封装为一个独立回转界面，令悬架导向机构负责车轮的垂向运动与姿态约束，而转向电机直接驱动轮端回转副，可以使角模块转向角不再依赖悬架的几何瞬心变化生成，减弱悬架跳动对转向副的被动带动。以上构型均在不同程度上提升了角模块构型车辆的运动学自由度[17][18]，但其更适用于路面较平整、附着条件相对稳定的城市工况[19]，难以满足路面起伏大、冲击载荷强、附着条件变化剧烈的越野工况实际需求[20]，使用寿命有限，严重阻碍了角模块构型越野车辆的工业化进程[21]。

为了满足恶劣越野工况的复杂需求，需要更精准的配比角模块构型关键结构参数[22][23]。传统依赖人工的参数选择方法不但难以平衡高机动性、结构强度与环境适应性等多重目标[24]，导致性能校核、评价的难度显著增加[25]，而且存在严重的效率问题。对参数进行灵敏度分析可以将关键设计

参数对角模块构型性能的影响量化，有效缓解角模块设计过程中存在的环节割裂与协同效率低等问题，使研发流程更加紧凑，快速优化设计[26]。Zheng 等人[27]对发动机活塞的关键几何参数进行了灵敏度分析，通过确定不同尺寸参数对性能指标的影响程度，有效提高了发动机活塞的设计效率。Ma 等人[28]构建了转向节的综合灵敏度分析模型，在保持静强度和疲劳可靠度不变的前提下降低了转向节质量。Kim 等人[29]通过有限元仿真分析悬架结构参数对道路噪音的灵敏度，识别出对目标频段影响最显著的设计因素，为后续道路噪音改善提供了可靠的工具。Zhu 等人[30]提出了基于 Sobol 的航空发动机滑油箱安装底座灵敏度分析方法，将机械设计的目标从依赖人工经验的可接受方案提升为具备高可靠度的全局最优解。上述研究表明，结构参数灵敏度分析能够显著提高设计效率。然而，现有结构参数灵敏度分析方法多面向特定零件或工艺环节，难以直接迁移至角模块设计中。因此，亟需提出一种适用于越野车辆的结构参数灵敏度分析方法。

我们提出了面向越野车辆角模块构型的结构参数灵敏度分析方法，能够解决传统设计中存在的设计效率低、迭代速度慢和缺乏全局最优性等问题。本文主要创新点如下：

（1）提出面向恶劣越野工况的角模块构型结构参数灵敏度分析方法。建立关键结构参数与评价指标之间的映射关系，揭示不同参数灵敏度的工况依赖性及变化规律，为面向特定越野任务的参数配置与性能权衡提供依据。

（2）设计了基于参数化建模的角模块动态性能批量仿真机制。依托角模块模型库和多体动力学虚拟试验模型，开展多车速、多参数组合下的批量时域仿真，减少传统人工选参过程中的重复建模，提高角模块关键参数筛选效率。

（3）制定了灵敏度驱动的角模块参数分层迭代策略。依据不同设计参数对目标性能的影响程度，将设计变量划分为优先调整参数、协同匹配参数和低敏感微调参数，明确不同越野目标下的参数调整顺序，加快角模块参数匹配、性能校核和构型迭代过程。

2 批量时域仿真

本章围绕越野车辆角模块灵敏度分析的数据获取需求，提出了批量时域仿真方法，将参数化建模、批量动力学仿真和时域数据处理等方法相结合，形成了设计参数、仿真工况与性能响应相对应的批量仿真数据库，为后续关键设计参数的灵敏度计算、影响程度排序及角模块构型优化提供数据基础。

2.1 参数化建模

为提升设计效率，采用参数化零件建模方法。角模块参数化设计主要分为参数化解构和参数化建模两个部分，其设计过程以“模型分析—模板构建—约束关联—交互驱动”为主线，通过输入重要结构参数生成零件模型，此外，该模块可以在线修改角模块零件与装配体的参数并自动重建，从而实现角模块构型的快速迭代。

角模块的参数解构需要对零件模型进行结构组成与尺寸关系的系统分析，明确零件的选取范围以及零件之间的装配关系后，角模块装配体可被归纳为装配关系+装配参数的组合，通过将零件参数与装配体参数进行统一映射与联动建立角模块构型设计模板，分析约束关系设计装配层的关联规则建立尺寸关系网络，引入适当的间隙与避让参数，以统一基准约束关键位置关系，复杂零件的形状被表达转化为由少量主控参数驱动的特征组合，从而建立“参数集—特征树—实体模型”的稳定映射关系。

参数化建模是角模块零部件快速复用与数字化校核的重要支撑。构建参数、规则与模型之间的动态联动机制后，根据后续灵敏度分析的要求，修改关键设计参数，可以快速生成符合性能要求的模型，实现了从参数修改到模型实例生成的全自动化建模闭环。

2.2 越野工况

为实现可靠的动力学校核，通过实车数据采集与虚拟场景模拟相结合的方法，在 RecurDyn 多体动力学软件中搭建动态仿真环境。

砂石路面是角模块构型越野车辆平顺性试验的优选路面。如图 2 所示，本文采集了某试验场跑

道中多种砂石路面数据，建立了砂石路面工况。

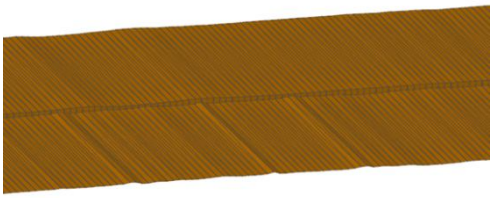


图 2　砂石路面工况

车辆越台阶仿真试验可模拟车辆在复杂地形中遇到的垂直障碍。如图 3 所示，本文基于 RecurDyn 平台，建立了阶梯障碍虚拟试验环境，包含 300mm、350mm、400mm、450mm 四种工况。

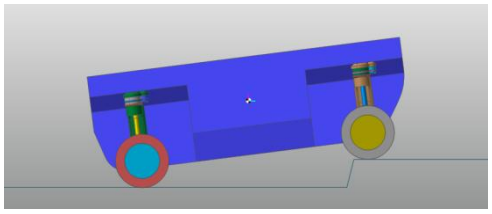


图 3　垂直台阶工况建立

扭曲路工况测试可用于评估车辆底盘与悬架系统在极端非对称路面条件下的可靠性。如图 4 所示，本文建立了高度为 0.15m，障碍间距为 8m 的扭曲路面工况。

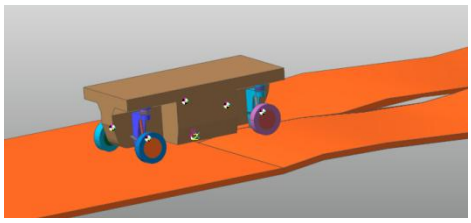


图 4　扭曲路面工况建立

2.3 动力学模型与仿真条件

为保证灵敏度分析的可靠性，基于参数化建模生成的角模块装配体，构建可复用的四轮越野车辆多体动力学模型。车辆质量设为 2.4t，采用分布式驱动形式，可根据装配体参数设置悬架刚度、悬架阻尼、悬架行程、轮胎尺寸及轮胎垂向刚度等关键结构参数。

为保证不同参数组合的仿真结果具备可比性，各组仿真均保持车辆质量、初始姿态、行驶方向及路面模型不变，仅根据参数样本修改相应角模块性能参数。车辆与路面之间建立轮胎接触关系，并采用驱动函数控制车辆以设定速度沿直线行驶。砂石路和垂直激励工况下，在车身质心处设置垂向加速度测量点，采集车辆行驶过程中的 Z 向加速度。垂直台阶工况下，在悬架上端连接位置设置载荷测量点，同时监测悬架压缩量、车身姿态、车轮运动及车辆与台阶之间的几何干涉。扭曲路工况下，在左前轮角模块悬臂与车身连接位置设置力传感器，采集极端非对称激励作用下的悬架载荷，并同步监测悬架行程和车轮接地状态。

2.4 批量时域仿真流程

为提高灵敏度分析效率，采用批量时域仿真的分析方法。如图 5 所示，读取参数样本表后，依据样本编号修改角模块构型及其悬架、轮胎等性能参数，对参数化模型进行更新后将其装配至四轮越野车辆模型中，根据样本所对应的工况加载路面模型并提交 RecurDyn 动力学求解，仿真结束后自动提取车身垂向加速度、悬架载荷、悬架行程及车辆位移等时域数据，并将结果与当前参数组合关联存储。以此流程循环读取样本，直至所有参数组合计算完成。

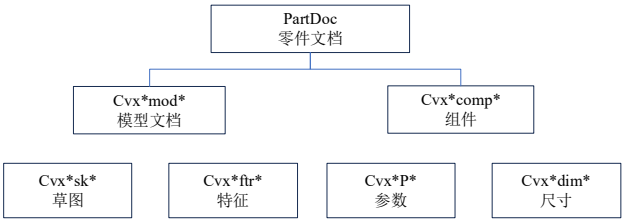


图 5　参数样本表

2.5 时域响应数据提取与处理

批量动力学仿真完成后，根据不同越野工况的评价目标对时域响应进行分类提取。砂石路工况主要提取车身质心位置的 Z 向加速度时域信号，并计算车身垂向加速度均方根值。其计算表达式为：

$$a_{\mathrm{RMS}}=\sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T a_z^2(t)\mathrm{d}t} \tag{1}$$

式中，$a_z^2(t)$ 为车身质心处的垂向加速度，T 为有效分析时间。为避免车辆起步阶段的瞬态响应影响计算结果，在数据处理时截取车辆稳定进入目标路段后的有效时域数据。

垂直台阶工况综合分析车辆运动动画、车身位移、悬架行程及悬架载荷时域曲线。若车辆的前后轮均能越过台阶，且越障过程中未发生车身触底、结构干涉、悬架达到行程极限或车辆失稳，则判定该参数组合能够通过当前高度台阶。车辆能够成功通过的最大台阶高度定义为最大垂直越障高度：

$$H_{\mathrm{MAX}}=\max\left\{H_i|\ P_i=1\right\} \tag{2}$$

式中，H_i 为第(i)种台阶高度，P_i为对应的越障判定结果，成功通过时取 1，未通过时取 0。同时提取越障过程中的悬架载荷峰值，用于判断角模块在冲击载荷作用下是否满足结构承载要求。逐步增加台阶高度、重复仿真并监测结构干涉和悬架动载荷，确定车辆能够通过的最大台阶高度。

扭曲路工况主要提取左前轮角模块悬臂与车身连接位置的载荷时域信号，并取仿真过程中的最大载荷作为单轮最大动态载荷：

$$DTL_{\mathrm{MAX}}=\max_{0\le t\le T}\left|F_s(t)\right| \tag{3}$$

式中，$F_s(t)$为悬架连接位置随时间变化的动态载荷。除载荷峰值外，还应检查各悬架动行程是否处于设计范围内、车轮是否保持有效接地，以及车辆底盘和角模块零部件是否与路面发生碰撞或干涉。最后将DTL_{MAX}与角模块最大安全载荷进行比较，评价其在极端非对称路面条件下的结构安全性。

完成各组时域数据处理后，以参数组合编号为索引，建立包含角模块构型、悬架刚度、悬架阻尼、悬架行程、轮胎刚度、轮胎尺寸、车辆速度、路面工况及响应指标的批量仿真结果数据库。其中，砂石路工况保存车身垂向加速度均方根值及峰值，垂直台阶工况保存越障成功状态、最大越障高度及悬架载荷峰值，扭曲路工况保存最大单轮动态载荷及悬架行程状态。该数据库为后续设计参数灵敏度计算、影响因素排序及角模块构型优化提供数据基础。

3 角模块构型平顺性关键参数分析

越野车辆角模块构型平顺性关键参数分析主要包含砂石路面灵敏度分析和脉冲路面平顺性分析，关键设计参数主要包括悬架阻尼系数、悬架刚度、轮胎垂直刚度与角模块构型。

3.1 砂石路面分析

为提升角模块构型车辆在砂石路面下的适应能力，对其垂向动力学特性进行分析，研究各项设计指标对越野车辆平顺性指标的影响规律与灵敏度特征，从而为参数选型与优化提供依据。

对悬架阻尼系数进行分析，设定车速为 20 km/h，固定关键参数，如悬架刚度为 35000 N/m、车轮刚度 100000 N/m，仅改变减振器阻尼系数，系统分析不同阻尼等级下车身的垂向加速度的时域。如图

6 所示，文中选取减振器阻尼系数为 2000 N·s/m 与 5000 N·s/m 两组进行对比，可明显看出减振器阻尼系数减小其时域图中的峰值加速度显著降低，对比加速度峰值，阻尼系数减小 60%，峰值加速度减小了 35.2%。

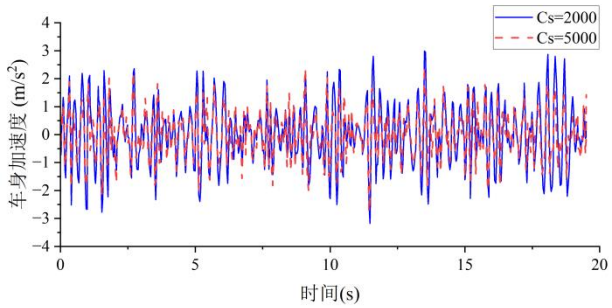


图 6　砂石工况下不同悬架阻尼车身加速度曲线

保持角模块车辆车速、车轮刚度和悬架组尼不变，从 35000N/m 至 50000N/m 调整悬架刚度系数，分析不同悬架刚度系数下车身的垂向加速度的时域数据。中选取悬架刚度系数为 35000N/m 与 50000N/m 两组进行对比，由图 7 可明显看出角模块的悬架刚度系数越小其时域图中的峰值加速度会相应减小，对比加速度峰值，悬架刚度系数减小 30%，峰值加速度减小了 6.4%。

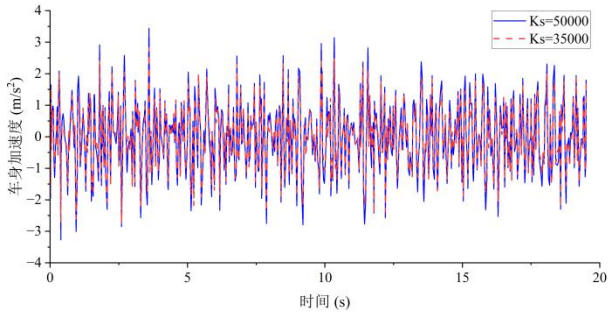


图 7　砂石工况下不同悬架刚度车身加速度曲线

为探究角模块轮胎刚度对越野车辆平顺性的影响机制，将轮胎径向刚度设置为 100000N/m 至 250000N/m，以 50000N/m 为间隔选取特征参数值。提取车身垂向加速度时域响应数据图 8。通过对比分析时域响应曲线可知，在本研究设定的参数范围内，增大轮胎刚度系数能显著减小角模块车身垂向加速度幅值。对比加速度峰值，角模块轮胎刚度系数减小 57%，峰值加速度减小了 13.7%。

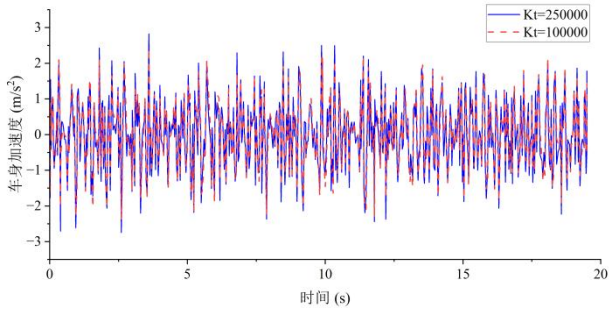


图 8　砂石工况下不同轮胎刚度车身加速度曲线

通过公式（1）进一步处理时域数据，如表 1 所示，我们得到了不同车速下角模块车辆车身的垂向加速度均方根值，对比数据分析显示，角模块悬架刚度与车轮刚度在三个测试车速下均占据灵敏度主导地位。当车速为 20 km/h 时，悬架刚度的灵敏度值为 0.1354 m/s²，贡献率为 46.5%。车轮刚度的灵敏度值为 0.0993 m/s²，累积贡献率达 80.7%。车速提升至 40 km/h 后，悬架刚度灵敏度增长至 0.1902 m/s²，贡献率为 47.1%。车轮刚度灵敏度增至 0.1356 m/s²，累积贡献率维持 80.7%。当车速达到 70 km/h 时，悬架刚度灵敏度进一步上升至 0.2301 m/s²，贡献率为 47.9%。车轮刚度灵敏度为 0.1612

m/s²，累积贡献率升至 81.4%。数据分析显示，随着车速从 20 km/h 增至 70 km/h，悬架刚度灵敏度增幅达 70.0%，车轮刚度增幅为 62.3%。灵敏度分析结果显示，高速工况下结构刚度参数对振动响应的显著影响。悬架阻尼与构型选择的灵敏度值虽随车速增加而略有提升，但其贡献率始终低于 10%，表明二者在砂石路面形式工况下对车身加速度的影响相对有限。

表 1　砂石路面部分角模块车辆加速度均方根对比

编号	车速 km/h	悬架阻尼 N·s/m	悬架刚度 N/m	车轮刚度 N/m	a_{b_RMS}
1	**20**	**5000**	**35000**	**100000**	0.9075
2	20	**2000**	35000	100000	0.9359
3	20	5000	**40000**	100000	0.9499
4	20	5000	**50000**	100000	1.0429
5	20	5000	35000	**175000**	1.0068
6	20	5000	35000	**250000**	0.9770
7	20	5000	35000	100000	0.8987
8	20	5000	35000	100000	0.8797
9	**40**	5000	35000	100000	1.2728
10	**70**	5000	35000	100000	1.5400
…	…	…	…	…	…

3.2 脉冲路面分析

为系统研究角模块在极端冲击载荷下的动态响应特性，构建了脉冲输入工况的整车模型。将角模块模型库中已参数化的构型实例置于该脉冲路域中开展仿真，分别在 20km/h、40km/h 及 70km/h 三种典型车速工况下进行系统试验，以揭示关键设计参数在不同惯性力与激励频率耦合作用下的敏感性演变规律，为角模块在瞬态冲击工况下的性能优化提供定量依据。

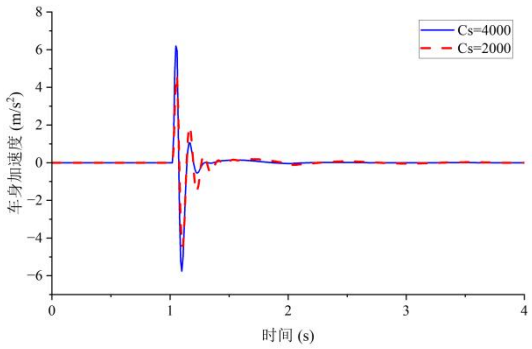


图 9　脉冲工况下不同悬架组尼车身加速度对比

为分析角模块悬架阻尼系数对角模块振动特性的影响，在车速固定为 40km/h、悬架刚度设定为 35000N/m、车轮刚度为 250000N/m 的条件下，通过改变减振器阻尼系数，对车身垂向加速度时域响应进行系统分析。图 9 对比了阻尼系数分别为 2000N·s/m 与 4000N·s/m 时的仿真结果，可以看出，当阻尼系数从 4000N·s/m 降低至 2000N·s/m 即降幅为 50%时，垂向加速度的峰值显著增大，具体增加了 35.4%。

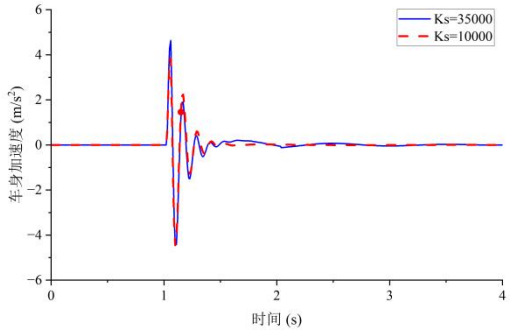


图 10　脉冲工况下不同悬架刚度车身加速度对比

在保持车速、车轮刚度及角模块构型不变的条件下，将悬架刚度从 35000 N/m 逐步降低至 10000 N/m，并提取各刚度下车身垂向加速度的时域响应。如图 10 所示，通过对比刚度分别为 35000 N/m 与 10000 N/m 的两组仿真结果可以得出，悬架刚度较低时，车身垂向加速度的峰值降低。具体而言，当悬架刚度从 35000 N/m 减小至 10000 N/m 即降幅为 71.4%时，对应的垂向加速度峰值降低了 6.75%。

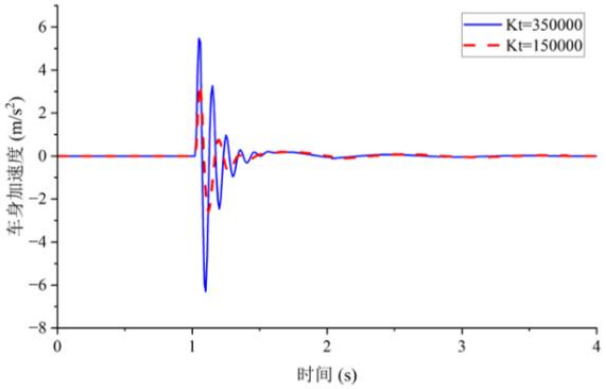


图 11　脉冲工况下不同轮胎刚度车身加速度对比

设置轮胎径向刚度自变量为 100000N/m 至 350000N/m，以 50000N/m 为间隔选取特征参数值，提取车身的垂向加速度时域响应数据。通过对比分析时域响应曲线可知，在本研究设定的参数范围内，增大轮胎刚度系数能显著减小角模块车身的垂向加速度幅值。由图 11 所示，轮胎刚度系数越小其时域图中的峰值加速度会大幅减小，对比加速度峰值，轮胎刚度系数减小 57.1%，峰值加速度减小了 44.6%。

通过公式（1）进一步处理时域数据，如表 2 所示，我们得到了不同车速下角模块车辆车身的垂向加速度均方根值。分析表明，悬架阻尼系数的增大对平顺性存在负面影响，当阻尼由 2000 N·s/m 增至 4000 N·s/m 时，a_{RMS}从 0.5299 显著升高至 0.6536。同样，悬架刚度的降低则呈现积极的改善效果，该值从 35000 N/m 减小至 10000 N/m 时，a_{RMS}由 0.5299 下降至 0.5010。然而，所有参数中，车轮刚度的变化所引发的响应最为剧烈，当刚度从 350000 N/m 减小至 100000 N/m 时a_{RMS}由 0.6859 急剧下降至 0.2541，凸显了轮胎柔性在整车振动隔离中的关键作用。对其进行极差分析显示，车轮刚度参数的影响极差高达 0.4318，其单独贡献率即超过 70%，是影响脉冲激励工况下角模块车辆平顺性的最敏感因素，悬架阻尼的影响程度位居第二，极差为 0.1237，对振动的抑制作用相对较小。相比之下，悬架刚度与车辆构型参数的影响极差均不足 0.03，累计贡献率不足 10%，属于次要因素。这些数据量化了各参数与振动响应的对应关系，为悬架系统的优化设计提供了实证依据。

表 2　脉冲工况部分角模块车辆加速度均方根对比

编号	车速 km/h	悬架阻尼 N·s/m	悬架刚度 N/m	车轮刚度 N/m	构型	$a_{\mathrm{m\_RMS}}$
1	**20**	**2000**	**35000**	**250000**	**1**	0.5299
2	20	**2500**	35000	250000	1	0.5659
3	20	**4000**	35000	250000	1	0.6536
4	20	2000	**30000**	250000	1	0.5213
5	20	2000	**10000**	250000	1	0.5010
6	20	2000	35000	**200000**	1	0.4419
7	20	2000	35000	**100000**	1	0.2541
8	20	2000	35000	**350000**	1	0.6859
9	20	2000	35000	250000	**2**	0.5498
10	20	2000	35000	100000	**3**	0.5754
…	…	…	…	…	…	…

4 角模块通过性关键参数分析

本节主要对角模块构型越野车辆在垂直越障与扭曲路面两种工况下的通过性进行关键参数灵敏

度分析。

4.1 垂直障碍物通过性分析

本节对 60 组不同悬架刚度、悬架行程与轮胎大小的角模块车辆进行仿真分析，选取 300mm、350mm、400mm、450mm 四种台阶越障工况，部分校核结果如表 3 所示，该表格数据表明。在 300 mm 台阶等低高度越障工况下，只要将悬架刚度降低至 30000 N/s 及以下，并匹配较大的悬架行程与轮胎尺寸时，越障均能成功完成。而采用高刚度配合较小行程与轮胎时则失均败，表明在此高度，通过降低刚度、增大行程与轮胎尺寸可有效保障越障性能。对于中等高度越障工况，则需要进行较为精细化的参数配置，例如在 400 mm 台阶越障工况下， 25000 N/s 刚度配合 300 mm 行程与 32 in 轮胎可成功，但 250 mm 行程与 30 in 轮胎则失败，说明此高度悬架行程与轮胎尺寸对提高车辆的越障能力较为关键。随着台阶高度增加，越野角模块车辆的越障成功愈发依赖于悬架行程的增大、轮胎尺寸的提升以及悬架刚度的适度降低。

表 3　台阶工况不同角模块设计参数校核对比

序号	台阶高度	悬架刚度	悬架行程	轮胎大小	是否完成
1	300 mm	35000 N/s	250 mm	30 in	否
2	300 mm	30000 N/s	270 mm	31 in	是
3	300 mm	25000 N/s	300 mm	33 in	是
4	350 mm	35000 N/s	250 mm	33 in	是
5	350 mm	30000 N/s	270 mm	30 in	是
6	400 mm	25000 N/s	300 mm	32 in	是
7	400 mm	25000 N/s	250 mm	30 in	否
8	450 mm	35000 N/s	270 mm	30 in	否
9	450 mm	20000 N/s	300 mm	33 in	是

4.2 扭曲路通过性分析

本节选取悬架行程、悬架刚度、悬架阻尼及车轮刚度作为关键参数，在所构建的扭曲路面模型上以 5 km/h 的速度进行动态仿真，模拟车辆在持续扭转载荷作用下的动态响应，通过监测悬架系统变形行为与车轮接地特性，量化分析不同结构参数对非对称路面适应性的影响。

如图 12 所示，设定角模块悬架刚度为 35000 N/m、车轮刚度 150000 N/m，从 1000~4000 N·m/s 范围选取六种阻尼系数进行仿真。通过对比 2000 N·m/s 与 3000 N·m/s 仿真结果，可看出减振器阻尼系数越大，其时域图中的峰值载荷略微增大，阻尼系数增大 50%，其悬架峰值载荷增大了 0.4%。

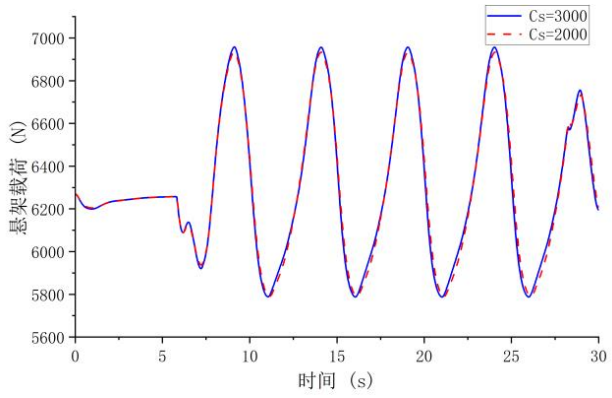


图 12　扭曲路工况下不同悬架阻尼的悬架载荷对比

如图 13 所示，设定悬架阻尼为 5000 N·m/s、车轮刚度 150000 N/m，从 10000~35000 N/m 范围

选取四种悬架刚度系数进行仿真，通过对比 15000 N/s 与 35000 N/s 的仿真结果，可得悬架刚度系数减小时其时域图中的峰值载荷将明显降低，悬架刚度系数减小 57%，峰值载荷减小了 11.0%。

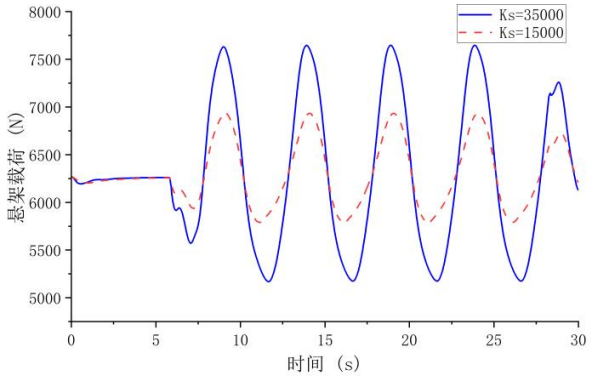


图 13　扭曲路工况下不同悬架刚度的悬架载荷对比

如图 14 所示，设定悬架阻尼为 5000 N·m/s、悬架刚度 30000 N/m，从 100000~350000 N/m 选取五种轮胎刚度系数进行仿真。通过对比 200000 N/m 与 350000 N/m 仿真结果，可得轮胎刚度系数越小其时域图中的峰值载荷略微降低，轮胎刚度系数降低 42.9%，峰值载荷降低了 0.1%。

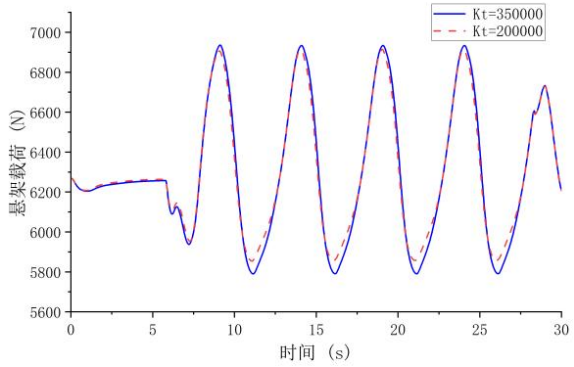


图 14　扭曲路工况下不同车轮刚度的悬架载荷对比

综上所述，在扭曲路面工况下，悬架刚度系数是影响峰值载荷的最敏感参数。计算结果显示，当悬架刚度从35000 N/m降至15000 N/m时，峰值载荷相应降低11.0%，对应的灵敏度系数约为0.193，其影响显著高于其他参数。相比之下，减振器阻尼系数从 2000 N·m/s 增至 3000 N·m/s 仅使峰值载荷增加 0.4%，灵敏度系数为 0.008。而轮胎刚度系数从 350000 N/m 减至 200000 N/m 仅引起峰值载荷降低 0.1%，灵敏度系数约为 0.002。这表明如需降低扭曲路面冲击载荷，应优先降低悬架刚度。

5 全文总结与展望

5.1 全文总结

本文针对越野车辆角模块构型设计过程中存在的设计效率低下、量化方法缺乏等问题，提出了面向越野车辆的角模块构型灵敏度分析方法，为主要越野工况下的角模块灵敏度参数进行排序，发现角模块关键设计参数的灵敏度具有明显的工况依赖性，不同参数在不同越野工况下的主导作用存在显著差异。本文的主要研究工作与成果总结如下：

（1）构建了砂石路、凸块脉冲、垂直台阶和扭曲路等典型越野虚拟试验工况，建立了悬架刚度、悬架阻尼、轮胎刚度、悬架行程、轮胎尺寸及构型类型等设计参数与平顺性、越障能力和悬架载荷等性能指标之间的映射关系。

（2）分析了角模块构型车辆平顺性的关键设计参数。砂石路工况下，悬架刚度和轮胎刚度是影响车身垂向加速度均方根值的主要参数，二者的累计贡献率超过 80%。随着车速由 20 km/h 提高至 70 km/h，悬架刚度和轮胎刚度的灵敏度分别提高 70.0%和 62.3%，表明高速越野行驶时刚度参数对车辆振动响应的影响将进一步增强。凸块脉冲工况下，轮胎刚度是影响车身垂向振动的首要参数，

其贡献率超过 70%；悬架阻尼的影响程度次之，二者累计贡献率超过 90%。相比之下，悬架刚度和构型类型对该工况下车身加速度均方根值的影响相对较小，可作为后续参数匹配过程中的微调变量。

（3）阐明了角模块构型车辆通过性的关键设计参数。垂直越障工况下，角模块车辆的越障能力由悬架行程、轮胎尺寸和悬架刚度共同决定。随着台阶高度增加，车辆越障过程对较大悬架行程和轮胎尺寸的依赖程度明显增强，同时需要适当降低悬架刚度，以提高车轮对障碍物的贴合能力和悬架对冲击载荷的吸收能力。扭曲路工况下，悬架刚度是影响悬架峰值载荷的主导参数。当悬架刚度由 35000 N/m 降低至 15000 N/m 时，悬架峰值载荷降低 11.0%，对应灵敏度系数约为 0.193；悬架阻尼和轮胎刚度的灵敏度系数分别约为 0.008 和 0.002，对峰值载荷的影响相对有限。因此，在面向扭曲路适应性的角模块设计过程中，应优先调整悬架刚度。

（4）实现了不同工况下角模块关键设计参数影响程度的量化与排序，根据不同参数对目标性能的影响程度，将角模块设计变量划分为优先调整参数、协同匹配参数和低敏感微调参数，明确了不同越野工况下的参数调整顺序，减少重复建模和无效试算，为角模块构型迭代提供了定量依据。

5.2 工作展望

本文围绕越野车辆角模块构型关键灵敏度分析方法开展研究，在参数化批量仿真、多工况灵敏度量化与关键参数筛选等方面取得了阶段性成果，但仍存在若干方面有待完善：

（1）本文所构建的垂直越障和扭曲路等工况主要由仿真软件生成。尽管模型具备较高的可靠性，但与真实越野环境中具有随机性、非平稳性和强冲击特征的复杂载荷谱仍存在一定差异。后续可引入实际越野道路采集数据，建立更加接近真实地形特征的路面模型和载荷谱，以进一步提高灵敏度分析结果的准确性。

（2）本文建立的通过性越野场景选取了垂直台阶工况与扭曲路面工况，但未涉及集水坑、深沙腹地和冰雪冻土等极端工况，未来研究可考虑搭建更多通过性工况进行更加全面的参数灵敏度分析。

（3）现阶段研究主要基于仿真结果开展参数灵敏度分析，尚缺少实物样车或试验台架的系统验证。后续应通过样车试验或台架试验对车身加速度、悬架载荷和越障能力进行验证，并利用实测数据对虚拟试验模型进行参数辨识和修正，从而提高灵敏度排序结果的可靠性。

参考文献：

[1] Mazzilli V, De Pinto S, Pascali L, et al. Integrated chassis control: Classification, analysis and future trends[J]. Annual Reviews in Control, 2021, 51: 172-205.

[2] Hawkins T, Singh B, Majeau B, et al. Comparative environmental life cycle assessment of conventional and electric vehicles[J]. Journal of Industrial Ecology, 2013, 17(1):53-64.

[3] Yan Y, Zhang P, Du C, et al. Vehicle Trajectory Prediction for Autonomous Driving Applications: State-of-the-Art Review, Research Challenges, and Future Directions[J]. Automotive Innovation, 2026: 1-33.

[4] Narayanan S, Chaniotakis E, Antoniou C. Shared autonomous vehicle services: A comprehensive review[J]. Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 2020, 111: 255-293.

[5] Qin W B, Zhang Y, Takács D, et al. Nonholonomic dynamics and control of road vehicles: moving toward automation[J]. Nonlinear Dynamics, 2022, 110(3): 1959-2004.

[6] Zhang L, Zhang Z, Wang Z, et al. Chassis coordinated control for full x-by-wire vehicles-a review[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2021, 34(1): 42.

[7] Jeong Y. Model predictive control based integrated fault tolerant controller for autonomous vehicles with four-wheel independent steering, driving and braking systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2025, 63(11): 2062-2085.

[8] Fergani S, Sename O, Dugard L. An LPV/H∞ Integrated Vehicle Dynamic Controller[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2015, 65(4): 1880-1889.

[9] Tian Y, Cao X, Wang X, et al. Four wheel independent drive electric vehicle lateral stability control strategy[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2020, 7(6): 1542-1554.

[10] Wu X, Zhang M, Xu M. Active tracking control for steer-by-wire system with disturbance observer[J]. IEEE

Transactions on Vehicular Technology, 2019, 68(6): 5483-5493.

[11] Zhang L, Wang Q, Chen J, et al. Brake-by-wire system for passenger cars: A review of structure, control, key technologies, and application in X-by-wire chassis[J]. Etransportation, 2023, 18: 100292.

[12] Rath J J, Defoort M, Karimi H R, et al. Output feedback active suspension control with higher order terminal sliding mode[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 64(2): 1392-1403.

[13] Wang T, Yang X, Ai Z. Modeling and Analysis of Reconfigurable Module Unit: A Single-Axle Dual-Wheel Configuration Based on Electric Corner Module Architecture[C]//2025 9th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence (CVCI). IEEE, 2025: 1-6.

[14] Gao Z. Design and Performance Analysis of a Modular Transporter Based on Reconfigurable Wheel-Legged Corner Module[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2026, 10(4).

[15] Schmitz T. Chassis concept of the individually steerable five-link suspension: a novel approach to maximize the road wheel angle to improve vehicle agility[J]. Automotive and Engine Technology, 2024, 9(1): 5.

[16] Yang X, Ni J, Feng H, et al. Modeling and Control of AWOISV: A Filtered Tube-Based MPC Approach for Simultaneous Tracking of Lateral Position and Heading Angle[J]. arXiv preprint arXiv:2508.13457, 2025.

[17] Zhu J, Pang J, Wang X, et al. Pose trajectory formation mechanism for corner module vehicles in highway lane-changing scenarios[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2024.

[18] Jeong K, Jin H. Design and experimental evaluation of a robust diagonal driving controller for modular vehicles with e-corner module[J]. Control Engineering Practice, 2026, 174: 107001.

[19] Rajaie M A, Khajepour A, Pazooki A, et al. Development of a novel integrated corner module for narrow urban vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(3): 548-556.

[20] Guo Z, Wu W, Yuan S. Longitudinal-vertical dynamics of wheeled vehicle under off-road conditions[J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 60(2): 470-490.

[21] Liu S, Zhang L, Wang J, et al. Chassis Coordinated Control of Corner Module Architecture Intelligent Electric Vehicles for Escaping from Pothole on Low-Adhesion Roads[J]. Automotive Innovation, 2025, 8(4): 963-983.

[22] Tian M, Lyu H, Feng Y, et al. A novel dual-kingpin integrated suspension-steering mechanism: Design, analysis, and prototype validation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2026, 223: 106419.

[23] Chandrasekaran M, Rajesh P K. Conceptualisation of digital twin-enabled new product design framework for the automotive industry[J]. Journal of Engineering Design, 2026, 37(3): 612-652.

[24] Llopis-Albert C, Rubio F, Devece C, et al. Multiobjective optimization framework for designing a steering system considering structural features and full vehicle dynamics[J]. Scientific Reports, 2023, 13(1): 19537.

[25] Yan Y, Zhang C, Xue P, et al. Research on hierarchical motion control of corner module configuration intelligent electric vehicle[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2025, 38(1): 23.

[26] Borgonovo E, Plischke E. Sensitivity analysis: A review of recent advances[J]. European Journal of Operational Research, 2016, 248(3): 869-887.

[27] Zheng B, Shui Q, Luo Z, et al. Optimization of engine piston performance based on multi-method coupling: sensitivity analysis, response surface model, and application of genetic algorithm. Materials, 2025, 18(13): 3043. DOI: 10.3390/ma18133043.

[28] Ma J, Ye N H, Wu R, et al. Lightweight design of steering knuckle based on comprehensive sensitivity. J Mech Strength, 2018, 40(2): 331–337. DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.2018.02.013.

[29] Cheng Y, Ce L I U, Han D U, et al. Topology optimization of turbine disk considering maximum stress prediction and constraints[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2023, 36(8): 182-206.

[30] Zhu Q Y, Han Q K, Yang X D, Lin J Z. Parameter sensitivity analysis of mounting pedestals and multi-objective optimization for a multi-support rigid body system. Sensors, 2022, 22(18): 7067. DOI: 10.3390/s22187067.

基于动态稳定边界的智能车辆路径跟踪控制方法

张钰[1]，王成烨[2]，杜甫[1]，董明明[2]，秦也辰[2]

（1. 中国北方车辆研究所槐树岭实验室，北京 100072；2. 北京理工大学机械与车辆学院，北京 100081）

摘　要：智能车辆路径跟踪控制是保障车辆行车安全与行驶稳定性的关键与核心。时变车速、路面条件影响车辆状态，现有路径跟踪控制方法结合较为保守的稳定性条件触发制动，维持路径跟踪过程中的车辆横向稳定性，存在着极限工况下路径跟踪性能恶化的问题。针对以上问题，结合椭圆几何模型表征车辆系统动态稳定域，构建了椭圆参数与行驶条件间的映射模型，实现车辆系统动态稳定域的显式表征，进而利用仿射变换设计优化问题所需的约束条件，提出基于动态稳定边界的智能车辆路径跟踪控制方法。基于硬件在环平台对所提方法进行了验证，结果显示，所提方法在保障行驶稳定性前提下，减少了车辆在高速、低附着条件下由于制动介入引起的车辆状态波动，并提升车辆路径跟踪精度达 25.5%以上，同时满足实时性要求。

关键词：显式稳定域；稳定性约束；稳定裕度；路径跟踪控制；智能车辆

中图分类号：U461.1

Dynamic Region of Stability Integrated Path-tracking Control for Intelligent Vehicles

ZHANG Yu[1]，WANG Chengye[1]，DU Fu[1, 2]，DONG Mingming[1]，QIN Yechen[1]，MAO Ming[1, 2]

（1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081; 2. Chinese Scholartree Ridge Laboratory, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072）

Abstract： Intelligent vehicle path tracking control is crucial for ensuring driving safety and stability. Variable speed and road conditions affect the vehicle’s states, and current path tracking methods, which trigger braking based on conservative stability conditions, aim to maintain lateral stability during path tracking. However, these methods tend to degrade path tracking performance under extreme conditions. To address this issue, an elliptical geometric model was applied to represent the dynamic stability region of the vehicle system, and a mapping model between elliptical parameters and driving conditions was established, which allowed for an explicit representation of the dynamic stability region of the vehicle system. Using affine transformations, the constraints for the optimization problem were designed, resulting in a dynamic region of stability integrated path-tracking control method. Verification on a hardware-in-the-loop platform showed that the proposed method reduces vehicle states’ fluctuations caused by braking interventions under high-speed, low-friction conditions, while improving path tracking accuracy by more than 25.5%, and meeting real-time requirements.

Key words： Explicit stability region; Stability constraints; Stability margin; Path-tracking control; Intelligent vehicle

0 引言

智能车辆作为车辆智能化、电动化发展的重要载体，在保障行车安全、提升行驶稳定性以及减轻驾驶负荷等方面具有显著作用。智能车辆结合系统特性、行驶环境优化协调作动输入，实现期望行驶路径的跟踪，是保障复杂环境下智能车辆行驶安全性、稳定性的核心[1]。然而，时变的行驶车速、随机的路面条件直接作用于车辆系统，使得车辆轮胎力耦合特性凸显，尤其在高速、低附着路面条件下，轮胎力的饱和导致智能车辆的行驶稳定性与路径跟踪性能面临严峻挑战[2]。因此，如何在保障行驶稳定性的前提下，进一步提升车辆路径跟踪的精度，是强化复杂环境下车辆安全性、稳定性的关键。

现有车辆装备的车身电子稳定系统（ESP）通过集成防抱死刹车系统（ABS）、电子刹车分配力系统（EBD），实时监测车辆运动状态，结合相应状态的触发阈值计算各车轮的制动力矩，利用差动制动保持车辆的平衡与稳定[3]。常见的触发阈值可设置为定值或者随着路面、车速变化的线性函数[4, 5]。然而，结合相平面理论得到的车辆横向稳定性边界显示，车辆系统能够实现自稳定的行驶稳定域要远大于现有的固定、线性的触发阈值[6]。保守的触发条件在车辆路径跟踪过程中使得制动频繁介入，恶化路径跟踪性能的同时，引起车辆运动状态波动，并制约车辆动力学性能。因此，车辆系统行驶稳定域的准确表征及应用在维持车辆行驶稳定性、提升车辆系统的稳定裕度的同时，可有效提升路径跟踪精度。平方和规划方法（SOSP）被用于确定车辆系统稳定域，其通过构建李雅普诺夫函数的多项式形式，估计车辆系统的稳定域[7, 8]。然而，SOSP 需针对特定的行驶工况进行迭代优化，虽然可以准确表征车辆系统稳定域，但是 SOSP 与车速、路面条件的变化直接相关，无法应用于实时路径跟踪控制。因此，如何实时估计并应用动态车辆稳定域，是提升车辆路径跟踪精度的前提。

为实现车辆路径跟踪以及稳定性控制，现有方法可分为解耦式和集成式两类。解耦式是由路径跟踪控制器与稳定性控制器共同作用，路径跟踪控制器计算车辆的前轮转角，包括无模型反馈控制方法，如比例-积分-微分控制[9]、滑模控制[10]、模糊控制[11]等；基于几何的控制方法，如纯跟踪控制[12]；基于模型的控制方法，如线性二次调节器[13]、模型预测控制（MPC）[14]等。稳定性控制器则通过滑模观测器[15, 16]、卡尔曼观测器[17]等估计车辆的附加横摆力矩，结合车辆转向特性分配车轮制动力矩。然而，在轮胎力趋于饱和的情况下，解耦式控制方法会使得路径跟踪和稳定性控制目标相互影响、制约，恶化路径跟踪性能。集成式则是基于滚动时域优化方法，结合车辆非线性轮胎力、车辆稳定性约束、作动器特性，实现前轮转角、车轮力矩在约束条件内的滚动优化，保障路径跟踪性能和行驶稳定性[18-20]。为了能够显式地表征稳定性约束，基于线性的稳定性约束条件常被集成到集成式路径跟踪控制器中，然而，较为保守的稳定性约束使得控制的稳定裕度降低，作动输入变化幅度、变化率受限，制约了车辆在低附着路面下的路径跟踪性能。因此，如何能够显式地集成动态车辆稳定域，扩大稳定裕度，并实现作动输入的凸优化求解，是提升车辆路径跟踪精度并维持行驶稳定性的关键。

针对上述问题，本文提出了基于动态稳定边界的智能车辆路径跟踪控制方法（Real-time Dynamic Region of Stability Integrated Path-tracking Control for Intelligent Vehicle, RoSiC），保障车辆在高速、低附着条件下的行驶稳定性，并提升路径跟踪精度。基于 SOSP 估计不同行驶条件下的车辆稳定域，利用椭圆几何模型实现近似表征，构建优化指标形成椭圆参数表达函数，建立行驶条件与椭圆参数的映射模型，显式表征车辆系统动态稳定域。RoSiC 通过集成实时动态车辆稳定域、车辆横纵向动力学、运动学模型、非线性轮胎力模型、作动器特性，构建系统预测模型、约束条件与优化目标函数，在不同车速、路面条件下实现车辆前轮转角以及车轮力矩的滚动优化，提升车辆在高速、低附着条件下的路径跟踪精度，减少制动介入，并维持行驶稳定性。本文的主要创新点如下：

(1) 提出了多行驶因素下车辆系统动态稳定域的表征方法，该方法通过建立椭圆几何模型参数的表达函数，实现不同车速、路面条件下车辆系统稳定域的显式表达；

(2) 提出了集成实时动态稳定域的路径跟踪控制方法，该方法结合动态稳定域建立约束条件，在

实时动态稳定边界内优化车辆作动输入，提升车辆在高速、低附着条件下的路径跟踪精度；

(3) 搭建了硬件在环测试（HiL）平台，设置不同的测试工况，验证动态稳定边界表达以及 RoSiC 的有效性和实时性。

1 车辆模型建立

1.1 轮胎模型

为了准确描述车辆轮胎力的联合滑移特性，采用 LuGre 轮胎模型描述轮胎力的瞬态响应。由于 LuGre 轮胎模型结合车轮的运动状态差值描述轮胎力，定义车辆轮胎的相对纵向速度和横向速度为：$v_{rij}^{x}=\omega_{ij}R_{e}-v_{ij}^{w}$，$v_{rij}^{y}=v_{ij}^{w}s_{i}$，式中，$ij$ = fl, fr, rl, rr 表示车辆左前、右前、左后以及右后位置，ω_{ij}，v_{ij}^{w}，s_i 和 R_e 分别表示各车轮的转速、轮心纵向速度、前后轮轮胎侧偏角以及轮胎有效滚动半径。各轮的横向轮胎力 F_{ij}^{y} 表示为

$$F_{ij}^{y}=\left(\frac{\mu g\left(v_{r}^{w}\right)}{\sqrt{\kappa_{ij}^{2}v_{rij}^{x2}+v_{rij}^{y2}}+\gamma_{y}R_{e}\omega_{ij}\mu g\left(v_{r}^{w}\right)/\sigma_{0y}}+\sigma_{2y}\right)v_{ij}^{w}F_{ij}^{z}s_{i} \tag{1}$$

式中，μ 为路面附着系数，$g\left(v_{r}^{w}\right)$ 为摩擦瞬态方程[19]，$v_{r}^{w}=\left[v_{rij}^{x}\quad v_{rij}^{y}\right]^{\top}$。$\gamma_{y}=\varpi\mu/\sigma_{0y}$，式中 ϖ 为载荷分布因子，σ_{0y} 和 σ_{2y} 分别表示轮胎橡胶刚度和相对粘度阻尼系数。F_{ij}^{z} 为各轮胎的垂直载荷，s_f 和 s_r 可由下式计算

$$\begin{cases}s_{f}=\arctan\left(\dfrac{v_{y}+l_{f}r}{v_{e}}-\delta_{f}\right)\\ s_{r}=\arctan\left(\dfrac{v_{y}-l_{r}r}{v_{e}}\right)\end{cases} \tag{2}$$

式中，v_e，v_y 和 r 分别表示车辆的纵向车速、横向车速和横摆角速度，l_f 和 l_r 为车辆质心至前轴、后轴的距离，δ_f 为前轮转角。

1.2 车辆动力学模型

双轨车辆动力学如图 1 所示。

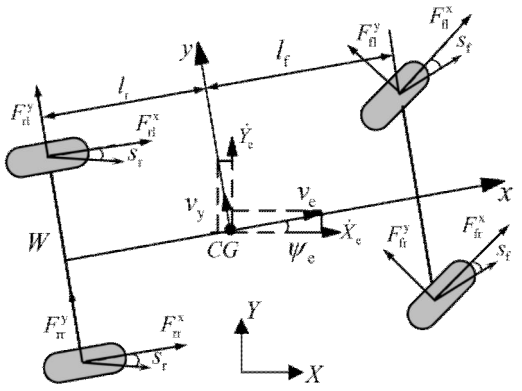


图 1　车辆动力学模型

考虑车辆转向、驱动系统的时滞特性、车辆各轮胎横向、纵向运动状态以及车辆纵向行驶动力学，车辆动力学模型表示为

$$\begin{cases} m\dot{v}_{\mathrm{y}} = F_{\mathrm{f}}^{\mathrm{y}}\cos\delta_{\mathrm{f}} + F_{\mathrm{r}}^{\mathrm{y}} + F_{\mathrm{f}}^{\mathrm{x}}\sin\delta_{\mathrm{f}} - mv_{\mathrm{e}}r \\ I_z\dot{r} = l_{\mathrm{f}}F_{\mathrm{f}}^{\mathrm{y}}\cos\delta_{\mathrm{f}} - l_{\mathrm{r}}F_{\mathrm{r}}^{\mathrm{y}} + \dfrac{W}{2}\left(-\tilde{F}_{\mathrm{f}}^{\mathrm{y}}\sin\delta_{\mathrm{f}} + \tilde{F}_{\mathrm{r}}^{\mathrm{x}}\right) + \\ \left(\dfrac{W}{2}\cos\delta_{\mathrm{f}} + l_{\mathrm{f}}\sin\delta_{\mathrm{f}}\right)F_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{x}} + \left(-\dfrac{W}{2}\cos\delta_{\mathrm{f}} + l_{\mathrm{f}}\sin\delta_{\mathrm{f}}\right)F_{\mathrm{f}}^{\mathrm{x}} \\ \dot{\delta}_{\mathrm{f}} = -\dfrac{K_\delta}{T_\delta}\delta_{\mathrm{f}} + \dfrac{K_\delta}{T_\delta}\delta_{\mathrm{f}}^{\mathrm{des}} \\ \dot{s}_i = \dfrac{\partial s_i}{\partial r}\dot{r} + \dfrac{\partial s_i}{\partial v_{\mathrm{y}}}\dot{v}_{\mathrm{y}} \\ \dot{a}_{\mathrm{e}} = -\dfrac{1}{T_{\mathrm{d}}}a_{\mathrm{e}} + \dfrac{K_{\mathrm{d}}}{T_{\mathrm{d}}}\left(\dfrac{1}{m}\sum\dfrac{T_{ij}}{R_{\mathrm{e}}} - gf - \dfrac{C_{\mathrm{d}}\rho_{\mathrm{e}}A_{\mathrm{r}}v_{\mathrm{e}}^2}{2m}\right) \\ \dot{v}_{\mathrm{r}ij}^{x} = \dfrac{T_{ij}R_{\mathrm{e}} - F_{ij}^{\mathrm{x}}R_{\mathrm{e}}^2}{I_{\mathrm{w}}} - \dot{v}_{ij}^{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{2}$$

式中，m，I_z和W分别为整车整备质量、车辆绕z轴的转动惯量以及车辆轮距。F_{ij}^{x}为各轮的纵向轮胎力，可利用观测器实时估计[22]。除此之外，$F_{\mathrm{f}}^{\mathrm{y}} = F_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{y}} + F_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{y}}$，$F_{\mathrm{r}}^{\mathrm{y}} = F_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{y}} + F_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{y}}$，$F_{\mathrm{f}}^{\mathrm{x}} = F_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{x}} + F_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{x}}$，$F_{\mathrm{r}}^{\mathrm{y}} = F_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{y}} + F_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{y}}$，$\tilde{F}_{\mathrm{r}}^{\mathrm{x}} = F_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{x}} - F_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{x}}$，$\tilde{F}_{\mathrm{r}}^{\mathrm{y}} = F_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{x}} - F_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{x}}$。为建立$F_{ij}^{\mathrm{y}}$与车辆横向状态间的关系，利用一阶泰勒展开方法将$F_{ij}^{\mathrm{y}}$在$\left(\overline{s}_i, \overline{v}_{\mathrm{r}ij}^{\mathrm{x}}\right)$处展开为$F_{ij}^{\mathrm{y}} = \overline{F}_{ij}^{\mathrm{y}}\left(\overline{s}_i, \overline{v}_{\mathrm{r}ij}^{\mathrm{x}}\right) + \dfrac{\partial F_{ij}^{\mathrm{y}}}{\partial s_i}\left(s_i - \overline{s}_i\right) + \dfrac{\partial F_{ij}^{\mathrm{y}}}{\partial v_{\mathrm{r}ij}^{x}}\left(v_{\mathrm{r}ij}^{\mathrm{x}} - \overline{v}_{\mathrm{r}ij}^{\mathrm{x}}\right)$。参数$K_\delta$，$T_\delta$，$K_{\mathrm{d}}$和$T_{\mathrm{d}}$分别表示转向系统以及驱动系统时滞特性下的增益和时间常数。$\delta_{\mathrm{f}}^{\mathrm{des}}$为期望的前轮转角。$a_{\mathrm{e}}, g, f, C_{\mathrm{d}}, \rho_{\mathrm{e}}$和$A_{\mathrm{r}}$分别表示车辆的纵向加速度、重力加速度、路面摩擦系数、空气阻力系数、空气密度和车辆迎风面积。T_{ij}和I_{w}分别表示作用于各车轮的力矩与车轮转动惯量。

1.3 车辆全局运动学模型

将车辆质心纵向、横向速度v_{e}和v_{y}车辆在全局坐标系X-Y下进行分解，车辆运动学方程表示为

$$\begin{cases} \dot{X}_{\mathrm{e}} = v_{\mathrm{e}}\cos\psi_{\mathrm{e}} - v_{\mathrm{y}}\sin\psi_{\mathrm{e}} \\ \dot{Y}_{\mathrm{e}} = v_{\mathrm{e}}\sin\psi_{\mathrm{e}} + v_{\mathrm{y}}\cos\psi_{\mathrm{e}} \\ \dot{\psi}_{\mathrm{e}} = r \end{cases} \tag{3}$$

式中，$X_{\mathrm{e}}, Y_{\mathrm{e}}$和$\psi_{\mathrm{e}}$分别表示车辆在全局坐标系下的纵向位置、横向位置和横摆角。

2 控制方法建立

RoSiC 的控制框架如图 2 所示。结合非线性轮胎力、作动系统特性构建 RoSiC 的预测模型。基于不同行驶工况下的车辆系统稳定域构建椭圆参数函数，形成稳定域的椭圆几何表征，利用仿射变换，构建 RoSiC 的不等式约束，基于滚动时域优化方法计算车轮期望前轮转角与各车轮力矩，维持车辆行驶稳定性，提升路径跟踪精度。

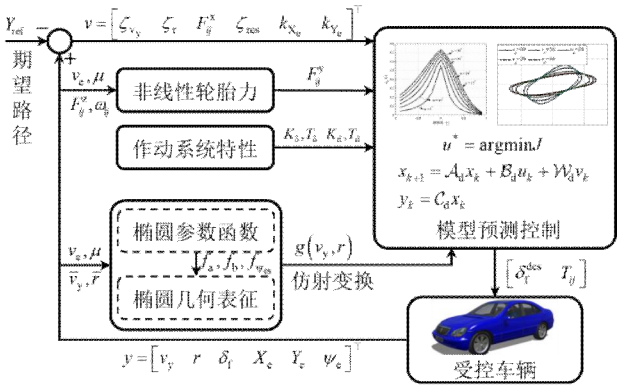


图 2　RoSiC 架构图

2.1 预测模型建立

根据车辆动力学模型(3)以及运动学模型(4),利用状态空间方程表示 RoSiC 的预测模型，表示为 $\mathcal{H}\dot{x}=\mathcal{A}x+\mathcal{B}u+\mathcal{W}v, y=\mathcal{C}x$ 。其中，状态变量为

$$x=\left[v_{\mathrm{y}} \quad r \quad \delta_{\mathrm{f}} \quad s_i \quad v_{\mathrm{r}ij}^{\mathrm{x}} \quad X_{\mathrm{e}} \quad Y_{\mathrm{e}} \quad \psi_{\mathrm{e}} \quad a_{\mathrm{e}}\right]^{\top} \tag{4}$$

控制变量为

$u=\left[\delta_{\mathrm{f}}^{\mathrm{des}} \quad T_{ij} \quad \rho_{\mathrm{v}}^{1} \quad \rho_{\mathrm{v}}^{2}\right]^{\top}$，其中，$\rho_{\mathrm{v}}^{1}$ 和 ρ_{v}^{2} 为横向状态的松弛因子，避免由于约束导致的不可解的情况。扰动变量表示为 $v=\left[\zeta_{\mathrm{v_y}} \quad \zeta_{\mathrm{r}} \quad F_{ij}^{\mathrm{x}} \quad k_{\mathrm{X_e}} \quad k_{\mathrm{Y_e}} \quad \zeta_{\mathrm{res}}\right]^{\top}$，输出变量为 $y=\left[v_{\mathrm{y}} \quad r \quad \delta_{\mathrm{f}} \quad X_{\mathrm{e}} \quad Y_{\mathrm{e}} \quad \psi_{\mathrm{e}}\right]^{\top}$。其中，RoSiC 预测模型状态空间方程中的状态、控制、扰动和输出矩阵为

$$\mathcal{H}=\left[\begin{array}{ccc|c} m & 0 & 0 & \\ 0 & I_{\mathrm{z}} & 0 & \\ 0 & 0 & 1 & \\ -\dfrac{\partial s_{\mathrm{f}}}{\partial v_{\mathrm{y}}} & -\dfrac{\partial s_{\mathrm{f}}}{\partial r} & 0 & 0_{5\times 10} \\ -\dfrac{\partial s_{\mathrm{r}}}{\partial v_{\mathrm{y}}} & -\dfrac{\partial s_{\mathrm{r}}}{\partial r} & 0 & \\ \hline \multicolumn{3}{c|}{0_{8\times 3}} & 0_{8\times 2} \quad \mathrm{I}_{8\times 8} \end{array}\right],$$

$$\mathcal{A}=\left[\begin{array}{ccc|cc} A_{11} & A_{12} & A_{13} & & \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & 0_{3\times 2} & \begin{matrix} A_{14} \\ 0_{1\times 4} \end{matrix} \quad 0_{3\times 4} \\ 0 & 0 & -K_{\delta}/T_{\delta} & & \\ \hline \multicolumn{3}{c|}{0_{6\times 3}} & \begin{matrix} 0_{2\times 10} \\ 0_{4\times 8} \quad -\mathrm{I}_{4\times 1} \quad 0_{4\times 1} \end{matrix} & \\ \hline k_{\mathrm{v_y}}^{\mathrm{x}} & 0 & 0 & & \\ k_{\mathrm{v_y}}^{\mathrm{y}} & 0 & 0 & \multicolumn{2}{c}{A_5} \\ 0 & 1 & 0 & & \\ \multicolumn{3}{c|}{0_{1\times 3}} & & \end{array}\right]$$

令 $\lambda_{ij}^{\mathrm{s}}=\dfrac{\partial F_{ij}^{\mathrm{y}}}{\partial s_i}$，$\lambda_{ij}^{\mathrm{v_y}}=\dfrac{\partial F_{ij}^{\mathrm{y}}}{\partial v_{\mathrm{y}}}$，$\sin:=\mathrm{s}$，$\cos:=\mathrm{c}$，

并利用一阶泰勒展开方法将(4)在 $\left(v_{\mathrm{y0}},\psi_{\mathrm{e0}}\right)$ 处展开，则

$$A_{11}=\left(-\frac{\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}-\frac{\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}-\frac{\lambda_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}-\frac{\lambda_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}},\quad A_{12}=\left(-\frac{\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{f}}}{v_{\mathrm{e}}}-\frac{\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{f}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}+\frac{\lambda_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{r}}}{v_{\mathrm{e}}}+\frac{\lambda_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{r}}}{v_{\mathrm{e}}}-mrv_{\mathrm{e}},$$

$$A_{21}=\left(-\frac{\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}-\frac{\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)l_{\mathrm{f}}\,\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}-\left(-\frac{\lambda_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}-\frac{\lambda_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)l_{\mathrm{r}}+\frac{W}{2}\left(-\frac{\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}+\frac{\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)\mathrm{s}\delta_{\mathrm{f}},\quad A_{13}=\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}\left(\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}+\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}\right),$$

$$A_{22}=\left(-\frac{\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}l_f}{v_{\mathrm{e}}}-\frac{\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{f}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)l_{\mathrm{f}}\,\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}-l_{\mathrm{r}}\left(\frac{\lambda_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{r}}}{v_{\mathrm{e}}}+\frac{\lambda_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{r}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)+\left(\frac{\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{f}}}{v_{\mathrm{e}}}-\frac{\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}l_{\mathrm{f}}}{v_{\mathrm{e}}}\right)\frac{W}{2}\mathrm{s}\delta_{\mathrm{f}},\quad A_{23}=l_{\mathrm{f}}\,\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}\left(\tau_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}+\tau_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}\right)+\frac{W}{2}\left(\tau_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{s}}-\tau_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{s}}\right)\mathrm{s}\delta_{\mathrm{f}},$$

$$A_{14}=\left[\begin{array}{cccc} \lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{v_y}}\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}} & & \lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{v_y}}\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}} & \lambda_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{v_y}} \quad \lambda_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{v_y}} \\ l_{\mathrm{f}}\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{v_y}}\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}+\dfrac{W}{2}\lambda_{\mathrm{fl}}^{\mathrm{v_y}}\mathrm{s}\delta_{\mathrm{f}} & & l_{\mathrm{f}}\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{v_y}}\mathrm{c}\delta_{\mathrm{f}}-\dfrac{W}{2}\lambda_{\mathrm{fr}}^{\mathrm{v_y}}\mathrm{s}\delta_{\mathrm{f}} & -l_{\mathrm{r}}\lambda_{\mathrm{rl}}^{\mathrm{v_y}} \quad -l_{\mathrm{r}}\lambda_{\mathrm{rr}}^{\mathrm{v_y}} \end{array}\right],$$

$$A_5=\begin{bmatrix} & k_{\psi_e}^{x} & \\ 0_{4\times8} & k_{\psi_e}^{y} & 0_{3\times1} \\ & 0 & \\ & 0 & -1/T_d \end{bmatrix}$$，其中，$k_{v_y}^{x}=-s\psi_{e0}$，$k_{v_y}^{y}=c\psi_{e0}$，$k_{\psi_e}^{x}=-v_e s\psi_{e0}-v_{y0}c\psi_{e0}$，

$$k_{\psi_e}^{y}=v_e c\psi_{e0}-v_{y0}s\psi_{e0}。$$

$$\mathcal{B}=\begin{bmatrix}0_{2\times7} & B_1 & 0_{3\times7} & B_2\end{bmatrix}^{\top}$$

$$B_1=\begin{bmatrix}\mathrm{diag}\left(\frac{K_\delta}{T_\delta},0,0,\frac{R_e}{I_w},\frac{R_e}{I_w},\frac{R_e}{I_w},\frac{R_e}{I_w}\right) & 0_{1\times2}\end{bmatrix},$$

$$B_2=\begin{bmatrix}0 & \frac{K_d}{mT_dR_e} & \frac{K_d}{mT_dR_e} & \frac{K_d}{mT_dR_e} & \frac{K_d}{mT_dR_e} & 0_{1\times2}\end{bmatrix}。$$

$$\mathcal{C}=\begin{bmatrix}\frac{I_{3\times3}\mid 0_{3\times3}}{0_{6\times6}} \\ \frac{0_{3\times3}\mid I_{3\times3}}{0_{1\times6}}\end{bmatrix}^{\top}，\quad \mathcal{W}=\begin{bmatrix}I_{2\times2} & 0_{5\times4} \\ 0_{11\times2} & W_1 \\ & W_2\end{bmatrix},$$

$$W_1=\begin{bmatrix}-R_e^2/I_w\times I_{4\times1} & 0_{4\times3}\end{bmatrix},W_2=\begin{bmatrix}0_{4\times1} & \mathrm{diag}(1,1) & 0_{3\times1} \\ & 0_{2\times2} & 1\end{bmatrix},$$

$$\zeta_{v_y}=\left(\bar{F}_{fl}^{y}+\bar{F}_{fr}^{y}-\lambda_{fl}^{s}\bar{s}_f-\lambda_{fl}^{v_y}\bar{v}_{rfl}^{x}-\lambda_{fr}^{s}\bar{s}_f-\lambda_{fr}^{v_y}\bar{v}_{rfr}^{x}\right)c\delta_f$$

$$+\left(\bar{F}_{rl}^{y}+\bar{F}_{rr}^{y}-\lambda_{rl}^{s}\bar{s}_r-\lambda_{rl}^{v_y}\bar{v}_{rrl}^{x}-\lambda_{rr}^{s}\bar{s}_r-\lambda_{rr}^{v_y}\bar{v}_{rrr}^{x}\right),$$

$$\zeta_r=\left(\bar{F}_{fl}^{y}+\bar{F}_{fr}^{y}-\lambda_{fl}^{s}\bar{s}_f-\lambda_{fl}^{v_y}\bar{v}_{rfl}^{x}-\lambda_{fr}^{s}\bar{s}_f-\lambda_{fr}^{v_y}\bar{v}_{rfr}^{x}\right)l_f c\delta_f$$

$$-\left(\bar{F}_{rl}^{y}+\bar{F}_{rr}^{y}-\lambda_{rl}^{s}\bar{s}_r-\lambda_{rl}^{v_y}\bar{v}_{rrl}^{x}-\lambda_{rr}^{s}\bar{s}_r-\lambda_{rr}^{v_y}\bar{v}_{rrr}^{x}\right)l_r+\qquad k_{X_e}=\left(v_e s\psi_{e0}+v_{y0}c\psi_{e0}\right)\psi_{e0}+v_e c\psi_{e0},$$

$$\left(\bar{F}_{fl}^{y}-\bar{F}_{fr}^{y}-\lambda_{fl}^{s}\bar{s}_f-\lambda_{fl}^{v_y}\bar{v}_{rfl}^{x}+\lambda_{fr}^{s}\bar{s}_f+\lambda_{fr}^{v_y}\bar{v}_{rfr}^{x}\right)\frac{W}{2}s\delta_f,$$

$$k_{Y_e}=\left(-v_e c\psi_{e0}+v_{y0}s\psi_{e0}\right)\psi_{e0}+v_e s\psi_{e0},$$

$$\zeta_{res}=\frac{K_d}{T_d}\left(-gf-\frac{1}{2m}C_d\rho Av_e^2\right)。$$

利用零阶保持器离散预测模型，表示为

$$\begin{aligned}x_{k+1}&=\mathcal{A}_d x_k+\mathcal{B}_d u_k+\mathcal{W}_d v_k \\ y_k&=\mathcal{C}_d x_k\end{aligned}\tag{5}$$

式中，$\mathcal{A}_d=e^{\mathcal{A}t_p},\mathcal{B}_d=\int_0^{t_p}e^{\mathcal{A}\tau}\mathcal{B}d\tau,\mathcal{W}_d=\int_0^{t_p}e^{\mathcal{A}\tau}\mathcal{W}d\tau$，$\mathcal{C}_d=\mathcal{C}$，其中$t_p$为离散时间步长。

2.2 实时动态边界生成

2.2.1 车辆系统失稳边界计算

在非线性系统吸引域内，状态点无论距离平衡点多远，最终在有限时间内将会收敛至平衡点。这一概念被用于车辆系统稳定域估计，在车辆系统稳定域内，车辆在不同的初始状态下，如果最终在有限时间内收敛至平衡点，则不会发生失稳[6]。

车辆系统稳定域可由 SOSP 估计，通过迭代求解平方和多项式函数$\varphi_1(x)$、$\varphi_2(x)$，半正定函数$q_1(x)$、$q_2(x)$，李雅普诺夫函数$V(x)$的上边界γ以及给定的形状函数$s(x)$的上边界β，获取$V(x)$，确定车辆系统稳定域。具体步骤如算法 1 所示。

算法 1：车辆系统稳定域计算方法

输入： 车辆参数，v_e，μ

输出： $\Omega_{V,\gamma}$

初始化： $V(x)$，i=j=k=1

while $\gamma_i - \gamma_{i-1} > \varepsilon_\gamma$

  $\exists q_{2,i}(x) \in \sum[x]$

  $-\nabla_x V(x)\dot{x} - \varphi_2(x) + q_{2,i}(x)\left(V(x) - \gamma_i\right) \in \sum[x]$

  i=i+1

end

保持$V(x)$，$q_2(x)$，γ

while $\beta_j - \beta_{j-1} > \varepsilon_\beta$

  $\exists q_{2,j}(x) \in \sum[x]$

  $q_{1,j}(x)\left(s(x) - \beta_j\right) - \left(V(x) - \gamma\right) \in \sum[x]$

  j=j+1

end

保持$q_1(x), q_2(x), \gamma, \beta$

while $\nexists V(x)$

  $V_k(x) - \varphi_1 \in \sum[x]$

  $q_1(x)\left(s(x) - \beta\right) - \left(V_k(x) - \gamma\right) \in \sum[x]$

  $-\nabla_x V(x)\dot{x} - \varphi_2(x) + q_2(x)\left(V_k(x) - \gamma\right) \in \sum[x]$

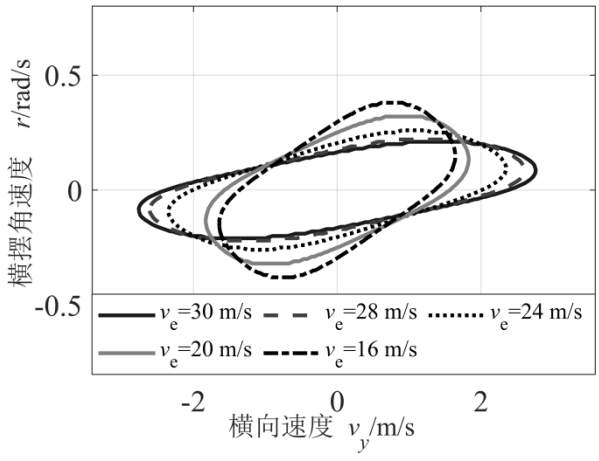
  k=k+1

end

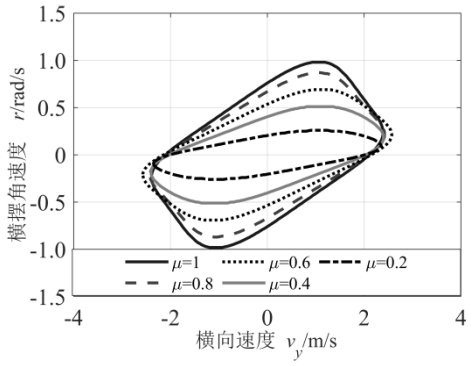
$\Omega_{V,\gamma} = \{V \le \gamma\}$

return $\Omega_{V,\gamma}$

结合算法 1，选取 4 阶$V(x)$，车辆在不同车速、路面附着系数下的稳定域如图 3 所示。



(a) 不同车速下车辆系统稳定域估计结果



(b) 不同附着系数车辆系统稳定域估计结果

图 3　车辆系统稳定域估计结果

在固定的路面附着系数下，随着速度的增加，车辆稳定域的旋转角度逐渐减小，并且 r 的边界逐渐缩小，v_y 的边界逐渐扩张，逐渐近似椭圆几何。在固定的纵向车速下，随着附着系数的减小，车辆稳定域的旋转角度逐渐减小，r 的边界逐渐缩小，v_y 的边界也逐渐变小，但是变化率较低，在高速、低附着条件下，车辆系统的稳定域逐渐近似椭圆几何。因此，将利用椭圆几何模型对车辆系统稳定域进行表征。

2.2.2 基于椭圆几何函数的边界生成

如图 4 所示，椭圆几何模型的边界坐标(x_e, y_e)由长半轴 a、短半轴 b 以及旋转角度ψ_{es}表征。

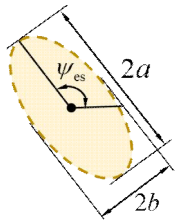


图 4　椭圆几何模型

椭圆几何边界坐标表示为

$$\left(\frac{\cos^2\psi_{es}}{a^2}+\frac{\sin^2\psi_{es}}{b^2}\right)x_e^2+2\cos\psi_{es}\sin\psi_{es}\times\left(\frac{1}{a^2}-\frac{1}{b^2}\right)x_e^2y_e^2+\left(\frac{\cos^2\psi_{es}}{a^2}+\frac{\sin^2\psi_{es}}{b^2}\right)y_e^2=1 \tag{6}$$

结合车辆系统在不同车速以及路面附着系数下的稳定域辨识结果，利用椭圆几何实现稳定域的表征，通过椭圆参数的迭代，实现椭圆几何的面积与稳定域面积比的最大化，从而获取不同行驶条件下的椭圆参数，定义面积比为

$$R_A=\frac{area\left((7)\right)}{area\left(\Omega_{V,\gamma}\right)} \tag{7}$$

式中，$area(^{\bullet})$表示闭合曲线的面积。基于车辆稳定域的椭圆参数辨识方法如算法 2 所示，其中 vpa($^{\bullet}$,2) 表示计算精度为 0.01。

算法 2：基于车辆稳定域的椭圆参数辨识方法

输入： 车辆参数，v_e，μ

输出： a, b, ψ_{es}

1：$[\gamma, \beta, V, q, \varphi] \leftarrow SOSP(m, I_z, v_e, \mu, r, v_y)$

2： $[a_{\max}, b_{\max}] \leftarrow \ \Omega_{V,\gamma} = \{V \le \gamma\}$

3： **for** i = vpa($2a_{\max}$/3,2):0.01： $a_{\max}$

4： **for** j = vpa($2b_{\max}$/3,2):0.01： $b_{\max}$

5： **for** k = 0:0.01:2π

6： $R_{\mathrm{A}}^{(i,j,k)} \leftarrow area(7)\big|_{i,j,k}$

7： **end**

8： **end**

9： **end**

10： $[i,j,k] \leftarrow \ \max R_{\mathrm{A}}^{(i,j,k)} \subset \left\{ R_{\mathrm{A}}^{(i,j,k)} \le area\left(\Omega_{V,\gamma}\right) \right\}$

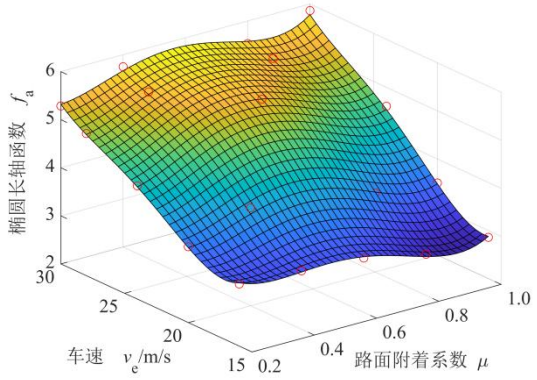
11： $a = j$; $b = k$; $\psi_{\mathrm{es}} = l$;

12： **return** a, b, ψ_{es}

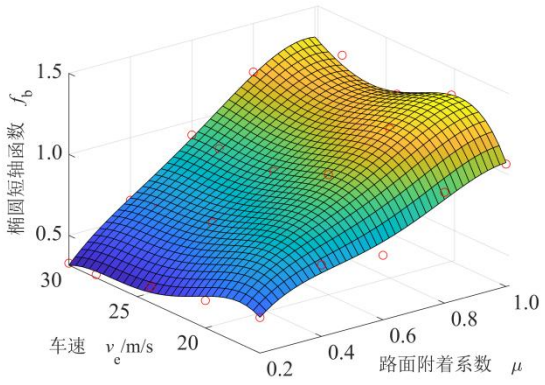
在获得不同行驶条件下的椭圆参数后，利用多项式拟合的方法建立车速以及路面附着系数与椭圆参数的映射关系，表示为

$$f_q\left(v_{\mathrm{e}}, \mu\right) = w_{ij} v_{\mathrm{e}}^i \mu^j \quad i + j \le 4, q \in \{a, b, \psi_{\mathrm{es}}\} \tag{8}$$

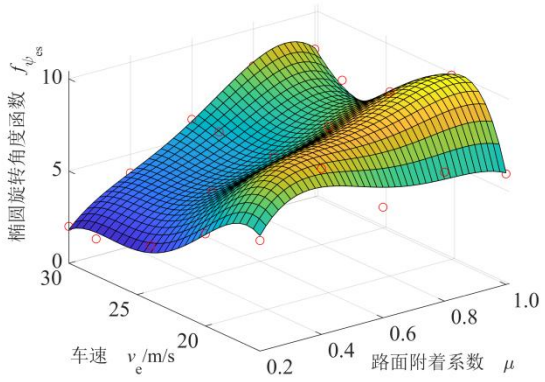
式中，w_{ij} 为多项式系数。因此，椭圆参数将分别由 $f_{\mathrm{a}}, f_{\mathrm{b}}, f_{\psi_{\mathrm{es}}}$ 表示。车辆参数如表 1 所示，基于辨识的多项式系数，椭圆参数与行驶条件间的映射关系如图 5 所示，其中圆圈表示椭圆参数辨识结果。



(a) 椭圆长轴函数



(b) 椭圆短轴函数



(c) 椭圆旋转角度函数

图 5　椭圆参数与多行驶因素映射模型

不同行驶条件下，基于(8)计算椭圆几何模型在车辆系统稳定域表征方面的精度，结果如图 6 所示。

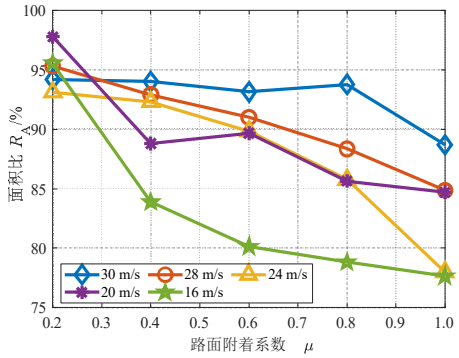


图 6　不同行驶条件下椭圆与车辆系统稳定域面积比

随着速度增大以及路面附着系数降低，车辆系统稳定域近似于椭圆，使得面积比逐渐增大，在 μ=0.2 时，面积比为 93%以上；随着路面附着系数增大，面积占比逐渐降低，然而，最小面积比大于 75%。所提出的椭圆几何及其辨识参数对于车辆系统稳定域表征结果将在 3.2 讨论。

2.3 约束及优化目标

结合系统输出变量及控制变量，考虑到车辆的路径跟踪性能、作动优化，优化目标函数设计为

$$J=\frac{1}{2}[\bar{y}^{\top}\overline{\mathcal{Y}}\bar{y}+\bar{u}^{\top}\overline{\mathcal{M}}\bar{u}+\left(\bar{u}-\bar{u}_{\mathrm{p}}\right)^{\top}\overline{\mathcal{F}}\left(\bar{u}-\bar{u}_{\mathrm{p}}\right)] \tag{9}$$

式中，$\overline{\mathcal{Y}},\overline{\mathcal{M}},\overline{\mathcal{F}}$ 分别为输出变量、控制变量以及上一时刻控制变量 u_{p} 的权重矩阵 $\mathcal{Y},\mathcal{M},\mathcal{F}$ 在预测时域 N_{p} 内构成的权重系数对角矩阵。基于(7)和(9)，车辆实时动态稳定域边界表示为

$$\begin{aligned} g\left(v_{\mathrm{y}},r\right)=&\left(\frac{\cos^2 f_{\psi_{es}}}{f_{\mathrm{a}}^{\,2}}+\frac{\sin^2 f_{\psi_{es}}}{f_{\mathrm{b}}^{\,2}}\right)r+2\cos f_{\psi_{es}}\sin f_{\psi_{es}}\times\\ &\left(\frac{1}{f_{\mathrm{a}}^{\,2}}-\frac{1}{f_{\mathrm{b}}^{\,2}}\right)v_{\mathrm{y}}r+\left(\frac{\cos^2 f_{\psi_{es}}}{f_{\mathrm{a}}^{\,2}}+\frac{\sin^2 f_{\psi_{es}}}{f_{\mathrm{b}}^{\,2}}\right)r-1 \end{aligned} \tag{10}$$

为保障凸优化求解，利用一阶泰勒展开方法对 $g\left(v_{\mathrm{y}},r\right)$ 进行仿射变换，动态稳定域边界表示为

$$g\left(v_{\mathrm{y}},r\right)=g\left(\overline{v}_{\mathrm{y}},\overline{r}\right)+\frac{\partial g}{\partial v_{\mathrm{y}}}\left(v_{\mathrm{y}}-\overline{v}_{\mathrm{y}}\right)+\frac{\partial g}{\partial r}\left(r-\overline{r}\right) \tag{11}$$

车辆前轮转角以及车轮力矩的最优控制序列 u^{*} 可利用 FORCESPRO[23]计算得到，表示为

$$\begin{aligned}
&u^{*}=\operatorname{argmin}J\\
&\text{s.t.}: x_{k+1}=\mathcal{A}_{\mathrm{d}}x_{k}+\mathcal{B}_{\mathrm{d}}u_{k}+\mathcal{W}_{\mathrm{d}}v_{k},k\in\mathcal{N}\\
&g\left(v_{\mathrm{y}},r\right)\Big|_{f_{\mathrm{a}},f_{\mathrm{b}},f_{\psi_{\mathrm{es}}}}\leq 0\\
&u_{\mathrm{l}}\leq u(k)\leq u_{\mathrm{u}};x_{\mathrm{l}}\leq x\left(k\right)\leq x_{\mathrm{u}}\\
&x\left(1\right)=x\left(t\right),x\left(N_{\mathrm{p}}\right):=\breve{x},x\left(k\right)\in\mathcal{X},u\left(k\right)\in\mathcal{U}
\end{aligned} \tag{12}$$

式中，状态和控制输入的下边界与上边界分别表示为 $u_{\mathrm{l}},u_{\mathrm{u}},x_{\mathrm{l}},x_{\mathrm{u}}$ 。车轮力矩的上边界表示为 $T_{ij}^{\mathrm{u}}=\max\left(F_{ij}^{\mathrm{z}}\mu R_{\mathrm{e}},T_{ij}^{\max}\right)$，其中 $T_{ij}^{\max}$ 为作动器可提供的最大车轮驱动力矩。除此之外，$\mathcal{X}$ 和 $\mathcal{U}$ 表示状态和控制输入在带约束优化条件下的容许集，$x\left(N_{\mathrm{p}}\right):=\breve{x}$ 表示状态终端约束为平衡点 $\breve{x}$，确保控制器的渐近稳定性[24]。

3 结果验证

通过建立 HiL 平台，验证不同工况下车辆稳定域表征的准确度以及所提控制器在车辆路径跟踪、稳定性维持方面的有效性和实时性。

3.1 HiL 平台介绍

如图 7 所示，所建立的 HiL 平台包含上位机以及 Speedgoat 实时目标机等设备。

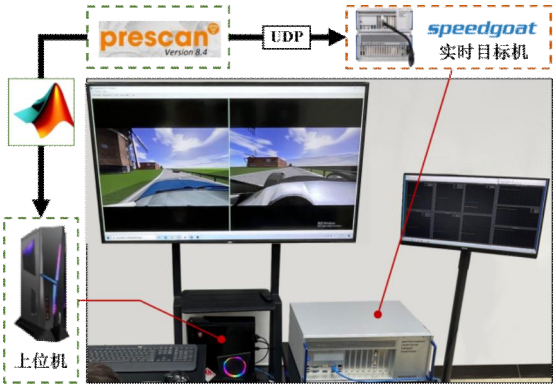


图 7　硬件在环平台

平台的上位机提供所需的车辆模型、交通场景等条件。Speedgoat 实时目标机则作为车辆的控制器，实时计算车辆的控制输入，以 UDP 以及 CAN 通讯的方式发送至上位机，并计算控制算法在每步的计算时间，由此确定算法的实时性。驾驶模拟器则供驾驶员切换不同的期望轨迹以及路径跟踪控制器。期望轨迹包含三种：双移线工况、漂移急转弯工况以及 J-turn 工况；控制器则包含两种：所提出的控制器以及采用基于理想横摆角速度与横向速度的稳定性边界的控制器（LC），其中，基于理想横摆角速度与横向速度的稳定性边界[4, 5, 25, 26]表示为

$$\begin{cases}
rl_{\mathrm{r}}-s_{\mathrm{sat}}v_{\mathrm{e}}\leq v_{\mathrm{y}}\leq rl_{\mathrm{r}}+s_{\mathrm{sat}}v_{\mathrm{e}}\\
-\mu g/v_{\mathrm{e}}\leq r\leq \mu g/v_{\mathrm{e}}
\end{cases} \tag{13}$$

其中，s_{sat} 为后侧轮胎侧偏角的线性范围。路面条件则由 μ 表示，湿滑路面条件下 $\mu=0.5$，冰路面条件下 $\mu=0.2$。设置车速为 100 km/h（27.78 m/s）。车辆参数以及控制器参数如表 1 所示。

表 1　车辆参数及控制器参数

参数	描述/单位	数值
m	车辆整备质量/kg	2 020
I_z, I_w	车辆及车轮转动惯量/kgm^2	4 095, 0.9
W	轮距/m	1.605
l_f, l_r	车辆前轴/后轴到质心距离/m	1.265, 1.9
R_e	车轮滚动半径/m	0.338
ϖ	载荷因子	13.4
σ_{0y},σ_{2y}	轮胎橡胶刚度、相对粘度阻尼系数/1/m	0.001 8, 0.001
K_δ,T_δ	转向系统参数	1, 0.001
K_d,T_d	驱动系统参数	1, 0.45
N_p,N_c	预测步长、控制步长	5, 3

为了对比控制器在路径跟踪精度、状态波动以及稳定裕度方面的性能，定义路径跟踪精度表示为

$$RMSE_{Y_e}=\sqrt{\frac{\sum\left(Y_e-Y_{ref}\right)^2}{N}} \tag{14}$$

式中，Y_{ref} 为参考路径，N 为采样点个数。状态波动指标采用 v_e 和 β 的波动表示为

$$F_{v_e}=\frac{\int_{t_0}^{t_1}\left\|v_e-v_{set}\right\|\mathrm{d}t}{t_1-t_0},F_\beta=\frac{\int_{t_0}^{t_1}\left\|\beta\right\|\mathrm{d}t}{t_1-t_0} \tag{15}$$

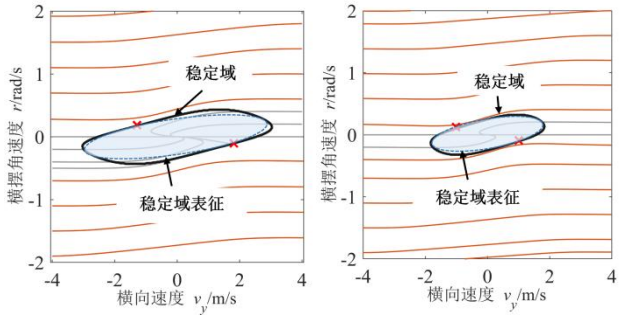
式中，v_{set} 为设置的期望车速，t_0 和 t_1 分别表示起始、终止时间。稳定裕度表示为

$$M_s=1-\min\frac{\max\left(r\right)}{r_b\big|_{v_y^t}} \tag{16}$$

式中，$r_b\big|_{v_y^t}$ 表示最大 r 时的 v_y^t 对应的 r 边界 r_b。

3.2 车辆系统稳定域表征方法验证

在不同车速以及路面附着系数下的车辆系统稳定域表征结果如图 8 所示。



(a) v_e=30 m/s, $\mu=0.4$　　**(b) v_e=20 m/s, $\mu=0.2$**

图 8　不同工况下车辆系统稳定域表征方法验证结果

在 v_e=30 m/s，$\mu=0.4$ 时，车辆系统稳定域近似平行四边形，所提椭圆几何覆盖其 80%的面积，并与车辆横向稳定性相平面图中鞍点所在位置重合；在 v_e=20 m/s，$\mu=0.2$ 时，车辆系统稳定域近似

椭圆，所提椭圆几何结合参数辨识结果可以覆盖稳定域，面积比为 95%，椭圆边界与鞍点所在位置重合，证明所提方法在表征车辆系统稳定域边界方面具有较好的效果。

3.3 Case 1：双移线工况

利用双移线工况对湿路面和冰路面条件下的控制器的有效性、实时性进行验证。湿路面条件下的路径跟踪结果如图 9 所示。

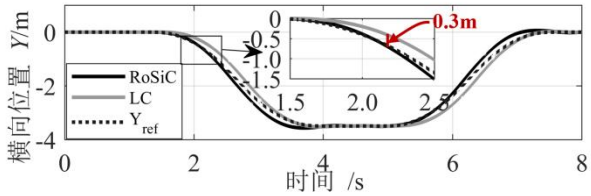


图 9　湿路面条件下车辆双移线路径的跟踪结果

在湿路面条件下，路面提供的附着力可以满足车辆换道时所需的横向轮胎力，二者均表现出较好的轨迹跟踪性能，RoSiC 和 LC 的跟踪误差均方根值分别为 0.13 和 0.16。在 2 s 左右时，基于传统稳定性约束的控制器使得车辆路径跟踪误差达 0.3 m，而所提的 RoSiC 使得车辆的路径跟踪误差更小，这是由于 RoSiC 的稳定裕度为 63.7%，如图 10 所示，使得状态变化率较大，提升了路径跟踪控制效果。车辆状态响应如图 11 所示。

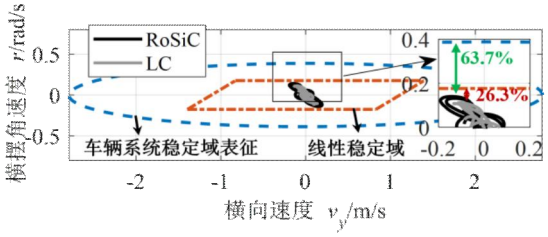


图 10　湿路面下车辆跟踪双移线路径时的横向稳定性结果

由于路面提供较大的附着力，车辆并未采用差动制动方式维持行驶稳定性，因此车辆纵向速度受到前轮转角变化的影响呈现波动的状态，RoSiC 和 LC 的速度波动率分别为 7.7×10^{-3} 和 7.3×10^{-3}。除此之外，质心侧偏角的波动率分别 1.6×10^{-3} 和 7.33×10^{-4}，所提方法使得车辆的横向加速度、质心侧偏角的响应幅度均大于基于传统约束边界控制器的车辆响应，保障车辆在系统失稳边界范围内产生较大的横向响应，以提升车辆在湿滑路面条件下的路径跟踪性能。

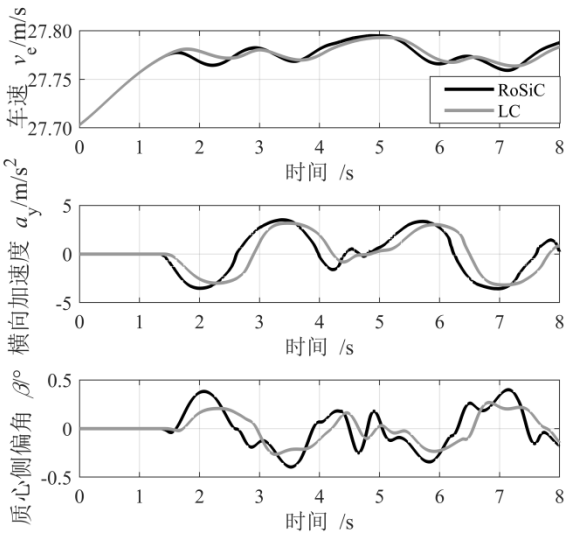


图 11　湿路面下车辆跟踪双移线轨迹时的状态响应

冰路面条件下的路径跟踪结果如图 12 所示，采用实际路径和期望路径的差值进行对比。冰路面条件下路面提供的附着力降低，并且系统失稳区域缩减，稳定裕度降低，使得车辆在跟踪双移线轨迹时出现横向位置误差、横摆角误差均增大的情况，其中 RoSiC 和 LC 的跟踪误差均方根值分别为 0.20 和 1.05，尤其在 6 s 左右，LC 路径跟踪误差达 2 m，且具有时滞性。所提控制器在优化过程中，状态稳定裕度大于传统稳定域，因此，减小了车辆路径跟踪的横向位置误差、横摆角误差，能够实现较大曲率轨迹的跟踪。

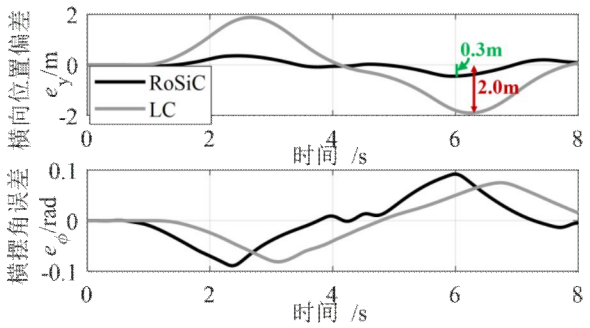


图 12　冰路面下车辆双移线路径的跟踪结果

车辆的前轮转角和各轮的制动力矩分别如图 13 和图 14 所示。由于传统稳定性边界的约束，LC 所计算的前轮转角幅值及变化率均小于 RoSiC 所计算的结果，同时，在 3 s 和 6 s 时，为了满足传统稳定性边界的约束、避免不足转向特性，LC 为后轮施加 100 Nm 的制动力矩。相反地，RoSiC 在较大的稳定裕度下，结合轮胎联合滑移特性，优先优化前轮转角输入保障车辆的路径跟踪性能和行驶稳定性，在 2 s 左右时，生成较小的前轮转角，避免较大的横向响应，由此减少车轮制动的介入，避免车辆纵向速度的变化，两种控制器下的车辆横向稳定性响应如图 15 所示。

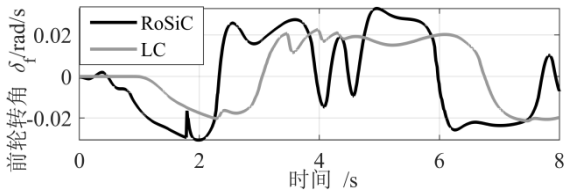


图 13　冰路面条件下车辆跟踪双移线轨迹时前轮转角

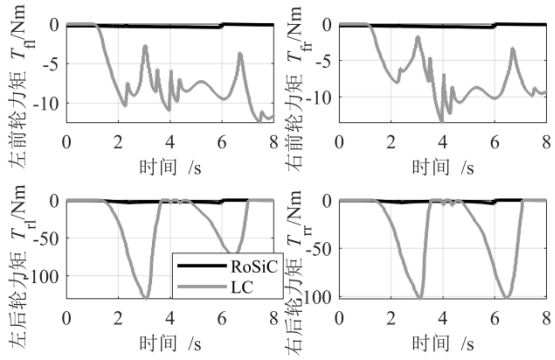


图 14　冰路面条件下车辆跟踪双移线轨迹时各车轮力矩

稳定域边界随着 μ 的降低逐渐减小，LC 采用转向和制动的方式维持车辆横向响应在稳定性约束内，从而限制作动输入、状态响应的变化，恶化了车辆路径跟踪精度。相比于 LC 的 7.42%的稳定裕度，RoSiC 的稳定裕度为 43.9%，使得车辆横向响应超过了传统稳定性边界，但并未发生车辆失稳，在减少制动介入的同时，提升车辆路径跟踪性能，其他车辆状态响应如图 16 所示。

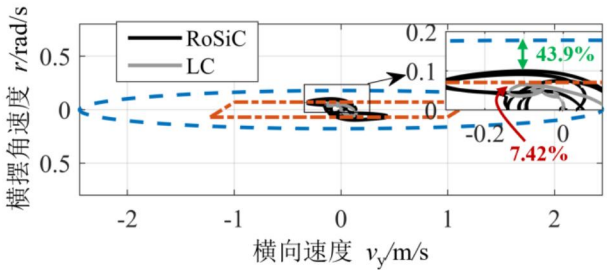


图 15　冰路面下车辆跟踪双移线路径时的横向稳定性结果

由于减少了制动的介入，RoSiC 可更好地维持车辆纵向车速。在 3 s 和 7 s 时，车辆最大横向加速度为 1.9 m/s²，在冰路面能提供的最大横向加速度 0.2g 范围内。RoSiC 和 LC 使得车辆的质心侧偏角最大值小于 1°，质心侧偏角的波动率分别 1.92×10^{-2} 和 1.36×10^{-2}，RoSiC 避免了传统稳定性约束下车辆控制输入、状态响应幅度、变化率受限而导致冰路面条件下路径跟踪出现时滞的现象，提升了路径跟踪性能。

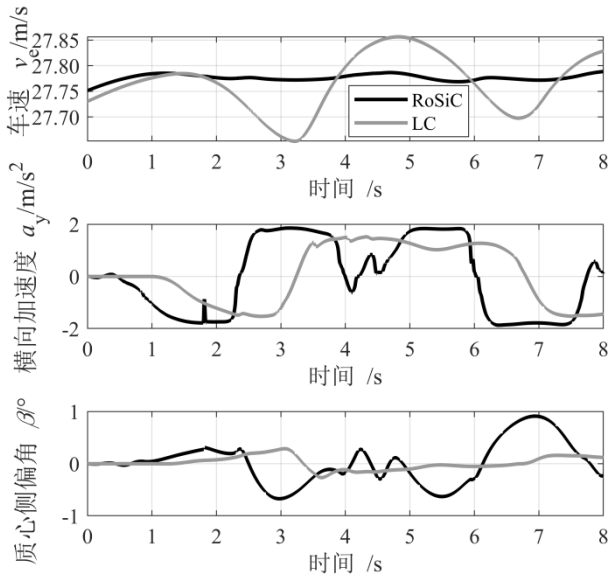


图 16　冰路面下车辆跟踪双移线路径时的状态响应结果

结合 HiL 平台中 Speedgoat 实时目标机在每一步的计算时间，所提出的控制器的实时性结果如图 17 所示。计算时间在车辆换道开始时出现波动，是由于控制器需要结合非线性轮胎力以及实时动态约束优化控制输入，最大计算时间为 3.9×10^{-4} s，远小于控制频率 100 Hz，满足实时性要求。

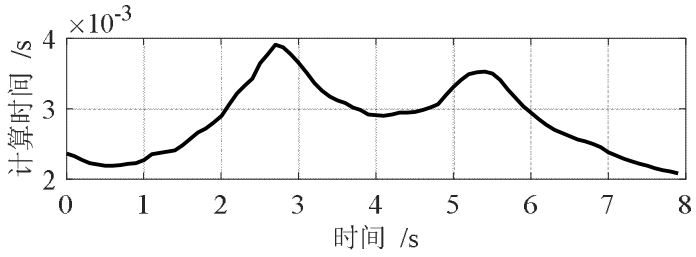


图 17　冰路面下车辆跟踪双移线路径时控制器实时性结果

表 2 提供了双移线工况下的指标对比结果。

表 2　双移线工况下车辆路径跟踪量化结果

	控制器	$RMSE_{Y_c}$	F_{v_c}	F_β	M_s
湿路面	RoSiC	**0.13**	7.70×10^{-3}	1.60×10^{-3}	**63.70%**
	LC	0.16	**7.30×10^{-3}**	**7.33×10^{-4}**	26.30%
冰路面	RoSiC	**0.20**	**1.20×10^{-3}**	1.92×10^{-2}	**43.90%**
	LC	1.05	1.24×10^{-2}	**1.36×10^{-2}**	7.42%

为进一步验证所提控制器在高速、低附着条件下的路径跟踪性能，采用冰路面条件下的漂移急转弯工况进行测试。

3.4 Case 2：漂移急转弯

漂移和急转弯工况下的路径跟踪结果如图 18 所示。在 0~10 s，RoSiC 使得车辆跟踪期望路径的误差更小，在 10 s 后，车辆需从横向位置 7 m 处向右急转弯回到原车道，RoSiC 生成较大的前轮转角幅度和变化率跟踪期望轨迹，减少路径跟踪的时滞和误差，在 17 s 保持稳定跟踪。由于冰路面条件附着力的限制以及横-纵向轮胎力的耦合特性，RoSiC 使得车辆跟踪出现超调，但是相比于 LC，RoSiC 在保障车辆行驶稳定条件下提升路径跟踪性能。车辆横向稳定性相平面如图 19 所示。

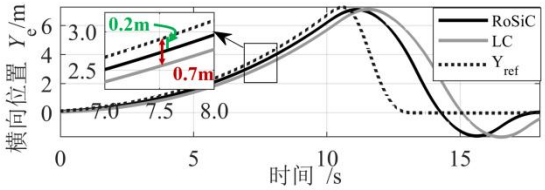


图 18　冰路面下车辆急转弯路径的跟踪结果

与双移线工况下的结果相似，RoSiC 保障车辆在较大的稳定裕度内实现路径跟踪控制，M_s 分别为 77.5%和 1.39%，基于 RoSiC 的车辆响应超过了传统稳定性边界，而基于 LC 的车辆为保持横向响应在稳定性约束范围内，生成了差动制动力矩，且引起了速度波动，如图 20 所示。

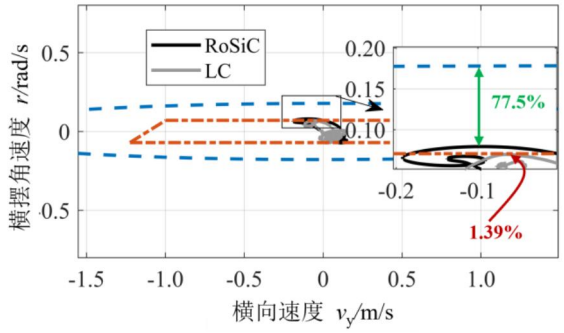


图 19　冰路面下车辆跟踪急转弯路径时的横向稳定性结果

在 12~14 s 时，车辆向右急转弯，车辆的横向速度和横摆角速度到达传统稳定约束边界，此时产生差动制动力矩，维持车辆状态响应幅度，导致车速降低、横向加速度和质心侧偏角出现波动。RoSiC 减少制动介入，优化前轮转角，使得车辆的横向加速度在 0.2g 范围内，维持行驶稳定性的同时，减少了状态响应的波动，指标量化结果如表 3 所示。

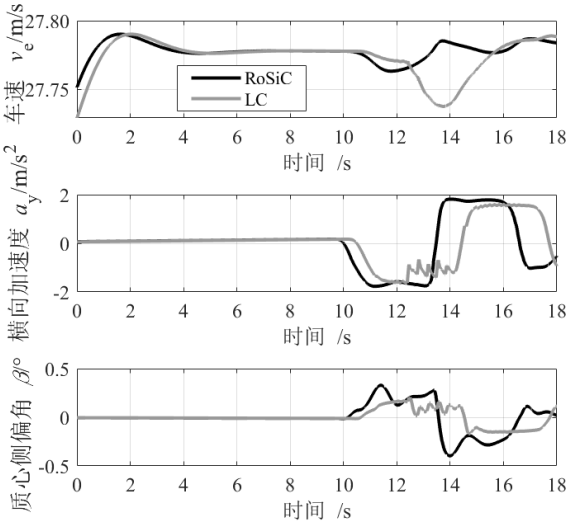


图 20　冰路面下车辆跟踪急转弯路径时的状态响应结果

表 3　漂移急转弯工况下车辆路径跟踪量化结果

控制器	$RMSE_{Y_e}$	F_{v_e}	F_β	M_s
RoSiC	**1.49**	**3.95×10^{-4}**	6.4×10^{-3}	**77.5%**
LC	2.00	4×10^{-3}	**4.4×10^{-3}**	1.39%

另外，采用 J-turn 工况对所提方法进行了测试。

3.5 Case 3：J-turn 工况

J-turn 工况下的路径跟踪结果如图 21 所示。RoSiC 可提升车辆在冰路面条件下的路径跟踪精度，比如，在 8 s 左右，RoSiC 使得路径跟踪误差更小，车辆横向稳定性相平面如图 22 所示。

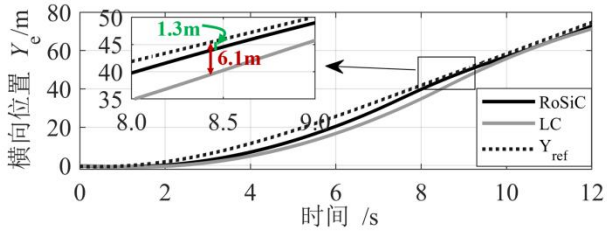


图 21　冰路面下车辆 J-turn 路径的跟踪结果

RoSiC 使得车辆横向状态超过了传统稳定性约束边界，LC 则优化前轮转角和车轮制动力矩，使得车辆横向响应维持在约束边界内，其他车辆响应如图 23 所示。

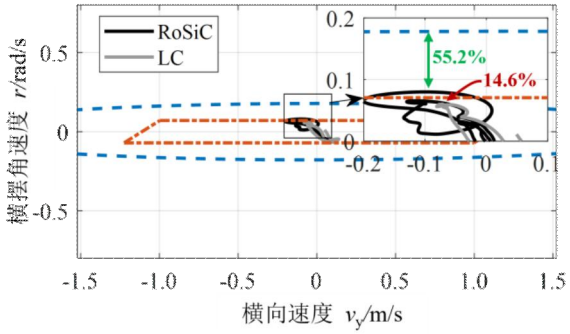


图 22　冰路面下车辆跟踪 J-turn 路径时的横向稳定性结果

车辆在 1 s 时向左转弯，此时车辆状态响应增大，LC 则生成制动力矩维持状态响应，随后，车辆增加车速以维持行驶车速在 100 km/h，因此，在 0~4 s 时纵向车速产生了较大的波动。同样地，两种控制器均将 a_y 维持在 0.2g 范围内，但是 LC 优化前轮转角和车轮制动力矩，因此，在 2~4 s 和 9~11 s 时，车辆的 a_y 和 β 出现震颤。RoSiC 可以在失稳边界内减少制动的介入，减少振颤的同时，提升车辆路径跟踪性能，指标量化结果如表 4 所示。

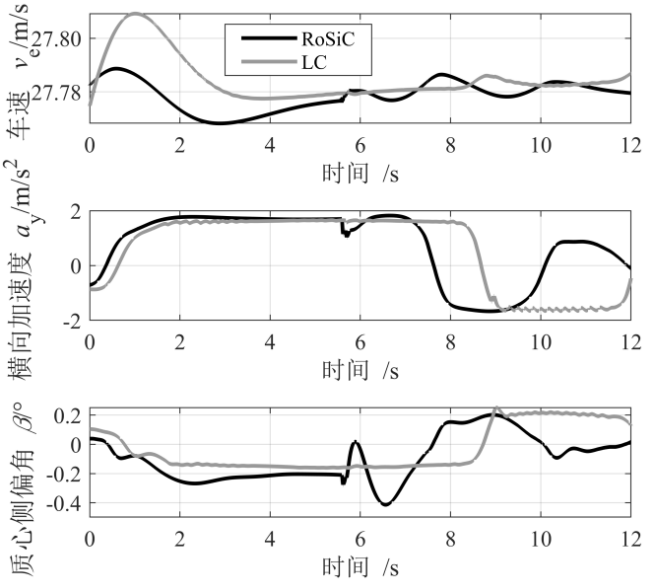


图 23　冰路面下车辆跟踪 J-turn 路径时的状态响应结果

表 4　J-turn 工况下车辆路径跟踪量化结果

控制器	$RMSE_{v_e}$	F_{v_e}	F_β	M_s
RoSiC	**3.16**	**9.35×10^{-4}**	**7×10^{-3}**	**55.2%**
LC	5.57	9.70×10^{-2}	0.317	14.6%

综上，RoSiC 可结合系统动态稳定域和非线性轮胎力，在较大的稳定裕度下优化车辆前轮转角，减少车轮制动的介入，提升车辆在高速、低附着路面条件下路径跟踪性能，维持车辆行驶稳定性的同时，避免状态响应的波动，提升乘坐舒适性。

4 结论

(1) 利用 SOSP 估计车辆系统稳定域，选取椭圆几何模型对车辆系统稳定域进行参数化表征，设计最大面积比作为表征精度，辨识不同行驶车速以及路面条件下的椭圆几何模型的参数，利用多项式拟合的方法建立行驶车速以及路面条件与椭圆几何模型参数间的映射模型，实现车辆系统动态稳定域的显式表达。

(2) 为实现车辆作动输入的优化，结合车辆横纵向动力学、运动学模型、非线性轮胎模型以及作动器特性，建立预测模型。通过对车辆系统稳定域表征函数的线性仿射变换，构建约束条件，结合优化目标函数与预测模型，建立智能车辆路径跟踪模型预测控制器，实现车辆前轮转角、车轮力矩的滚动优化。

(3) 采用硬件在环平台对所提方法进行了验证。结果表明，该方法可在更大的稳定裕度下实时优化车辆作动输入，使得车辆在保障行驶稳定性的前提下，减小车轮制动的介入，有效缓解了车辆状态的波动，对提升车辆在高速、低附着条件下的路径跟踪精度具有重要意义。未来将考虑以不同的几何模型对车辆系统稳定域以及考虑作动输入后的车辆系统扩展稳定域进行参数化表征，优化控制器设计方法，并结合量产车实现算法的验证。

参考文献：

[1] 陈虹, 郭露露, 宫洵, 等. 智能时代的汽车控制[J]. 自动化学报, 2020, 46(07): 1313-1332.
CHEN Hong, GUO Lu-lu, GONG Xun, et al. Automotive control in intelligent era[J]. Acta Automatica Sinica, 2020, 46(7): 1313−1332.

[2] 汪洪波, 周俊涛, 陈无畏, 等. 基于转向/横摆纳什博弈的智能车辆路径跟踪协调控制[J]. 机械工程学报, 2024, 60(10): 439-452.
WANG Hongbo, ZHOU Juntao, CHEN Wuwei, et al. Intelligent vehicle path tracking coordinated control based on steering/yaw nash game[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(10): 439-452.

[3] KREMER M A. The electronic stability program (ESP) on the ford focus[C]//Proceedings of the European Conference on Vehicle Electronic Systems. Stratford-upon-Avon, UK: Vehicle electronic systems, 2000.

[4] WANG Fanxun, SHEN Tong, ZHAO Mingzhuo, et al. Lane-change trajectory planning and control based on stability region for distributed drive electric vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2024, 73(1): 504-521.

[5] LIU Jun, DAI Ang. Distributed-drive vehicle lateral-stability coordinated control based on phase-plane stability region[J]. World Electric Vehicle Journal, 2024, 15(5): 202.

[6] FARRONI F, RUSSO M, RUSSO R, et al. A combined use of phase plane and handling diagram method to study the influence of tyre and vehicle characteristics on stability[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(8): 1265-1285.

[7] IMANI MASOULEH M, LIMEBEER D JN. Region of attraction analysis for nonlinear vehicle lateral dynamics using sum-of-squares programming[J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(7): 1118-1138.

[8] HU Xiao, CHEN Hong, REN Qiao, et al. Estimation and Expansion of Vehicle Stability Region With Sums of Squares Programming[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2023, 28(5): 2820-2831.

[9] FARAG W. Complex trajectory tracking using PID control for autonomous driving[J]. International Journal of Intelligent Transportation Systems Research, 2020, 18(2): 356-366.

[10] SABIHA A D, KAMEL M A, SAID E, et al. ROS-based trajectory tracking control for autonomous tracked vehicle using optimized backstepping and sliding mode control[J]. Robotics Autonomous Systems, 2022, 152: 104058.

[11] HU Chuan, CHEN Yimin, WANG Junmin. Fuzzy observer-based transitional path-tracking control for autonomous vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2020, 22(5): 3078-3088.

[12] AHN J, SHIN S, KIM M, et al. Accurate path tracking by adjusting look-ahead point in pure pursuit method[J]. International Journal of Automotive Technology, 2021, 22: 119-129.

[13] LIU Yiping, PEI Xiaofei, ZHOU Honglong, et al. Spatiotemporal Trajectory Planning for Autonomous Vehicle based on Reachable Set and Iterative LQR[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2024, 73(8): 10932-10947.

[14] CHENG Shuo, LI Liang, CHEN Xiang, et al. Model-predictive-control-based path tracking controller of autonomous vehicle considering parametric uncertainties and velocity-varying[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 68(9): 8698-8707.

[15] SUN Xiaoqiang, WANG Yulin, CAI Yingfeng, et al. Nonsingular terminal sliding mode-based direct yaw moment control for four-wheel independently actuated autonomous vehicles[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2022, 9(2): 2568-2582.

[16] ZHANG Yu, LIN Yutian, QIN Yechen, et al. A new adaptive cruise control considering crash avoidance for intelligent vehicle[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2024, 71(1): 688-696.

[17] XIA Xin, HASHEMI E, XIONG Lu, et al. Autonomous vehicle kinematics and dynamics synthesis for sideslip angle estimation based on consensus Kalman filter[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2022, 31(1): 179-192.

[18] TIAN Yang, MA He, MA Lei, et al. Path tracking control of commercial vehicle emergency obstacle avoidance based on mpc and active disturbance rejection control[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2025, 11(3): 7162-7170.

[19] VIADERO-MONASTERIO F, NGUYEN A-T, LAUBER Jimmy, et al. Event-triggered robust path tracking control considering roll stability under network-induced delays for autonomous vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023, 24(12): 14743-14756.

[20] ZHU Zhewei, TANG Xiaolin, QIN Yechen, et al. A survey of lateral stability criterion and control application for autonomous vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023, 24(10): 10382-10399.

[21] HASHEMI E, JALALI M, KHAJEPOUR A, et al. Vehicle stability control: Model predictive approach and combined-slip effect[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020, 25(6): 2789-2800.

[22] HASHEMI E, PIRANI M, KHAJEPOUR A, et al. Corner-based estimation of tire forces and vehicle velocities robust to road conditions[J]. Control Engineering Practice, 2017, 61: 28-40.

[23] ZANELLI A, DOMAHIDI A, JEREZ J, et al. FORCES NLP: An efficient implementation of interior-point methods for multistage nonlinear nonconvex programs[J]. International Journal of Control, 2020, 93(1): 13-29.

[24] ZHANG Yu, XU Mingfan, QIN Yechen, et al. MILE：Multiobjective integrated model predictive adaptive cruise control for intelligent vehicle[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2023, 19(7): 8539-8548.

[25] ZHANG Yu, HU Yuxuan, HU Xuepeng, et al. Adaptive crash-avoidance predictive control under multi-vehicle dynamic environment for intelligent vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2024, doi: 10.1109/TIV.2024.3394845.

[26] 张钰, 徐明帆, 白光宇, 等. 考虑稳定性约束的智能车辆切换控制方法[J]. 汽车工程, 2023, 45(5)：709-718.
ZHANG Yu, XU Mingfan, BAI Guangyu, et al. Intelligent vehicle switching control considering dynamic stability constraints[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(5): 709-718.

本体与视觉感知融合的四足机器人控制方法研究

胡永恒，杜明刚，汪浒江，杨家成，罗磊，付镇源

中国北方车辆研究所 先进越野系统技术全国重点实验室，北京 100071

摘　要：针对四足机器人强化学习运动控制在实机环境中难以提前感知前方障碍物、部署安全性不足的问题，本文基于 Isaac Lab 平台与 PPO 算法构建粗糙地形速度跟踪任务，分别训练 45 维本体感知策略和融合 48 维局部相对高度特征的 93 维视觉增强策略，并导出 ONNX 部署于外接工控机。针对实机环境感知需求，利用深度相机采集前方深度图并进行预处理，提取近距离障碍标志、台阶标志、最小距离及 48 维局部相对高度特征。设计近障碍与感知异常安全约束策略，当检测到前方近距离障碍物或感知数据异常时，限制前进速度指令，避免机器人继续向风险方向运动。实机结果表明，系统可实现稳定基础运动，区分空场景、近距离障碍物和台阶边缘，并在设定的近障碍范围触发安全停车。

关键词：四足机器人；强化学习；环境感知；运动控制

1 引言

四足机器人具有较强的地形适应性和运动灵活性，能够通过离散落足方式跨越楼梯、碎石和斜坡等非结构化地形，在巡检、救援和野外探测等领域具有应用潜力[1-2]。但由于其自由度高、动力学耦合强且足端接触状态频繁变化，运动控制过程具有明显的非线性和不确定性[3]。传统基于模型的控制方法依赖较准确的动力学模型与接触参数，在复杂地形和外部扰动条件下往往存在较高的建模与参数整定难度。

近年来，强化学习为四足机器人运动控制提供了新的技术路径。借助 PPO 等策略优化算法[3-4]以及 Isaac Gym、Isaac Lab 等高性能仿真平台，机器人能够在大规模并行仿真中学习速度跟踪、姿态保持和步态生成等能力。但仿真环境中的机器人模型、关节执行器、接触摩擦、地形几何以及传感器噪声都难以与真实系统完全一致[5]，导致策略在实机上可能出现步态不稳定、响应异常甚至摔倒等问题。现有研究通常采用域随机化[6]、动力学参数扰动、执行器建模[7]等方法提高策略鲁棒性，使策略在训练阶段接触更广泛的物理条件，增强其对真实环境的适应能力。但单纯依靠本体感知的运动策略仍然难以提前感知前方障碍物或地形突变，在复杂环境中存在安全风险。

随着深度相机、激光雷达等传感器在机器人平台上的广泛应用，环境感知信息逐渐从上层导航规划模块延伸到底层运动控制模块。对于四足机器人而言，深度图、局部高度图和地形粗糙度等信息能够反映机器人前方的空间结构，为策略提供障碍物距离、台阶边缘和地形起伏等先验信息[8]。将视觉感知与强化学习运动控制相结合，有助于弥补纯本体感知策略无法感知外部环境的不足，机器人在接近障碍物或复杂地形时能够提前调整运动行为。当前，基于深度视觉感知的运动控制已成为四足机器人研究的重要方向，其核心目标是实现感知、决策与控制的紧密融合[9]。但在实机部署中，深度信息易受到相机安装姿态、机体运动和深度缺失等因素影响，因此需要建立稳定的感知处理、策略推理和安全控制链路。

基于上述背景，本文围绕四足机器人强化学习运动控制与深度感知安全增强问题展开研究。首先基于仿真平台训练四足机器人运动策略，并完成策略模型的 ONNX 导出和工控机端部署。在机器人平台外接深度相机获取前方环境信息，构建近距离障碍检测和局部相对高度特征图表示方法，将深度感知结果用于实机安全控制与视觉增强策略输入，并通过平地运动、障碍停车和深度感知特征验证实验，对系统的训练部署流程和实机可行性进行验证。该研究可为四足机器人在复杂环境中的安全运动控制和感知增强部署提供一定参考。

2 强化学习运动策略训练与实机部署

2.1 仿真训练环境与任务设置

本研究选用云深处绝影 lite3 探索版四足机器人（图 1）作为开发平台，强化学习仿真训练环境基于 Isaac Lab 构建，并采用 RSL-RL 框架中的近端策略优化算法（Proximal Policy Optimization，PPO）进行运动策略训练，训练框图如图 2 所示。训练过程中，机器人模型被放置在仿真地形环境中，通过与环境持续交互学习速度跟踪、姿态保持和步态稳定等能力。



图 1　云深处绝影 lite3 探索版四足机器人

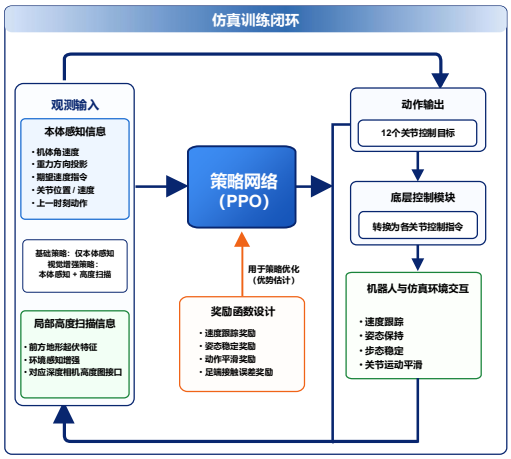


图 2　强化学习训练框图

训练选用粗糙地形速度跟踪任务，策略需要根据给定的期望线速度和角速度指令，完成前进、侧移和转向运动，同时尽可能保持机体姿态稳定、关节运动平滑以及足端接触协调。

首先构建仅依赖本体感知信息的基础策略，其观测向量可表示为：

$$\mathbf{o}_p = \left[\boldsymbol{\omega}_b, \mathbf{g}_p, \mathbf{v}_{cmd}, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{a}_{t-1}\right] \in \mathbb{R}^{45} \tag{1}$$

其中，$\boldsymbol{\omega}_b$表示机体角速度，$\mathbf{g}_p$表示重力方向在机体坐标系下的投影，$\mathbf{v}_{cmd}$表示期望速度指令，$\mathbf{q}$和$\dot{\mathbf{q}}$分别表示关节位置和关节速度，$\mathbf{a}_{t-1}$表示上一时刻动作。上述信息共同构成 45 维本体感知观测，用于学习基础的前进、后退、转向及姿态稳定能力。

对于视觉增强策略，在本体观测的基础上加入局部相对高度向量$\mathbf{h}$，描述机器人前方局部区域的地形高度分布，将 6×8 高度图按固定顺序展开后得到：

$$\mathbf{h} = \mathrm{vec}(H) \in \mathbb{R}^{48} \tag{2}$$

最终视觉增强策略观测向量为：

$$\mathbf{o}_v = \left[\mathbf{o}_p, \mathbf{h}\right] \in \mathbb{R}^{93} \tag{3}$$

该设计使仿真中的高度扫描观测与实机端由深度相机生成的局部高度图形成对应，为后续感知信息接入策略提供统一接口。

动作空间设置为 12 维，对应机器人 12 个主动关节的控制目标。策略网络根据当前观测输出动作向量：

$$\mathbf{a}_t = \pi_\theta(\mathbf{o}_t) \in \mathbb{R}^{12} \tag{4}$$

随后，动作经尺度变换并叠加至默认关节姿态，得到关节期望位置：

$$\mathbf{q}_t^{des} = \mathbf{q}_0 + \mathrm{s}_a \odot \mathbf{a}_t \tag{5}$$

式中，$\mathbf{q}_0$为默认站立关节位置，s_a为动作缩放系数，$\odot$表示逐元素乘法。关节级动作输出能够使策略直接学习步态生成、足端协调和姿态调整等底层运动行为。

奖励函数围绕速度跟踪、姿态稳定、动作平滑及足端接触规律进行设计，其一般形式表示为：

$$r_t = w_v r_t^{vel} + w_o r_t^{ori} + w_g r_t^{gait} - w_a \|\mathbf{a}_t - \mathbf{a}_{t-1}\|^2 - w_j \|\dot{\mathbf{q}}_t\|^2 - w_c r_t^{contact} \tag{6}$$

其中，r_t^{vel}表示速度跟踪奖励，r_t^{ori}表示机体姿态稳定奖励，r_t^{gait}用于鼓励合理步态，后续各惩罚项分别用于抑制动作突变、关节剧烈运动及异常足端接触。通过多项奖励与惩罚的共同作用，策略能够在完成期望运动任务的同时保持较好的稳定性和协调性。

最终获得两类强化学习策略：一类为 45 维本体感知基础策略，另一类为融合局部高度扫描信息的 93 维视觉增强策略。前者用于验证强化学习策略的基础运动控制能力，后者用于研究环境感知信息对四足机器人运动控制和安全增强的作用。

2.2 策略训练与部署模型导出

训练阶段采用 PPO 算法对策略参数进行迭代优化。PPO 通过限制新旧策略之间的更新幅度，提高训练过程的稳定性，其截断目标函数可表示为：

$$L^{CLIP}(\theta) = \mathbb{E}_t\left[\min\left(\rho_t(\theta)\hat{A}_t, \text{clip}\left(\rho_t(\theta), 1-\epsilon, 1+\epsilon\right)\hat{A}_t\right)\right] \tag{7}$$

其中，$\rho_t(\theta)$为新旧策略的概率比值，$\hat{A}_t$为优势函数估计，ϵ为截断系数。通过并行仿真环境中的大量交互样本，策略逐步学习不同速度指令和地形条件下的稳定运动行为。

训练完成后，选取性能稳定的 checkpoint 作为实机部署模型，并将策略网络导出为 ONNX 格式。ONNX 模型具有较好的跨平台推理能力，便于在工控机端通过 ONNX Runtime 加载运行，避免在实机部署端依赖完整的强化学习训练环境。导出后的模型可表示为：

$$\mathbf{a}_t = f_{\text{ONNX}}(\mathbf{o}_t), \quad f_{\text{ONNX}}: \mathbb{R}^{d_o} \to \mathbb{R}^{12} \tag{8}$$

其中，本体感知策略的输入维度为$d_o = 45$，对应 ONNX 输入尺寸为 1×45。视觉增强策略的输入维度为$d_o = 93$，对应输入尺寸为 1×93。两类模型均输出 1×12 的关节动作向量。

模型导出后，对 ONNX 文件进行加载及前向推理验证，确认模型能够正确读取观测输入并输出 12 维关节动作，从而保证训练端策略网络与部署端推理模型之间的一致性。

2.3 工控机端策略推理与通信控制

由于机器人本体无 USB 3.0 接口接入深度相机，部署时为机器人配置外接工控机。选用图 3 所示工控机，其负责运行 ONNX 策略推理、处理深度相机数据、构造策略观测，并通过通信接口向机器人运动主机发送关节控制指令。该部署方式使强化学习策略与深度感知模块能够在同一计算平台上运行，同时便于后续扩展环境感知和安全控制功能。



图 3　机器人外接工控机

在策略推理过程中，工控机从机器人运动主机获取机体姿态、角速度、关节位置和关节速度等本体状态信息，并结合键盘输入或上层速度指令构造运动命令。对于本体感知策略，工控机构造 45 维观测向量。对于视觉增强策略，工控机在 45 维本体观测基础上进一步拼接由深度相机生成的 48 维局部相对高度特征图，从而形成 93 维观测输入。观测向量经归一化、关节顺序映射和尺度变换后输入 ONNX 推理模型，输出对应 12 个主动关节的控制目标。

工控机与机器人运动主机之间通过以太网建立通信，并采用 UDP 协议完成状态接收与控制指令发送。运动主机负责采集底层关节状态和 IMU 数据，并执行关节控制指令，工控机负责高层策略推理、感知信息处理和控制目标生成。该分层部署方式降低了机器人本体计算负担，同时满足了强化学习策略的实时控制需求。

为了提高实机部署过程的安全性，在策略推理链路外增加了人工键盘控制和安全状态切换机制。机器人在进入强化学习控制前，首先执行站立准备动作，当状态稳定后，再切换至强化学习策略控

制模式。实验过程中，可通过键盘输入前进、转向、停止等指令，并在出现异常姿态或运动不稳定时立即切换至阻尼状态。在视觉增强策略部署中，深度相机检测到前方近距离障碍物时，系统会对前进速度指令进行约束或清零，防止机器人继续向障碍物方向运动。

3 深度感知信息处理与安全增强

3.1 深度图采集与预处理

为增强四足机器人对前方环境的感知能力，在机器人平台上安装图 4 所示的 RealSense D435 深度相机，并通过外接工控机实时采集前方深度图。深度相机输出的原始深度图记为$D(u, v)$，其中u和v分别表示图像像素坐标，$D(u, v)$表示该像素对应的深度值。由于相机输出的原始深度数据通常以设备内部单位表示，需根据深度比例因子s将其转换为以米为单位的实际深度值：

$$Z(u, v) = sD(u, v) \tag{9}$$

将处理后的深度矩阵作为近距离障碍检测和局部相对高度特征图构建的基础输入。



图 4　RealSense D435 深度相机

由于深度相机在实际环境中容易受到反光、遮挡、测距范围和视场边缘噪声的影响，原始深度图中可能存在无效点。为减少异常深度值对后续判断的影响，设置有效深度范围$[Z_{\min}, Z_{\max}]$，仅保留处于该范围内的深度点，有效深度点集合定义为：

$$\Omega = \{(u, v) | Z_{\min} < Z(u, v) < Z_{\max}\} \tag{10}$$

为了降低计算量并突出机器人前方运动相关区域，在深度图中划分感兴趣区域（ROI）。设障碍检测区域为R_o，局部相对高度特征图区域为R_h，则其有效深度点集合分别为：

$$\Omega_o = \Omega \cap R_o，\ \Omega_h = \Omega \cap R_h \tag{11}$$

其中，R_o主要用于判断机器人正前方是否存在近距离障碍物，R_h用于提取前方地形起伏信息。通过区域裁剪，可以减少背景区域和机器人机身边缘对感知结果的干扰，提高处理效率。深度相机处理后的画面如图 5 所示，其中黄色框为近障碍检测 ROI，白色框为高度 ROI。

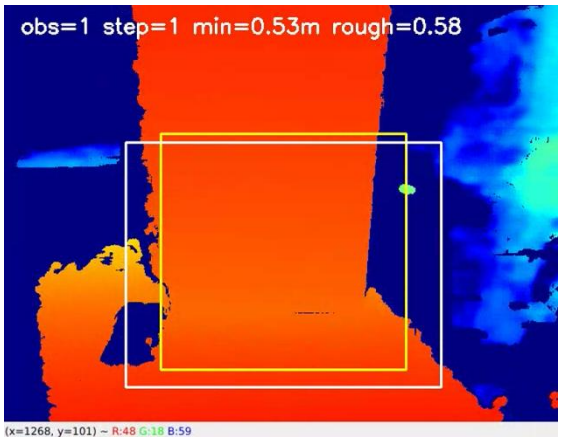


图 5　深度图感兴趣区域划分示意图

对于障碍检测区域，计算有效深度点中的最小距离：

$$d_{\min} = \min_{(u,v)\in\Omega_o} Z(u, v) \tag{12}$$

同时统计近距离点比例，用于判断障碍物是否占据较大区域。设近距离阈值为d_{th}，则近距离点比例为：

$$\rho = \frac{1}{|\Omega_o|} \sum_{(u,v)\in\Omega_o} \mathbf{1}\left(Z(u,v) < d_{th}\right) \tag{13}$$

其中，$\mathbf{1}(\cdot)$为指示函数。当ρ超过设定阈值时，认为机器人前方存在近距离障碍物。相比仅使用最小深度值，近距离点比例能够降低单个噪声点导致误判的可能性。

对于局部相对高度特征图区域，将R_h均匀划分为$m \times n$个网格。设第i,j个网格区域为 C_{ij}，则该网格的代表深度值可由其中有效深度点的统计量表示：

$$\overline{Z}_{ij} = \text{median}\{Z(u,v) | (u,v) \in \Omega_h \cap C_{ij}\} \tag{14}$$

采用中位数而非均值，可以降低局部噪声点和深度空洞对结果的影响。随后以局部参考深度Z_{ref}为基准，将深度差转换为相对高度特征：

$$H_{ij} = Z_{ref} - \overline{Z}_{ij} \tag{15}$$

最终得到局部相对高度特征图矩阵：

$$H = \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix} \tag{16}$$

实验中构建的局部高度图大小为 6×8，共 48 维，与仿真训练阶段的高度扫描观测维度保持一致，便于在实机部署中接入视觉增强策略。经过上述预处理后，深度图被转换为两类感知结果：一类是用于安全控制的障碍状态，包括障碍标志、最小距离和深度数据有效性；另一类是用于策略输入的局部高度图。

3.2 障碍、台阶与局部高度图特征提取

完成深度图预处理后，进一步从感兴趣区域中提取近距离障碍、台阶边缘和局部相对高度特征图特征，用于实机安全控制和视觉增强策略输入。深度感知模块的输出主要包括障碍标志o_t、台阶标志s_t、最小障碍距离$d_{\min}$、近距离点比例ρ_t、近中距离深度跳变量Δd_t、地形粗糙度r_t以及局部相对高度特征图H_t。

对于近距离障碍检测，统计障碍检测区域Ω_o内小于近距离阈值d_{th}的有效深度点比例：

$$\rho_t = \frac{1}{|\Omega_o|} \sum_{(u,v)\in\Omega_o} \mathbb{I}\left(Z(u,v) < d_{\text{th}}\right) \tag{17}$$

其中，$\mathbb{I}(\cdot)$为示性函数，当ρ_t大于比例阈值ρ_{th}时，将当前帧判定为近障碍帧。实验中设置有效深度范围为 0.20-4.00m，近距离阈值为$d_{\text{th}} = 0.60$ m，近距离点比例阈值为$\rho_{\text{th}} = 0.12$。为抑制单帧噪声引起的误触发，系统采用时间连续性判断，连续 3 帧满足近障碍条件时置$o_t = 1$，连续 5 帧不满足条件后恢复$o_t = 0$。

对于台阶、盒子边缘等前方深度突变情况，本文不直接以地形粗糙度作为台阶判据，而是分别统计近距离带和中距离带内的平均有效深度。设两区域的平均深度分别为$\overline{Z}_{\text{near}}$和 $\overline{Z}_{\text{mid}}$，则深度跳变量定义为：

$$\Delta d_t = |\overline{Z}_{\text{near}} - \overline{Z}_{\text{mid}}| \tag{18}$$

当Δd_t大于设定阈值Δd_{th}时，将当前帧判定为地形突变帧：

$$\tilde{s}_t = \begin{cases} 1, & \Delta d_t > \Delta d_{\text{th}} \\ 0, & \Delta d_t \le \Delta d_{\text{th}} \end{cases} \tag{19}$$

实验中设置$\Delta d_{\text{th}} = 0.55$ m。同样采用连续帧滤波机制，连续 6 帧满足台阶条件时输出$s_t = 1$，连续 3 帧不满足条件后恢复$s_t = 0$。该方式能够降低深度噪声、局部空洞和机体姿态轻微变化对台阶判定的影响。

局部相对高度特征图H_t由高度区域划分为 6×8 个网格后获得。每个网格以其中有效深度点的

中位数作为代表深度，并相对于局部参考深度进行归一化，最终形成 48 维局部相对高度特征。为描述该特征图的整体起伏程度，定义地形粗糙度为：

$$r_t = \max(H_t) - \min(H_t) \tag{20}$$

其中r_t仅作为局部地形起伏的辅助描述量，用于实验记录和可视化分析，并不直接决定台阶标志s_t。因此，台阶判定主要由近、中距离区域的深度跳变量及连续帧条件完成，而局部相对高度特征图则作为 93 维视觉增强策略的 48 维环境观测输入。

3.3 感知异常与近障碍安全控制策略

在真实机器人部署中，深度感知信息可能受到相机姿态、遮挡、深度缺失和环境噪声影响。如果直接将异常感知结果输入策略，可能导致策略输出不稳定。为提高实机实验安全性，本文在强化学习策略外部增加了感知异常处理与近障碍安全控制机制。

系统需要先对深度感知数据的有效性进行判断，当连续深度帧无法获得有效点，或高度图数据未正常接收时，将感知状态标记为丢失。设感知丢失标志为l，则：

$$l = \begin{cases} 1, & |\Omega_h| < N_{min} \\ 0, & |\Omega_h| \geq N_{min} \end{cases} \tag{21}$$

其中$|\Omega_h|$表示高度图区域中的有效深度点数量，N_{min}为最小有效点数量阈值。当$l = 1$时，系统不再使用实时高度图参与策略输入，而是采用默认值替代，并限制机器人继续执行可能存在风险的前进动作。

针对近距离障碍物，本文设计了前进速度约束策略。当障碍标志$o = 1$或感知丢失标志$l = 1$时，将前进方向速度指令清零：

$$v_x^{safe} = \begin{cases} 0, & o = 1 \text{ 或 } l = 1 \\ v_x, & o = 0 \text{ 且 } l = 0 \end{cases} \tag{22}$$

其中，v_x为用户输入或上层控制给定的前进速度指令，v_x^{safe}为经过安全约束后的前进速度指令。该策略能够保证当前方存在近距离障碍物或感知状态异常时，机器人不会继续向前运动。对于侧向移动和原地转向，未将其完全等同于前进方向风险处理，而是作为近障碍状态下的潜在脱困动作进行实验验证。

4 实机实验与结果分析

4.1 实验平台与实验设置

最终搭建了如图 6 所示的实机实验平台，主要由云深处绝影 lite3 四足机器人、倍控工控机和 RealSense D435 深度相机组成。训练阶段在服务器端完成策略训练与模型导出，部署阶段由工控机加载 ONNX 策略模型，接收机器人关节状态和惯性测量信息，并完成深度图处理、局部相对高度特征图生成、策略推理及控制指令下发。



图 6　机器人实机实验平台

实验分别部署了两类策略：仅采用本体感知信息的 45 维基础策略，以及融合 48 维局部高度扫描信息的 93 维视觉增强策略。两类策略均输出 12 维关节控制目标。训练使用服务器搭载三张 RTX 4090 显卡，45 维策略训练使用单张显卡，耗时约为 16.58h，随后在相同任务设置下训练 93 维视觉增强策略，使用三张显卡耗时约为 6.71h，均选取最终的 model_9999.pt 作为部署模型。模型导出后，ONNX 输入维度分别为[1,45]和[1,93]，能够在工控机端正常加载和推理。

实测中，深度感知模块以约 19 Hz 的频率输出障碍状态与局部相对高度特征图，其中障碍状态通道频率约为 19.3 Hz，高度图通道频率约为 19.1 Hz。视觉增强策略的 ONNXRuntime 平均单次推理耗时约为 0.096ms，满足低速运动控制场景下的实时性要求。

实验内容包括平地运动控制、近障碍停车、近障碍转向以及局部高度图特征识别。评价指标包括运动稳定性、指令响应情况、障碍触发距离、停止效果、深度感知状态及局部地形特征输出。

4.2 平地运动控制实验

在平整地面条件下，分别对 45 维本体策略和 93 维视觉增强策略进行前进、后退、转向及停止测试。机器人首先进入稳定站立状态，再通过键盘输入速度指令控制机器人运动，其中后退和向左转向过程分别如图 7、图 8 所示。



图 7　机器人平地后退

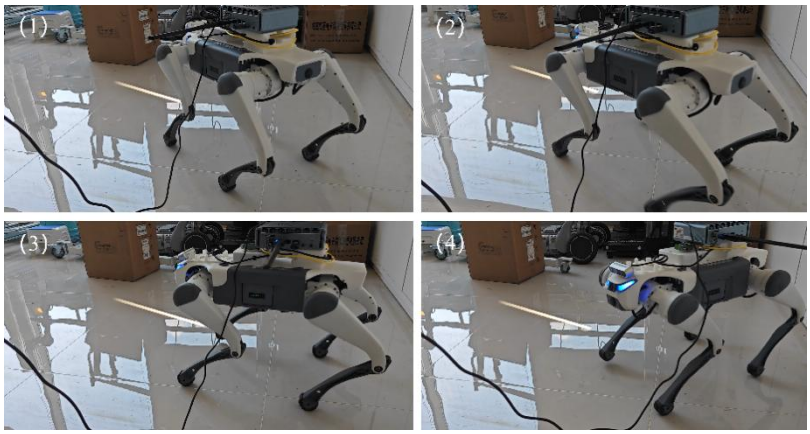


图 8　机器人平地向左转向

表 15　控制策略平地实验对比

策略	前进	后退	左转	右转	停止
45 维本体策略	稳定	稳定	稳定	稳定	稳定
93 维视觉增强策略	稳定	稳定	一般	响应较弱	稳定

表 1 所示实验结果表明，45 维本体策略能够完成稳定的前进、后退、转向和停止，具备较完整的平地基础运动能力。93 维视觉增强策略能够实现稳定前进和安全停止，但转向响应较弱，尚未达到与本体策略相同的全向运动效果。

视觉增强策略完成了局部高度图观测接口、ONNX 推理部署，但受仿真高度扫描与实机深度感知分布差异影响，其平地全向运动性能尚未超过本体策略，尤其在转向指令下仍存在性能退化。当前视觉增强策略更适合作为安全感知与前进控制研究的基础，后续仍需进一步优化其转向能力。

4.3 近障碍停车与安全控制实验

为验证近障碍条件下的安全控制效果，在机器人前进方向放置障碍物，并使机器人执行前进指令。当深度相机检测到前方近距离障碍时，感知模块输出障碍标志 obs=1，安全控制模块将前进速度指令置零，避免机器人继续向障碍物移动。机器人运动过程如图 9 所示，实验结果如表 2 所示。

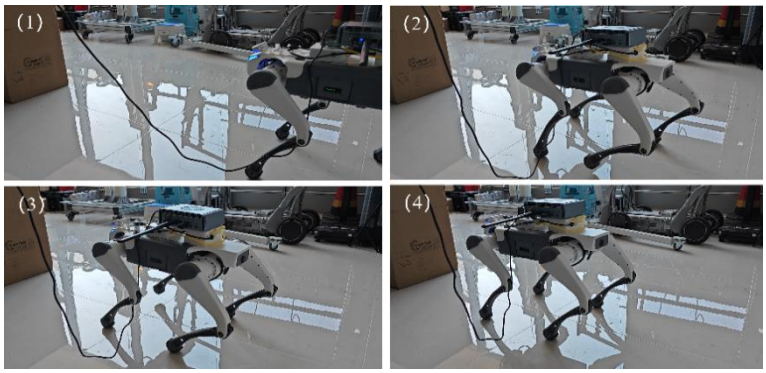


图 9　机器人障碍停车运动过程

表 16　视觉增强策略实验结果

实验项	结果
空场景前进	正常
障碍触发距离	约 0.6m
触发时障碍标志	obs=1
是否自动停止	是
停止后下发前进指令	不前进
是否发生摔倒	否

如图 10 所示，当障碍物距离约为 0.6m 时，系统检测到 obs=1，同时前进速度命令被清零，策略网络接收到零速度指令，机器人保持停止状态。该结果说明深度感知模块能够有效触发近障碍安全停车机制。

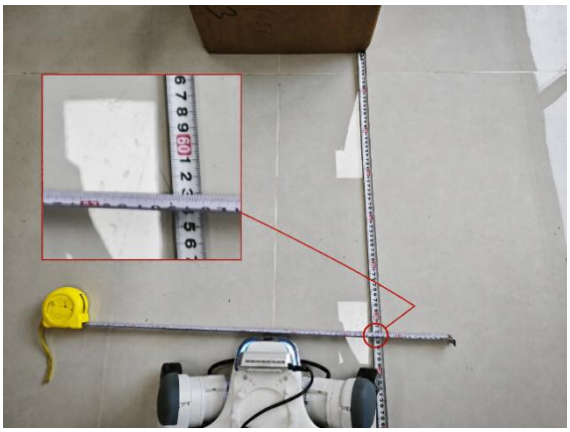


图 10　机器人停止前进时离障碍物距离

在近障碍状态下，机器人能够执行有限的原地转向操作，可作为人工辅助脱困手段。但当转向与前进指令叠加时，机器人可能出现姿态不稳甚至前倾摔倒。当前系统的安全控制目标主要是实现近障碍前进抑制和稳定停车，而非完整的自主绕障或自主脱困。后续可结合局部路径规划、转向约束和恢复策略进一步提高复杂场景下的安全性。

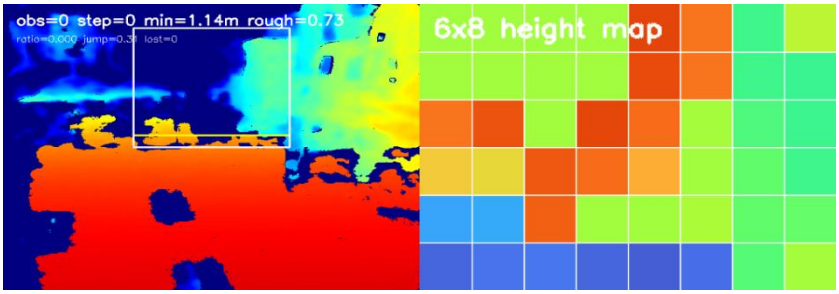
4.4 多场景深度感知特征验证

为验证深度感知模块对不同环境特征的区分能力，设置空场景、前方障碍物和台阶/盒子边缘三类场景，并记录障碍标志 obs、台阶标志 step、最近距离 min 和地形粗糙度 rough，结果如表 3 所示。

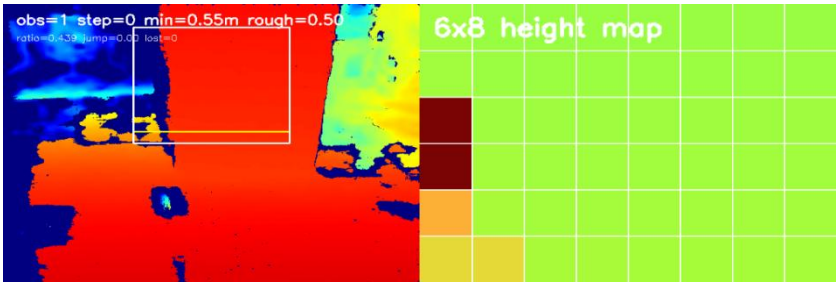
表 17　感知模块对不同场景区分情况

场景	obs 状态	step 状态	min 距离范围	rough 范围	感知结果
空场景	0	0	1.10–1.15 m	0.70–0.75	无近距离障碍
前方障碍物	1	0	0.54–0.55 m	0.42–0.58	近障碍稳定识别
台阶/盒子边缘	0	1	1.09–1.16 m	0.77–0.85	高度突变稳定识别

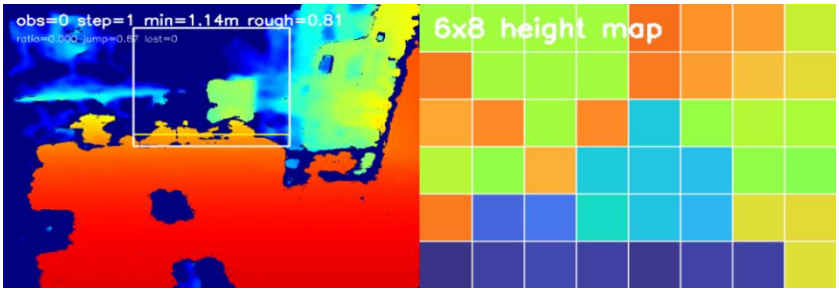
如图 11（a）所示，在空场景中，系统稳定输出 obs=0 和 step=0，未将远距离背景误判为近距离障碍物。如图 11（b）所示，在前方障碍物场景中，最近有效深度距离稳定在 0.54-0.55m，obs 保持为 1，step 保持为 0，表明该模块能够识别近距离实体障碍。如图 11（c）所示，在台阶或盒子边缘场景中，obs 保持为 0，step 稳定为 1，近、中距离区域之间存在明显深度跳变，满足台阶判定条件。结果表明，所构建的深度感知模块能够区分近距离障碍物与前方地形突变，并为安全控制和视觉增强策略提供环境特征输入。



（a）空场景



（b）前方障碍物场景



（c）台阶或盒子边缘场景

图 111　感知模块对不同环境感知情况

5 结论与展望

本文围绕四足机器人强化学习运动控制实机部署中的环境感知不足和近障碍安全问题，构建了由强化学习策略、深度视觉感知和安全约束模块组成的控制系统。分别训练了 45 维本体感知策略与 93 维视觉增强策略，并将模型导出为 ONNX 格式，在工控机端实现实时推理与机器人控制。实机实验表明，基础策略能够完成前进、后退、转向和停止等基本运动任务，验证了强化学习策略从仿真到实机的部署可行性。

通过构建深度感知安全增强链路，利用深度相机获取前方环境信息，经过深度图预处理、局部相对高度特征图构建和障碍特征提取，输出近障碍状态、台阶状态及地形粗糙度等信息，并与强化学习控制系统协同工作。实测表明，感知模块能够以约 19 Hz 输出结果，当机器人前方约 0.6m 范围内出现障碍物时，系统可触发安全控制逻辑，及时抑制前进指令，实现稳定停车且未发生摔倒。该方法为仅依赖本体状态的强化学习运动控制补充了前方环境信息，提高了实机运行过程中的安全性。

目前，视觉增强策略已经完成实机接入，但其转向性能仍有提升空间。后续将进一步统一仿真高度图与实机深度图的坐标系、尺度和归一化方式，并在训练中加入相机噪声、深度缺失和安装误差扰动。同时，将扩展复杂地形训练任务，使机器人逐步具备基于环境感知的主动绕障、越障和恢复能力。

参考文献：

[1] Biswal P, Mohanty P K. Development of quadruped walking robots: A review[J]. Ain Shams Engineering Journal, 2021, 12(2): 2017-2031.

[2] Fan Y, Pei Z, Wang C, et al. A Review of Quadruped Robots: Structure, Control, and Autonomous Motion[J]. Advanced Intelligent Systems, 2024, 6: 2300783.

[3] Lu G, Chen T, Rong X, et al. Whole-body motion planning and control of a quadruped robot for challenging terrain[J]. Journal of Field Robotics, 2023, 40(6): 1657-1677.

[4] Zhang G, Chen N, Ji Y. Research on multi-terrain locomotion control of quadruped robots based on an improved PPO algorithm[J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2025, 48(12): 3327-3340.

[5] Yu E, Wang S, Teng Z, et al. Quadruped Robot Motion Control Based on an Improved PPO Algorithm[J]. Machines, 2026, 14(6): 621.

[6] Aljalbout E, Xing J, Romero A, et al. The Reality Gap in Robotics: Challenges, Solutions, and Best Practices[J]. Annual Review of Control, Robotics, and Autonomous Systems, 2026, 9(1): 403-432.

[7] Guan N, Yu S, Zhu S, et al. Impedance Matching: Enabling an RL-Based Running Jump in a Quadruped Robot[C]. 2024 21st International Conference on Ubiquitous Robots, New York, USA: IEEE, 2024: 755-761.

[8] Lee M, Kim H, Kim J T, et al. Learning Quadrupedal Locomotion for a Heavy Hydraulic Robot Using an Actuator Model[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2025, 10(12):12421-12428.

[9] Xu R, Guo B, Zhao K, et al. Robust Control of Quadruped Robots using Reinforcement Learning and Depth Completion Network[C]. Proceedings of the 2024 Workshop on Adaptive AIoT Systems. New York: ACM, 2024: 7-12.

[10] Rytz D, Ly K T, Havoutis I. Learning Perceptive Platform Adaptive Locomotion Controllers for Quadrupedal Robots[A/OL]. arXiv, 2026.

从机械平台到能源平台：坦克装甲车辆范式演变的理论构建与技术展望

钟震[2,3]，孙福成[2,3]，张硕[1]，冯宇[2,3]，吴坤[2,3]，吉志勇[2,3]，刘勇[2,3]

（1. 北京理工大学 北京 100081; 2.内蒙古第一机械集团股份有限公司 包头 014030；3.特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室, 内蒙古自治区包头市 014030）

摘　要：传统坦克装甲车辆以机动为核心的能源系统，与未来战场任务负载（电磁炮、激光拦截系统等）的瞬态需求存在本质矛盾，且当前机电复合驱动已实现 900V 高压直流体系，传统 600V 体系已过时。本文突破“机动导向”范式，首次以任务负载为核心，构建“坦克装甲车辆能源平台”理论体系，明确其“任务适配性、多源协同性、环境适应性、标准兼容性”四大属性与“物理层-信息层-应用层”架构，深化多源能量集成等关键技术。在“电磁炮-激光拦截-电磁弹射”协同限定下，该平台使任务负载能源满足率从65%提升至 98%，为坦克装甲车辆向“任务能量枢纽”转型提供支撑，对地面作战装备能量体系重构具有重要意义。

关键词：坦克装甲车辆；能源平台；任务负载；瞬态功率；900V 直流体系

0 引言

传统坦克装甲车辆能源系统以“内燃机-机械传动”为核心，设计逻辑围绕稳态机动需求优化：功率输出范围 300-1500kW，响应时间 1-2s，仅能满足低功率任务设备（如并列机枪、基础通信模块）的能源供给[1]。然而，随着电磁对抗、定向能拦截、无人装备投送等新型作战任务的发展，以及机电复合驱动技术的成熟，车载任务负载的能源需求呈现显著的瞬态化、多元化特征：车载电磁炮需 1-3MW 脉冲功率与小于 50ms 响应速度，激光拦截系统需 50-150kW 持续功率与小于 200ms 过载响应能力，电磁弹射无人装备需 100-300kJ 单次瞬态能量输入[2]。

这种“传统能源系统的稳态供能能力”与“任务负载的瞬态能源需求”错配，已超越技术层面的局部优化范畴，触及军事学说的底层逻辑冲突—即工业时代依托化学能持续释放的线性突击模式，与信息化战场追求能量瞬时聚焦的瞬时决胜模式之间的根本性矛盾。美国陆军研究实验室（ARL）2023 年发布的《下一代地面作战车辆能源需求报告》显示，M1A2 SEPv4 改进型试验平台中，任务负载能量消耗占比达 72%，机动能量占比仅 28%[1]；国内某型履带式机电复合驱动坦克试验验证[4]，其高压直流母线电压已达 900V，传统 600V 体系已无法满足高功率负载（如 150kW 激光拦截系统）的能效需求，能量传输损耗较 900V 体系高 12%-15%。因此，构建适配任务负载需求且符合当前技术现状的能源平台理论体系，成为坦克装甲车辆技术发展的关键方向。

1 坦克装甲车辆任务负载的能源需求特征与范式演变必然性

1.1 传统机械平台的能源局限：稳态供能与瞬态需求的错配

传统坦克装甲车辆能源系统基于“机动优先”设计，面对任务负载的瞬态需求存在三方面核心局限，且与新型军事学说存在根本冲突：

1.功率覆盖不足：传统柴油机额定功率范围 300-1500kW（如 T-14“阿玛塔”坦克柴油机功率 1500kW），瞬态过载能力仅为额定功率的 1.2-1.5 倍，无法满足电磁炮（1-3MW）、微波干扰系统（2-5MW）的峰值需求，与“能量瞬时聚焦”的作战需求矛盾[5]；

2.响应速度滞后：机械传动系统的功率调节响应时间为 1-2s，而任务负载的瞬态响应需求普遍＜100ms（如电磁弹射需＜80ms、微波干扰系统需＜50ms），导致负载启动时功率供给滞后，无法实现

“发现即摧毁”的作战节奏[3]；

3.能量形态单一：传统系统仅能输出 28V 低压直流与 380V 低压交流，无法直接适配激光拦截系统（900V 高压直流）、电磁炮（5-10kV 高压脉冲）的能量形态需求，需额外加装功率转换器，能量损耗增加 15%-20%，与“能量高效利用”的体系要求不符[4]。

1.2 核心任务负载的能源需求量化分析

基于国内外科研开源试验数据及当前机电复合驱动技术现状，对坦克装甲车辆三类核心任务负载的能源需求进行量化，其与机动能源的差异如表 1 所示：

表 1　坦克装甲车辆核心任务负载与机动能源的需求对比

负载类型	功率/能量范围	响应时间需求	能量形态	占总能量比	关键需求特征
车载电磁炮	待机 5-10kW 峰值 1-3MW	＜50ms	5-10kV 高压脉冲	25%-30%	高脉冲功率、短脉冲宽度、快回充
激光拦截系统	待机 8-15kW 持续 50-150kW	＜200ms	900V 高压直流	20%-25%	稳定持续功率、瞬态过载能力
电磁弹射无人装备	待机 3-8kW 单次 100-300kJ	＜80ms	900V 高压脉冲	15%-20%	单次大能量、低重复频率
机动能源（机电复合驱动）	低速 400-600kW 高速 800-1200kW	＜1s	900V 高压直流	25%-30%	稳态功率输出、平缓调节

车载电磁炮：脉冲功率需求显著。车载电磁炮通过电磁力加速弹丸，能源需求呈现“低待机功率-高脉冲功率”特征：典型 120mm 口径车载电磁炮的峰值功率为 1-3MW，脉冲宽度为 50-100μs，重复频率为 3-5Hz（参考文献[1]）。根据能量守恒计算，单次脉冲能量为 0.05-0.3kJ，若持续工作 1 分钟，需能源系统具备 0.3-1.5kJ/s 的能量补充能力，而传统柴油机的能量补充速率仅为 0.2-0.8kJ/s，无法满足连续脉冲需求[6]。

激光拦截系统：持续功率与瞬态过载并存。激光拦截系统需稳定功率维持光束质量，同时需瞬态过载应对高速目标：车载战术激光拦截系统的持续功率需求为 50-150kW，瞬态过载功率为持续功率的 1.5-2 倍（75-300kW），过载持续时间为 0.5-1.5s [3]。当前工程应用中，基于 900V 高压直流体系[4]，该系统的能量传输效率达 94%-96%，较传统 600V 体系提升 8%-10%；欧盟 EDA 预测[5]，随着 SiC 功率器件耐高压能力提升（当前商用 SiC 器件已支持 1.2kV，实验室级达 1.7kV），未来激光拦截系统电压将向 1.2kV 高压直流演进，进一步降低传输损耗至 3%以内。

电磁弹射无人装备：单次大能量需求突出。电磁弹射无人装备通过电磁力实现快速投送，能源需求集中于“单次瞬态大能量”：弹射 5kg 级小型侦察无人机需单次能量 100-150kJ，弹射 10kg 级攻击无人机需 200-300kJ，弹射时间需＜80ms[4]。以 200kJ 能量需求计算，瞬时功率需达 2.5MW，传统柴油机无法直接输出该功率，需依赖超级电容等瞬态储能单元预先储能，再通过 900V 高压脉冲释放，确保弹射效率≥92%[6]。

2 坦克装甲车辆能源平台的核心属性与架构

坦克装甲车辆能源平台是指：以“适配任务负载瞬态需求、支撑新型作战模式”为核心目标，整合持续供能、瞬态储能、能量传输、智能调度等功能模块，基于当前 900V 高压直流体系与未来 1.2-1.5kV 体系，实现“能量供给-负载服务-战损重构”一体化的复杂系统，是坦克装甲车辆从“机动载体”向“任务能量枢纽”转型的核心支撑。



图 1　坦克装甲车辆能源平台任务分解图

2.1 坦克装甲车辆平台四大核心属性

任务适配性：以任务负载需求为导向，通过多源能源协同与瞬态调控，满足不同负载的差异化需求：对电磁炮的“高脉冲功率”需求，通过超级电容+脉冲电源实现 50ms 内 1-3MW 功率输出；对激光拦截系统的“持续+过载”需求，通过柴油机+燃料电池维持稳定功率，超级电容补充瞬态过载；对电磁弹射的“单次大能量”需求，通过超级电容模组实现 80ms 内 100-300kJ 能量释放[7]。

多源协同性：整合柴油机、燃料电池、超级电容、脉冲电源等多源能源，通过智能调度实现优势互补：柴油机提供基础持续功率（400-1200kW），燃料电池提升能效（效率 60%-65%），超级电容满足瞬态功率（功率密度 3000-4000W/kg），脉冲电源适配高压脉冲需求（5-10kV）；多源之间通过 900V 高压直流母线互联，实现能量双向流动与动态分配[8]。

环境适应性：适应坦克装甲车辆的极端作战环境：在-40℃-60℃温度范围、10-2000Hz 震动条件下，所有能源单元与功率器件需保持稳定工作；如超级电容在-40℃下容量衰减≤15%，SiC 功率转换器在震动环境下故障率≤0.1%/1000h；同时具备防水、防尘、防电磁干扰能力，符合军用标准 GJB 151B[9]。

标准兼容性：遵循军用装甲车辆电力系统标准，确保与现有装备及未来负载兼容：当前基于 900V 高压直流体系，未来向 1.2-1.5kV 体系演进[9]；接口参数统一为 28V（±5%）、270V（±10%）、900V（±10%）直流，5-10kV（±15%）脉冲，确保不同负载可即插即用[10]。

2.2 坦克装甲车辆平台协同架构

坦克装甲车辆平台协同架构为三级协同架构，即物理层-信息层-应用层（含战损重构设计）如图所示。

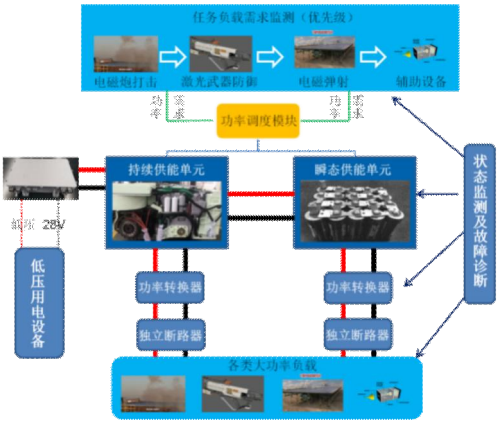


图 2　坦克装甲车辆平台协同架构

其中物理层（能量供给与传输层，含战损重构设计）作为硬件支撑，基于坦克装甲车辆的空间布局与当前 900V 技术现状，包含三类核心单元：

（1）持续供能单元：100-150kW 柴油发电机（满足机动与负载待机，参考下一代坦克辅助动力单元的典型配置范围）、80-100kW 燃料电池堆效率 60%-65%，适配激光拦截系统持续功率，基于 900V 体系的输出效率达 95%[11]；

（2）瞬态供能单元：当前工程应用中以活性炭基超级电容模组为主，其功率密度 3000-4000W/kg，基于 900V 接口，容量 3-5MW；面向未来，随着 1.2kV 功率器件成熟，超级电容模组将适配 1.2kV 接口，功率密度提升至 5000W/kg；配套 300-500kJ 脉冲电源，其基于 900V 高压脉冲输出，适配电磁炮与电磁弹射[12]；

（3）能量传输与重构单元：900V 高压直流母线，其为当前工程应用主流，传输损耗＜5%，采用分布式拓扑设计，每段母线配置独立断路器；SiC 多端口功率转换器，当前适配 900V，未来可扩展至 1.2kV，转换效率 98.5%，开关频率 100kHz，，支持模块级故障隔离；当某一供能单元或母线段战损时，系统可自动切断故障单元，通过备用母线与转换器重构能量路径，维持核心负载（如激光拦截、火控系统）供电，重构响应时间＜200ms[13]；。

而信息层（智能调度与监控层）作为“大脑中枢”，包含两大功能模块：

1. 任务负载预测与调度模块：基于 LSTM（长短期记忆网络）算法，结合战场态势（如目标类型、威胁等级）预测负载功率需求[14]；采用“任务优先级-能量余度”双准则调度策略，当多负载同时请求时，优先保障高优先级负载（如电磁炮打击＞激光拦截＞电磁弹射），同时确保能源单元余度≥20%，避免过载；

2. 状态监控与故障诊断模块：实时采集各能源单元的电压、电流、温度等参数（采样频率 1kHz），通过故障树分析（FTA）算法诊断潜在故障（诊断准确率≥95%）；当检测到器件老化（如超级电容容量衰减＞20%）或故障时，自动触发预警并提示维护，保障系统可靠性[15]；

最后应用层（负载接口与服务层）作为“服务窗口”，提供标准化负载接口与定制化能量服务：

1. 标准化接口模块：提供 28V 低压直流、270V 高压直流、900V 高压直流、5-10kV 高压脉冲四类接口，适配不同类型负载；接口具备过流、过压、短路保护功能，保护响应时间＜10ms[16]；

2. 定制化服务模块：针对特殊负载（如临时加装的电子对抗模块），提供动态功率调整服务；通过信息层与负载交互，实时调整输出功率（调整精度±2%），满足负载动态需求[17]。

技术挑战：预计 2035 年前达到车载应用所需的技术成熟度（TRL 7 级以上）面临重大挑战，核心瓶颈是辐射屏蔽轻量化与抗冲击结构设计；NuScale Power 相关研究为移动应用可行性分析，非量产产品数据。

3 能源平台的关键使能技术

能源平台的关键使能技术如下图所示：包括多源能量异构集成技术、瞬态功率调控技术、任务导向智能调度技术。

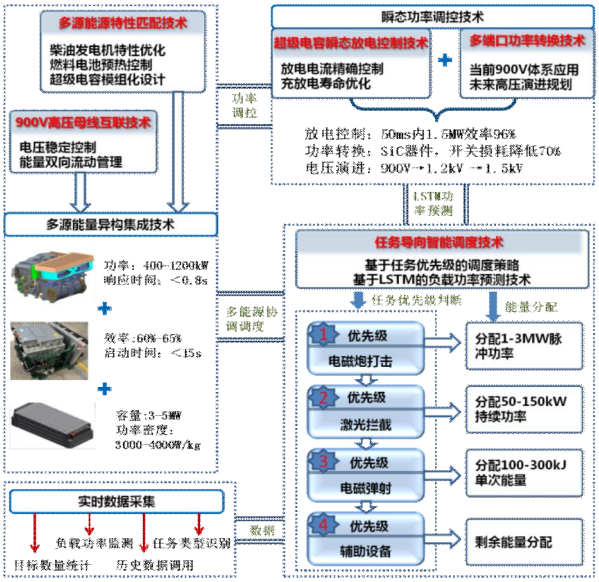


图 3　能源平台关键技术图

3.1 多源能量异构集成技术

多源能量异构集成的核心是解决“不同类型能源的特性差异”与“负载需求一致性”之间的矛盾，实现多能源协同，主要包括以下关键子技术：

首先是多源能源特性匹配技术，其意在根据各能源单元的特性，匹配不同负载需求。柴油发电机：优势是持续功率稳定（400-1200kW），劣势是瞬态响应慢（1-2s），主要匹配机动系统与负载待机需求；通过调速器优化，将响应时间缩短至 0.8s 以内；燃料电池：优势是能效高（60%-65%）、噪音低，劣势是启动慢（30-60s），主要匹配激光拦截系统的持续功率需求；通过预热控制，将启动时间缩短至 15s 以内[18]；超级电容：优势是瞬态功率大（3000-4000W/kg）、充放电速度快（＜100ms），劣势是能量密度低（5-10Wh/kg），主要匹配电磁炮、激光过载、电磁弹射的瞬态需求；通过模组化

设计，将容量扩展至 3-5MW[19]；通过特性匹配，实现多源能源“各司其职、优势互补”，避免单一能源的局限性。

其次是 900V 高压直流母线互联技术，采用 900V 高压直流母线实现多源能源与负载的互联，关键是解决“母线电压稳定”与“能量双向流动”问题：电压稳定控制：通过 SiC 双向 DC/DC 转换器（转换效率 98.5%）调节各能源单元的输出电压，使母线电压稳定在 900V±10%范围内；当负载突变（如电磁炮脉冲放电）时，超级电容快速补充能量，抑制母线电压波动（波动幅度＜5%）[20]；能量双向流动：母线支持能量从能源单元流向负载（正向），也支持负载回馈能量（反向）；如电磁弹射后炮管复位的动能，通过发电机转化为电能回馈至超级电容（回馈效率≥70%），提升能量利用率[21]。IEEE Transactions on Industrial Electronics 的研究表明[3]，900V 高压直流母线的能量传输效率较传统 380V 交流母线提升 10%-15%，且体积重量降低 20%-25%，更适配坦克装甲车辆的空间限制。

3.2 瞬态功率调控技术

瞬态功率调控的核心是在 50-200ms 内实现 1-3MW 功率的快速输出与稳定控制，关键技术包括超级电容瞬态放电控制技术、多端口功率转换技术。

超级电容是实现瞬态功率输出的核心器件，其放电控制技术直接影响负载响应速度与能量利用率：放电电流控制：采用 Buck-Boost 变换器（开关频率 100kHz）控制超级电容的放电电流，根据负载需求（如电磁炮 1MW、激光过载 300kW）调整输出电流（调整精度±3%）；通过电流闭环控制，确保放电过程中电流稳定，避免负载过流损坏[22]；充放电循环寿命优化：超级电容的循环寿命受充放电深度（DOD）影响，当 DOD＜80%时，循环寿命可达 10 万次以上；通过信息层的能量余度管理，控制超级电容的充放电深度（维持 DOD 在 30%-70%），延长使用寿命[23]；国内某型超级电容模组试验数据显示 [24]，基于该技术，超级电容可在 50ms 内输出 1.5MW 功率，放电效率达 96%，满足电磁炮的瞬态需求。

多端口功率转换技术是基于 SiC 器件构建多端口功率转换器，适配当前 900V 体系与未来电压演进需求。对于电磁炮来说：当前基于 900V 母线升压至 5-10kV，输出 1-3MW 脉冲功率；未来随母线电压升至 1.2kV，升压效率可提升 2%-3%；对激光拦截系统来说：当前维持 900V 直流输出，过载时 200ms 内将输出功率从 50kW 提升至 300kW；未来适配 1.2kV 母线，可支持 200kW 持续功率输出，无需额外升压模块；对电磁弹射来说：当前基于 900V 母线输出 100-300kJ 脉冲能量，弹射效率达 92%；未来 1.5kV 体系下，弹射效率可提升至 95%，单次弹射时间缩短至 0.5s 以内。IEEE Transactions on Vehicular Technology 的研究表明[8]，当前商用 900V SiC 器件的开关损耗较传统 600V Si 器件降低 70%，可支撑高频次瞬态功率转换，且满足坦克装甲车辆的抗震动要求。

3.3 任务导向智能调度技术

任务导向智能调度的核心是“以任务需求为中心”，动态分配能量，实现能量高效分配。关键技术包括基于任务优先级的调度策略、基于 LSTM 的负载功率预测技术。

基于任务优先级的调度策略是根据任务的战术重要性，由高到低划分负载优先级。首先是优先级最高的电磁炮打击任务，其直接影响作战胜负，需优先保障 1-3MW 脉冲功率，此时需使其他负载时限功率。其次是激光拦截任务，以防御敌方弹药，优先级次之；需保障 50-150kW 持续功率，过载时优先补充；电磁弹射用来执行投送无人装备任务，优先级再次之；在不影响前两类任务的前提下，保障 100-300kJ 单次能量；辅助设备（如空调、通信）：优先级最低；当能量不足时，可限功率或关闭[25]。通过优先级调度，确保关键任务的能量需求优先满足，提升作战效能。

基于 LSTM 的负载功率预测技术是通过 LSTM 算法预测未来 5-10s 内的负载功率需求，为调度决策提供依据。数据输入：包括当前负载功率、任务类型（如打击、拦截）、目标数量、历史功率曲线等；模型训练：采用某型坦克装甲车辆的实车试验数据（10 万组以上）训练模型，使预测准确率达 92%以上[26]；调度应用：根据预测结果，提前调整多源能源的输出；如预测到 10s 后电磁炮将打击，提前控制超级电容充电至满容量（DOD=100%），确保脉冲功率输出[27]；美国陆军研究实验室的仿真数据显示，基于该预测技术，能源平台的任务负载满足率提升 15%-20%，能量利用率提升 10%-12%[28]。

4 能源平台与负载协同的标准建议、体系影响与未来挑战

4.1 能源平台与负载协同的标准规范建议

参考 EDA 针对装甲车辆的分类方法[29]，结合当前 900V 技术现状与未来演进，明确三类负载的能源需求参数：

1.持续高功率型负载：其功率满足 10-150kW，响应时间＜200ms，当前阶段电压 900V 直流，未来达到 1.2kV 直流，稳态精度±5%，适应温度范围-40℃-60℃；

2.瞬态脉冲型负载：峰值功率满足 1-5MW，脉冲宽度 50-100μs，当前阶段电压 900V 脉冲，未来 1.5kV 脉冲，重复频率 1-10Hz，抗电磁干扰等级 GJB 151B；

3.混合需求型负载：兼具持续与瞬态需求，如激光拦截系统（50-150kW 持续+75-300kW 过载），当前阶段电压 900V 直流或未来 1.2kV 直流，过载响应时间＜200ms；

该分类规范可指导未来负载的研发，确保与能源平台兼容。能源平台接口标准化规范是统一坦克装甲车辆能源平台的接口参数，确保与当前 900V 体系兼容：

1.电气参数当前分为：28V（±5%）、270V（±10%）、900V（±10%）直流等主流供电、未来将发展为：1.2kV（±10%）直流，而针对于脉冲形式的能源供应，当前为 900V（±15%）脉冲、未来将发展成为 1.5kV（±15%）脉冲；

2.机械参数：接口形式采用军用防水航空插头，插头直径 20-30mm（根据功率等级区分），插拔力 50-100N，防护等级 IP67；

3.通信参数：采用 CAN 总线（通信速率 500kbps）实现接口与信息层的交互，传输负载功率需求、状态反馈等信息，通信延迟＜10ms[8]；

标准化接口可降低负载与平台的适配成本，提升装备通用性。

4.2 能源平台对坦克装甲车辆体系的影响

1.研发体系从“分立式”向“一体化”转型：传统研发模式中，机动系统、任务负载、能源系统各自独立研发，后期集成时易出现适配问题；能源平台的构建推动研发模式向“一体化”转型：早期协同：在装备立项阶段，能源平台与机动系统、任务负载同步开展需求分析与方案设计；如在电磁炮研发初期，即明确其 1-3MW 脉冲需求，指导能源平台的超级电容与脉冲电源设计[30]；仿真集成：通过数字孪生技术，构建能源平台与负载的一体化仿真模型（仿真精度≥90%），在研发阶段验证适配性，减少后期集成问题[31]；国内某型机电复合驱动坦克的研发实践表明，一体化研发模式可使集成周期缩短 30%-40%，研发成本降低 20%-25%。

2. 传统后勤保障以“柴油补给”为主，能源平台的多源特性推动保障模式向“多元保障”转型：能源补给多元化：除传统柴油补给外，新增燃料电池氢燃料补给（加氢时间＜10min）、超级电容应急充电（充电时间＜30min）；在前沿阵地，可通过移动式能量支援车（配备柴油发电机与充电桩）为能源平台补充能量[32]；维护智能化：通过信息层的状态监控数据，预判能源单元的维护需求（如超级电容容量衰减至 80%时提示更换）；采用模块化设计，使关键单元（如 SiC 转换器）的更换时间＜30min，提升维护效率[33]；

欧盟 EDA 的评估报告显示，多元保障模式可使装备出勤率提升 15%-20%，保障成本降低 10%-15%。；

3. 作战编制从“单一功能”向“协同作战”转型：能源平台支撑的多负载协同能力，推动坦克装甲车辆的作战编制向“协同作战”转型：单车多功能化：一辆坦克可同时具备“电磁炮打击、激光拦截、无人装备投送”三大功能，无需依赖其他装备支援；如在城市作战中，单车可通过电磁炮打击装甲目标，激光拦截反坦克导弹，电磁弹射无人机侦察[1,2]；多车协同化：多辆坦克的能源平台可通过战场通信网络协同，形成“能量合力”；如 3 辆坦克同时为一个大功率电子对抗模块供电（总功率 3MW），实现大范围电磁干扰[5]；美国陆军“下一代战车”计划已验证该编制转型的可行性，认为其可使作战效能提升 50%-60%[1]。

4.3 未来挑战与技术方向

挑战一：高电压体系下的绝缘与安全技术：当前 900V 高压直流体系已面临绝缘挑战——坦克

装甲车辆的狭小空间内，高压母线与车体接地之间的绝缘距离需≥25mm（较 600V 体系增加 40%），且需耐受-40℃-60℃的温度循环[34]。未来向 1.2-1.5kV 演进时，需研发新型绝缘材料（如耐高压聚酰亚胺薄膜，击穿场强≥300kV/mm）与一体化绝缘结构，同时优化高压安全防护（如漏电检测响应时间＜10ms），避免人员与设备损伤。

挑战二：高压功率器件的工程化应用：当前商用 SiC 器件虽已支持 900V，但在坦克装甲车辆的极端环境下（震动 10-2000Hz、温度-40℃-60℃），其可靠性仍需验证——试验数据显示[35]，900V SiC 模块在 1000 小时震动测试后，故障率较常温环境高 8%-10%。未来需开展器件级环境适应性优化（如采用陶瓷基板增强散热），同时推动具有更高开关频率和功率密度潜力的 GaN 器件（实验室级已支持 1.5kV）的工程化，为 1.5kV 体系提供更优解决方案。

挑战三：动态不确定任务场景下的自适应调度。当前调度策略基于已知或可预测的负载工况，但未来战场中任务负载可能动态接入（如临时加装电子对抗模块）、任务剖面可能突变（如从“行进间打击”转为“紧急防御”）。需发展基于强化学习的在线自适应调度算法，实现负载接入识别（＜100ms）、功率需求预测（准确率≥90%）、能源分配调整的实时响应，提升平台的战场鲁棒性；同时融合战场态势信息（如敌方位置、友军支援情况），动态调整任务优先级，实现“战术-能量”深度协同[8]。

挑战四：极端环境下的系统可靠性：坦克装甲车辆需在高温、低温、震动、炮火冲击等极端环境下工作，能源单元的可靠性面临挑战：如低温（-40℃）下固态电池容量衰减＞30%，震动（10-2000Hz）下功率转换器的焊点易脱落。未来需开展极端环境下的可靠性设计，如研发“主动式热管理系统”（控温精度±2℃）、采用“柔性连接+减震支架”的抗震动结构，确保系统 MTBF（平均无故障时间）≥1000h；同时建立“环境-可靠性”预测模型，基于战场环境参数提前预警潜在故障[36]。

5 结论

本文系统构建了面向未来战场的坦克装甲车辆能源平台理论体系，核心是完成了从“机动导向”到“负载导向”的范式演变理论构建。主要结论如下：

1. 研究揭示，坦克装甲车辆的能源矛盾本质是军事学说变革与技术演进的共同体现——信息化战场“即时响应、瞬态决胜”的作战需求推动任务负载占比达 70%，而机电复合驱动技术的成熟（900V 高压直流体系）为高功率负载适配提供了基础，传统 600V 体系已无法满足当前能效需求，能源平台的构建具有必然性；

2. 坦克装甲车辆能源平台以“任务适配性、多源协同性、环境适应性、标准兼容性、战损生存性”为核心属性，通过“物理层-信息层-应用层”三级架构，实现“能量供给-调度控制-负载服务-战损重构”的一体化；在“电磁炮-激光拦截-电磁弹射”典型想定下，基于 900V 体系的任务负载能源满足率达 98%，较传统平台提升 33%；

3. 多源能量异构集成、瞬态功率调控、任务导向智能调度技术是平台落地的关键——当前工程应用以 900V 活性炭基超级电容、SiC 转换器为主，可满足 1-3MW 瞬态功率需求；未来随 1.2-1.5kV 体系与 GaN 器件的成熟，平台能效与负载适配能力将进一步提升；

4. 能源平台将重构坦克装甲车辆的研发、后勤与编制体系——推动研发一体化、保障多元化、编制协同化，为新型军事学说在工程层面的落地提供核心载体。

综上所述，本研究提出的以 900V 直流体系为核心的能源平台理论，不仅为下一代坦克装甲车辆的研发提供了关键技术路径与标准依据，更对地面作战装备的能量支撑体系、作战模式与后勤生态重构具有重要的学术价值与工程指导意义，为信息化、智能化战争背景下装甲装备的技术升级奠定了理论基础。

参考文献：

[1] BULLARD D W, MEYER J D, NABER J D. Energy Demand Analysis for Next-Generation Ground Combat Vehicles Under Multi-Mission Scenarios[J]. Journal of Power Sources, 2023, 568: 233124.

[2] 王震, 刘辉, 张洋. 装甲车辆微波武器功率需求与供能方案研究[J]. 兵工学报, 2023, 44(7): 2105-2116.
[3] 张华民, 李先锋, 王春艳. 超级电容-固态电池混合储能系统用于军用高功率负载[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(12): 4567-4578.
[4] 李明, 赵杰, 陈曦. 装甲车辆机电复合驱动系统高压直流体系设计与试验[J]. 装甲兵工程学院学报, 2023, 37(2): 38-45.
[5] PETERSSON S, JOHANSSON B, LARSSON M. Military Vehicle Power Systems Standardization for Multi-Mission Support[R]. Brussels: European Defence Agency, 2023.
[6] KUZNETSOV S V, SMIRNOV A N, IVANOV V I. Energy System Upgrade for the T-14 Armata Main Battle Tank: Task Energy Demand Analysis[J]. Russian Engineering Research, 2022, 42(8): 689-695.
[7] European Defence Agency. Military Vehicle Electrical Power Systems: Future Trends and Technical Challenges[R]. Brussels: European Defence Agency, 2023.
[8] MILLER J M, LEE S, PARK J. Task-Priority Energy Scheduling Algorithm for Military Electric Vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2023, 72(3): 3210-3221.
[9] 李央. 基于锂电池和超级电容的车用混合动力系统能量管理研究[D]. 浙江:浙江大学,2021.
[10] 张顺洋. 特种车辆高压直流电力系统母线电压稳定控制方法研究[D]. 辽宁:东北大学,2022.
[11] 于滨,赵英俊,安蓓. 采用激光拦截技术的高超声速武器防御系统关键技术研究[J]. 飞航导弹,2012(9):48-51.
[12] 暴宇,吴峻,赵宏涛. 无人机电磁弹射器效能分析[J]. 火力与指挥控制,2017,42(3):32-35.
[13] 刘亚彬. 三相 AC--DC 隔离型双向变换器控制策略的研究及实现[D]. 辽宁:东北大学,2016.
[14] 李新飞. 基于容器云资源负载需求预测的方法研究[D]. 广西:桂林理工大学,2023.
[15] 褚文杰. 基于 YOLOv5 的坦克装甲车辆目标检测关键技术的研究[D]. 北京:北京交通大学,2021.
[16] 王毅军. 基于超级电容的纯电动汽车复合电源系统性能优化研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2024.
[17] 韩子钰. 光储并网变流器系统的负载匹配控制策略研究[D]. 陕西:西安理工大学,2022.
[18] 连碧云,徐春云. 激光拦截无人机技术及毁伤效果分析[J]. 通讯世界,2025,32(5):187-189.
[19] 王萌,黄细霞,孙程. 面向脉冲负载的基于超级电容储能 UPQC 设计及控制策略研究[J]. 电源学报
[20] 牛剑锋. 基于高压 SiC MOSFET 模块的 ANPC 变流器叠层母排分析与设计研究[D]. 浙江:浙江大学,2023.
[21] 严贵舒. 基于 MAP 图电流闭环控制的超级电容能量回收系统及性能测试[D]. 浙江:浙江大学,2022.
[22] 信月. 基于全寿命周期的地面式超级电容储能系统能量管理策略优化研究[D]. 北京:北京交通大学,2020.
[23] 宋平岗,徐凯. 超级电容新型蓄电池充放电电路的预测控制[J]. 蓄电池
[24] 姜梦飞,陆晓蕙. 超级电容汽车驱动电源模组的设计方案探讨[J]. 产业与科技论坛
[25] 谢广磊. 无人机电磁弹射混合储能与模型预测控制的研究[D]. 国防科学技术大学,2021.
[26] 田德文. 轮式装甲车电传动系统参数匹配与控制策略的研究[D]. 黑龙江:哈尔滨工业大学
[27] 王龙飞. 基于超级电容混合储能的 MRD 减振控制系统后备电源设计[D]. 浙江:宁波大学
[28] 和欣,张晓林. 面向战场多任务网络的等级优先动态带宽分配[J]. 系统工程与电子技术
[29] 刘懿,任济寰,吴祥,等. 基于集成迁移学习的新装备装甲车辆分类[J]. 兵工学报,2023,44(8):2319-2328.
[30] 贺卫东,刘焕兴,尹军茂. 导弹新型发射技术发展动态及重点发展方向研究[J]. 飞航导弹,2021(6):91-98,121.
[31] 于滨,赵英俊,安蓓. 采用激光拦截技术的高超声速武器防御系统关键技术研究[J]. 飞航导弹
[32] 裴仁帅. 电磁对抗与感知一体化射频干扰抑制技术研究[D]. 四川:电子科技大学,2021.
[33] 黄校彬. 物联网技术在机械制造装备远程监控与智能维护中的应用研究[J]. 中国设备工程,2025(14):28-30.
[34] 郑洁,高峰,张思宁,等. 全电特种车辆高压配电系统安全性研究[C]//第三届特种车辆全电化技术发展论坛论文集. 2014:176-181.
[35] 马浩浩,杨媛,郭孙毓,等. 基于双面布局的低寄生电感 SiC 功率模块[J]. 电工技术学报,2025,40(16):5092-5105.
[36] 陈凌子,李飞,韩顺利. 面向城市作战的无人机多域信息融合体系设计[J]. 指挥控制与仿真,2025,47(4):49-55.

串联式混合动力履带车辆加速性能多维评价方法研究

余昕蓓，贾博儒，李健，许桢铭

北京理工大学 机械与车辆学院，北京 100081

摘　要：串联式混合动力履带车辆加速性能受多能源、多部件共同影响，传统单一整车指标难以全面表征性能的问题。本文从系统构型与功率传递关系出发，分析加速性能形成机理，建立整车加速、关键部件性能的评价指标体系，并对指标标准化、权重确定及综合评价方法进行对比分析，确定适用于加速性评价的方法。在此基础上，面向 0-32 km/h 全加速工况，提出基于功效系数标准化和层次分析法赋权的模糊综合评价模型，通过硬约束排除关键部件越限和履带过度滑转工况，并综合加速时间、峰值加速度、响应时间、峰值加加速度及功率协调误差，评价车辆加速快速性、动态响应及多能源供需匹配能力，为动力系统参数匹配、控制策略优化及方案性能对比提供统一评价方法参考。

关键词：串联式混合动力履带车辆；加速性能；评价指标体系；层次分析法；模糊综合评价

A Study on a Multidimensional Evaluation Method for the Acceleration Performance of Series-Hybrid Tracked Vehicles

Yu Xinbei[1]，Jia Boru[1]，LI Jian[1 *]，Xu Zhenming[1]

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The acceleration performance of series hybrid tracked vehicles is influenced by multiple energy sources and components, making it difficult to comprehensively characterize performance using traditional, single vehicle-level metrics. This paper analyzes the mechanisms underlying acceleration performance from the perspective of system configuration and power transmission relationships, establishes an evaluation metric system for vehicle acceleration and key component performance, and conducts a comparative analysis of metric standardization, weight determination, and comprehensive evaluation methods to identify a method suitable for acceleration performance evaluation. Building on this foundation, a fuzzy comprehensive evaluation model—based on standardization via the efficiency coefficient and weighting through the Analytic Hierarchy Process (AHP)—is proposed for full acceleration conditions ranging from 0 to 32 km/h. By applying hard constraints to exclude scenarios where key components exceed limits or the tracks experience excessive slippage, the model comprehensively evaluates acceleration time, peak acceleration, response time, peak jerk, and power coordination error, to evaluate the vehicle ’ s acceleration performance, dynamic response, and multi-energy supply-demand matching capability, thereby providing a unified evaluation method for powertrain parameter tuning, control strategy optimization, and performance comparisons of different solutions.

Keywords: Series-hybrid tracked vehicles; acceleration performance; evaluation index system; Analytic Hierarchy Process; fuzzy comprehensive evaluation

0 引言

履带车辆面向复杂地形和高机动任务，其加速性能直接影响车辆的机动效率、动力储备及任务适应能力。随着动力系统电气化发展，混合动力履带车辆能够发挥驱动电机快速响应、储能装置高功率输出以及发动机-发电机组(Engine-Generator Set，EGS)持续供能等优势，提高动力系统的功率调节能力。军用履带车辆电气化在提升车辆性能、满足车载电功率需求等方面具有明显潜力[1]。然而，动力源数量增加和功率传递路径复杂，也使整车加速性能由传统的单一动力部件主导转变为多能源、多部件及控制策略共同作用的结果。履带车辆动力系统的构型、控制与部件参数之间存在较强耦合关系，需要进行协同设计与评价[2]。

现有研究通常采用规定车速区间加速时间、最高车速和峰值加速度等指标评价整车加速性。针对串联式混合动力履带车辆，从动力系统部件匹配及能量管理角度开展研究，驱动电机、储能系统及控制策略的合理匹配是满足整车加速性能需求的重要基础。单一整车结果指标难以定位加速性能不足的具体来源，也难以反映动力电池峰值放电能力、发动机-发电机组动态响应、直流母线电压稳定性及驱动电机转矩-功率边界等关键约束。

因此，有必要建立兼顾整车加速结果、动态响应和多能源供能协调能力的评价体系，并将关键部件安全边界纳入评价过程。本文分析串联式混合动力履带车辆加速性能形成机理，系统梳理整车级及关键部件评价指标，同时对评价方法进行比较，并面向 0-32 km/h 全加速工况构建具有工程可解释性的综合评价模型，为动力系统参数匹配、控制策略优化及不同车辆方案的性能对比提供统一评价依据。

1 加速性能评价指标体系

1.1 系统构型及加速性能形成机理

串联式混合动力履带车辆主要由柴油发动机-发电机组、储能装置、直流母线、驱动电机及机械传动机构组成。发动机驱动发电机产生电能，并与储能装置共同向两侧驱动电机供电。驱动电机输出动力经耦合机构和侧减速器传递至主动轮，进而驱动履带运行，实现电功率流与机械功率流的协同传递。图 1 是本串联式混合动力履带车辆基本构型。

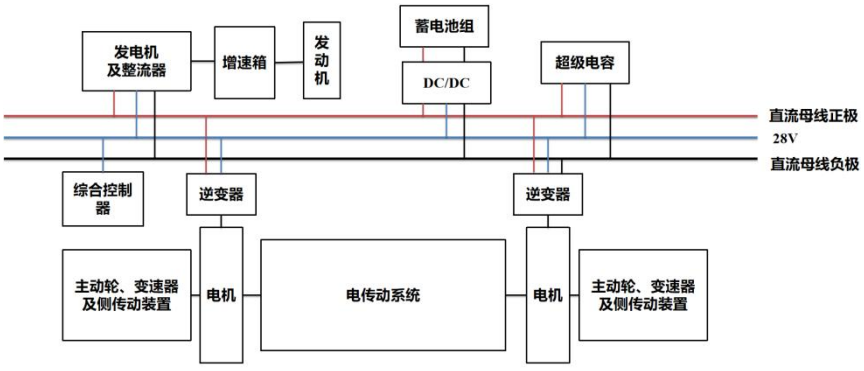


图 1　串联式混合动力系统结构框图

Fig1 Block Diagram of a Series Hybrid System

串联式混合动力履带车辆的加速性能本质上由驱动力与行驶阻力决定，通常采用瞬时加速度及规定车速区间内的加速时间进行表征。车辆行驶过程中，滚动阻力、空气阻力及坡度阻力共同构成整车行驶阻力，其中滚动阻力系数受路面类型影响，风阻系数和道路坡度则进一步改变车辆所需牵引功率。驱动力主要由驱动电机输出转矩经传动系统作用于主动轮形成，因此驱动电机峰值转矩、峰值功率、效率及传动效率直接影响履带牵引能力。同时，发动机-发电机组、动力电池与超级电容组成并联供能单元，其中发动机-发电机组经 AC/DC 变换器整流后接入直流母线，超级电容直接挂

接母线，蓄电池组经双向 DC/DC 变换器并入，三者共同为驱动电机供电。加速初期主要依靠动力电池和超级电容提供瞬时峰值功率，中高速阶段则更多受发电机组持续供能能力、电池放电能力以及母线电压和限流特性的约束。各供能支路与驱动系统的协同作用最终决定电机可用转矩和功率，进而形成整车加速性能。

1.2 整车级加速性能评价指标

整车级加速性能反映车辆克服惯性与行驶阻力并提升车速的综合能力。相较单一部件参数，其综合考虑动力源、传动效率、整车质量、换挡控制及路面条件等因素，可通过车速、时间、距离和纵向加速度等指标评价动力系统匹配及实际动力水平。不同指标分别反映加速过程、加速结果和动力储备。

沈鉴彪等[3]指出，加速时间是动力性指标中最能反映性能高低的指标，邹天刚等[4]将 0-32 km/h 加速时间作为履带车辆加速性能的重要表征，并进一步引入 40-60 km/h 超车加速时间。Gai 等[4]基于 AMESim 与 MATLAB/Simulink 联合仿真，以 0-32 km/h 加速时间评价功率分流混合动力方案。Randive 等[6]和 Milićević等[7]则将 0-32 km/h 不超过 8 s 作为动力系统部件选型要求。胡建军等[8]也将 0-60 km/h 加速时间作为构型动力性成本函数。Zhu 等[9]则在不同传动比下同步考察 0-30 mph 加速时间。此外，Taira 等[10]通过实车道路试验测试得到了 0-56 km/h 约 15 s、最高车速约 73 km/h 的结果，并利用完整速度-时间曲线评价了电驱履带车辆加速过程的快速性和平顺性。莫易敏等[11]以加速过程中的最大纵向加速度表征车辆的最大加速能力，以踩下加速踏板至车辆产生明显加速度的延迟时间评价动力响应速度，以最大加加速度（Jerk）描述加速过程中加速度变化的剧烈程度。刘海江等[12]则将起步加速度峰值作为衡量车辆起步动力性的重要指标，以踩下油门至车辆开始运动的起步响应延迟时间表征起步响应性能，采用冲击度衡量起步过程中加速度变化。邹渊等[13]针对串联式双电机驱动混合动力履带车辆进行硬土路面直驶加速仿真，车辆从第 2 s 开始加速，在第 12 s 达到最高车速，通过直驶全油门加速过程中的整车车速曲线，观察车辆从 2-12 s 持续加速直至最高车速，从而验证整车模型和控制系统是否能够完成预期加速过程。

综上，现有整车加速性能评价指标可归纳为加速快速性、动力性、响应性、平顺性及过程特性等维度。各指标的物理含义、获取方法及评价方向汇总如表 1 所示。

表 18　串联式混合动力履带车辆加速性能常规评价指标

Table 1 Conventional Evaluation Criteria for the Acceleration Performance of Series-Hybrid Tracked Vehicles

评价维度	评价指标	获取方法	评价方向	文献
加速快速性	起步加速时间	从车辆静止起步至首次达到 32 km/h 或其他任务目标车速所需的时间	越小越好	文献[3][4][4][6][7][8][9][10] [13]
	超车加速时间	车辆由规定初始车速加速至目标车速所需的时间	越小越好	文献[4]
加速动力性	最高车速	车辆能够达到并稳定保持的最高行驶车速	在满足安全性、稳定性及任务要求的条件下，越大越好	文献[4][4][6][7][9] [10]
	峰值加速度	车辆加速过程中纵向加速度的最大值	越大越好	文献[11][12]
加速响应性	响应时间	从踩下加速踏板至车辆产生明显加速度或开始运动所需的时间	越小越好	文献[11][12]
加速平顺性	加加速度	对纵向加速度进行时间求导，以加速过程中最大加加速度表征冲击程度	越小越好	文献[11][12]
加速过程特性	速度-时间曲线 (v(t))	记录整个直线全油门加速过程中的整车车速随时间变化	曲线上升快、响应迟滞小、异常平台及速度波动少，且过程连续平稳为优	文献[4][4][8][10] [13]

1.3 关键部件评价指标

在整车级加速性能评价指标分析的基础上，为进一步揭示各关键部件对整车加速性能的影响，有必要从动力传递与能量流动过程出发，对关键部件的性能表征参数进行分解。图 2 给出了串联式

混合动力履带车辆关键部件加速性能评价指标架构，明确了发动机-发电机组、动力电池、直流母线及功率变换系统、驱动电机和超级电容等关键部件与整车加速性能之间的关联。

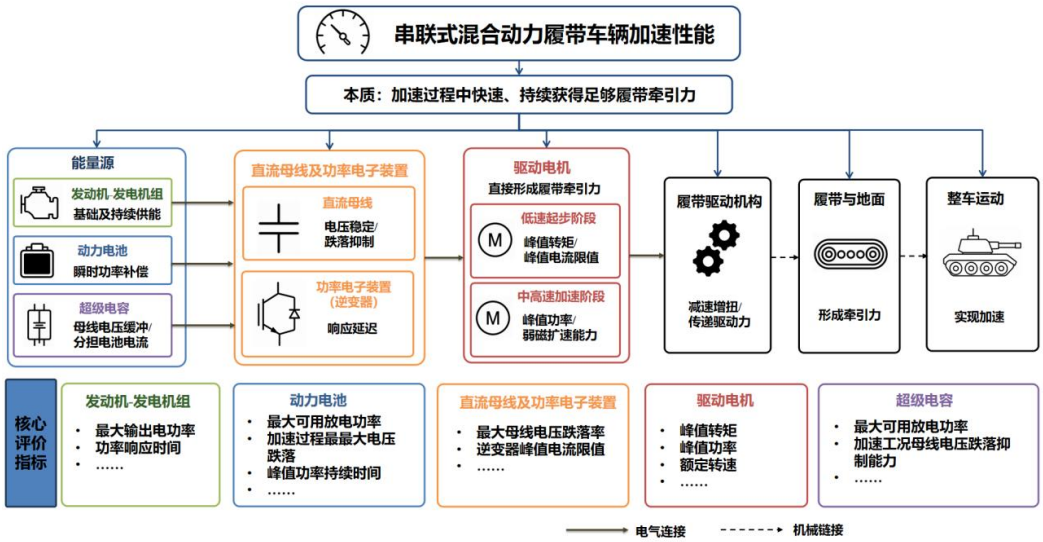


图 2　关键部件加速性能评价指标分析架构

Fig 2 Analysis Framework for Performance Evaluation Metrics of Key Components in Acceleration Systems

驱动电机是影响车辆加速性能的重要部件。万帆等[14]指出基速以下的加速时间主要取决于电机峰值转矩，Liu 等[15]发现，随电机峰值转矩增加车辆 0-100 km/h 加速时间呈缩短趋势。刘辉等[16]指出车辆起步加速时，驱动电机短时输出峰值转矩受到限制，将导致动力系统最大输出转矩下降；同时，该研究还分析了电机额定转速对加速性能的影响，认为额定转速决定了恒转矩区与恒功率区的分界，并影响高转矩输出的可维持速度范围，在保持峰值转矩和最高转速不变的条件下，提高电机额定转速可使整车 0-60 km/h 加速时间缩短 2.9 s。此外，Milićević和 Blagojević[7]针对串联式混合动力履带车辆的研究指出，双侧驱动电机组合最大功率不能低于整车最大加速需求功率。van Boekel 等[17]同样认为车辆高速加速受到电机峰值功率约束，并以 0-100 km/h 加速时间进行功率参数设定，黄欣等[18]则将驱动电机峰值功率直接作为动力系统优化变量进行加速性评价。

动力电池加速性能评价不宜仅以额定容量或 SOC 作为直接评价量，而应重点考察与实际加速过程直接对应短时峰值功率、电压保持能力以及持续高功率输出能力三个方面，其中 SOC、内阻和温度等参数更适合作为影响上述性能指标的状态变量或边界条件，可同步记录。刘小根等[19]发现当动力电池最大输出功率受限于 30 s 持续放电功率 98 kW 时，车辆加速性能下降。Lv 等[20]指出在起步加速中动力电池需要承担不断增加的瞬时功率需求。Juda 和 Noga[21]的实车对比结果表明，电压跌落会降低电池最大输出功率。Xiong 等[22]指出 PHEV 在加速过程中需要连续峰值功率。王伟达等[23]也表明，使动力电池保持较高的功率和能量裕度可以提高车辆动力性。

关于发动机-发电机组，Noga 和 Gorczyca[24]的道路试验表明，发动机-发电机组成的增程器参与供电后，车辆加速时间缩短。Lv 等[20]以 0-32 km/h 加速时间作为动力性指标，发现不同控制策略下 EGS 输出功率和响应速度提高后，加速时间分别缩短 8.9%和 42.6%。吕航等[25]也指出， EGS 由怠速提升至标定功率的响应时间缩短 53%后，车辆加速时间相应减少约 8%。

直流母线相关参数会通过限制驱动电机的实际可用功率和转矩影响车辆加速性能。盖江涛等[26]发现急加速过程中的母线电压保持能力可反映电源系统对驱动电机高功率输出的支撑程度。Lin 等[27]也在加速工况下对直流母线电压波动进行了专门控制与验证。此外，van Boekel 等[17]明确指出车辆低速加速受逆变器电流限值控制。超级电容重点评价最大可用放电功率和加速工况母线电压跌落抑制能力。Chabchoub 和 Trabelsi[28]提出超级电容利用高功率特性承担车辆起步和加速阶段的短时峰值功率。Liu 等[29]则以 0-50 km/h 加速时间不大于 10 s 等整车指标作为储能系统匹配要求，要求电池与超级电容共同满足最大功率需求。Lin 等[27]进一步在车辆加速工况下利用超级电容抑制高动态转矩

需求引起的直流母线电压波动，说明超级电容的快速功率响应有利于维持加速过程中驱动系统的电压支撑能力。

综上，串联式混合动力履带车辆的加速性能受驱动电机、动力电池、发动机-发电机组、直流母线及功率变换系统和超级电容等关键部件共同影响，各部件分别通过转矩/功率输出、动态响应、电压稳定及功率传输等特性作用于整车加速过程。相关关键部件性能维度及评价指标汇总如表 2 所示。

表 19　串联式混合动力履带车辆加速性能常规评价指标

Table 2 Conventional Evaluation Criteria for the Acceleration Performance of Series-Hybrid Tracked Vehicles

关键部件	性能维度	评价指标	文献
驱动电机	低速驱动能力	峰值转矩	文献[14] [15] [16]
	中高速驱动能力	峰值功率	文献[7] [17] [18]
	高速转矩保持能力	额定转速	文献[16]
动力电池	瞬时功率输出能力	最大可用放电功率	文献[19][20]
	电压保持能力	加速过程最大电压跌落	文献[21]
	功率持续输出能力	峰值功率持续时间	文献[22] [23]
发动机-发电机组	持续供能能力	最大输出电功率	文献[20] [24]
	动态供能能力	功率响应时间	文献[20] [25]
直流母线与功率变换系统	电压稳定能力	最大母线电压跌落率	文献[26] [27]
	功率传输能力	逆变器峰值电流限值	文献[17]
超级电容	峰值功率输出能力	最大可用放电功率	文献[29][30]
	电压支撑能力	加速工况母线电压跌落抑制能力	文献[27]

1.4 加速性能评价方法

指标标准化的目的在于将原始数据转化为无量纲、同级、正向可加的标准数据，张永锋、骆清国[30]按照指标属性将其划分为数值越大越优的极大型指标和数值越小越优的极小型指标，分别进行方向统一和尺度变换后再参与综合评价。成龙[31]针对履带式全地形车总体性能评价进一步采用趋同化和向量规范化的方式处理不同属性指标。林歆悠等[32]采用基于 Pareto 最优域的差值标准化方法，利用目标函数最低点和理想点之间的真实变化区间进行归一化，使指标均转化至以 0 和 1 为边界的统一尺度。廖连莹等[33]采用典型的 Min-Max 极差归一化方法，利用样本最大值和最小值将评价结果映射至 0-1 区间。

赋权方法主要包括主观赋权、客观赋权、组合赋权及数据驱动赋权。主观赋权以层次分析法(Analytic Hierarchy Process，AHP)、G1 法和专家评分法为代表，通过专家对指标重要性的比较反映任务需求和工程经验。客观赋权主要包括熵权法、基于指标对比强度和指标间冲突性的客观赋权法(Criteria Importance Through Intercriteria Correlation，CRITIC)等，其中熵权法依据不同方案间指标数据的离散程度确定信息量及权重，CRITIC 法除考虑指标自身变异程度外，还考虑指标之间的相关性和冲突性，更适合多指标耦合评价[34]。为兼顾两类方法的优点，近年来更多采用组合赋权，战琦等[35]利用改进 G1 法获得主观权重、CRITIC 法获得客观权重，再通过乘法合成归一得到最终组合权重。近年来进一步发展出 XGBoost-SHAP 等数据驱动方法[36]，通过模型特征归因直接量化各指标对车辆综合评价结果的贡献，为传统赋权结果提供验证和修正依据。

已有研究采用加权目标函数、逼近理想解排序法（Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution，TOPSIS）、模糊综合评价及数据驱动等方法进行评价。邹天刚等[4]构建加速性综合目标函数，再利用遗传算法寻优。董长青等[34]采用熵权 TOPSIS，通过计算各方案与正、负理想解的距离得到相对贴近度 C_i，并以其大小作为综合性能评分及方案排序依据。模糊综合评价则通过建立“优秀、良好、一般”等评价等级及指标隶属度矩阵，将指标权重与隶属度进行合成[35]。此外，灰色关联分析适用于样本数量较少的多指标评价，而近年来 BP 神经网络等方法也可直接学习客观指标与综合评分之间的非线性关系。

各类标准化、赋权与综合评价方法具有不同的适用特点。为明确不同方法的优势与局限，并为后续评价模型构建提供方法依据，本文对上述常用方法的基本原理、优缺点及适用特征进行归纳比较，如表 3 所示。

表 20　指标标准化、权重确定与综合评价方法对比表

Table 3 Comparison Table of Indicator Standardization, Weight Determination, and Comprehensive Evaluation Methods

类别	方法	方法解释	优点	缺点
标准化	Min-Max 归一化	将指标映射至 0-1，并统一正负方向	简单直观，便于比较	对极值较敏感
	向量规范化	按指标向量模长进行无量纲化	计算简单，适合距离评价	结果受样本变化影响
	Pareto 差值标准化	按理想点与实际变化区间归一化	能反映真实优化空间	需确定理想点和区间
权重确定	AHP	通过两两比较构建判断矩阵确定权重	层次清晰，可检验一致性	指标多时较繁琐，主观性较强
	G1 法	根据指标重要性排序及相邻重要度比确定权重	计算简单无需一致性检验	依赖专家排序判断
	熵权法	根据指标离散程度确定权重	客观、计算简单	未考虑指标相关性
	CRITIC 法	综合指标变异性和相关性确定权重	考虑指标冲突和冗余	对数据质量要求较高
	组合赋权	融合主观权重与客观权重	兼顾经验与数据	计算过程较复杂
	XGBoost-SHAP	根据模型特征贡献确定权重	可反映非线性关系	需要大量样本
综合评价	加权求和	指标按权重线性合成为总评分	简单，便于优化	对权重较敏感
	TOPSIS	根据与正、负理想解的距离排序	排序直观、综合性强	受权重和标准化影响
	模糊综合评价	根据隶属度得到评价等级	适合模糊指标	隶属函数有主观性
	灰色关联分析	根据与理想序列的关联程度评价	适合小样本	对参数设置较敏感
	BP 神经网络	学习指标与综合评分的非线性关系	非线性拟合能力强	可解释性较弱

2 基于功效系数标准化和 AHP 赋权的加速性能综合评价模型

针对串联式混合动力履带车辆 0-32 km/h 加速过程，本文关注评价结果对车辆加速能力的绝对表征与工程可解释性，避免对特定样本集及方案数量产生过强依赖。因此，本文提出基于功效系数标准化和 AHP 赋权的模糊评价模型，见图 3。

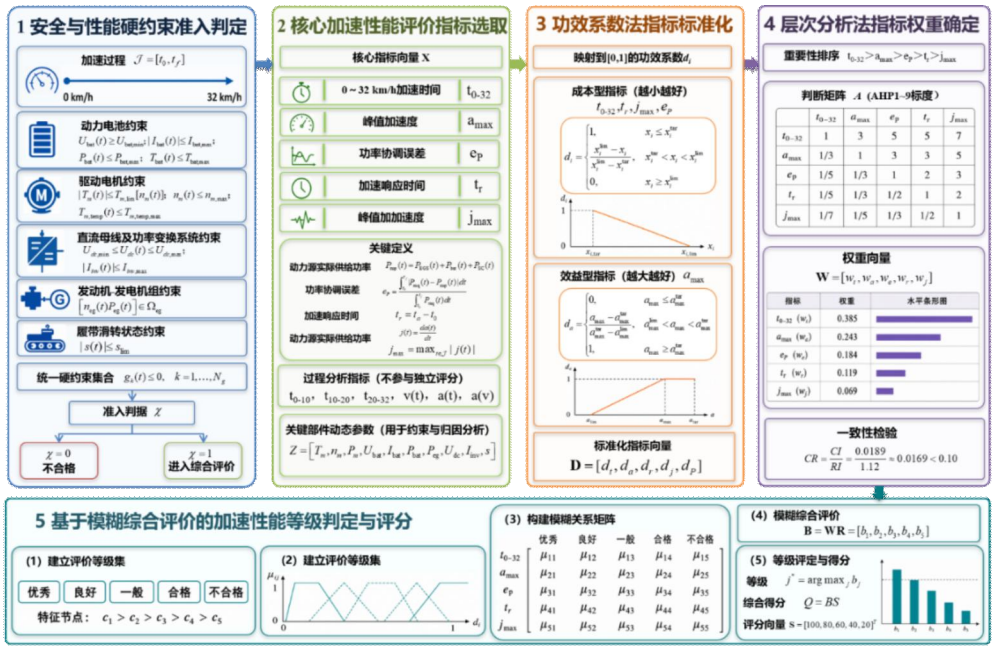


图 3　基于功效系数标准化和 AHP 赋权的模糊评价模型框架图

Fig 3 Schematic Diagram of a Fuzzy Evaluation Model Framework Based on Efficacy Coefficient Standardization and AHP Weighting

2.1 安全与性能硬约束准入判定

0-32 km/h 全加速工况具有功率需求大、部件负荷高和动态变化快等特点。若仅依据加速时间等整车响应指标进行评价，可能出现通过电池过放、电机过载或履带过度滑转等方式获得较优加速结果的情况。因此，在性能评价之前首先进行硬约束筛选。

设加速过程为：

$$\mathcal{J}=[t_0,t_f] \tag{1}$$

其中，t_0 加速指令发出时刻，t_f 为车辆首次达到目标车速的时刻。

对整个区间 $\mathcal{J}$ 内的关键参数进行约束检查。动力电池主要考察电压、电流、功率及温度，其约束为：

$$\begin{aligned} &U_{\text{bat}}(t)\geq U_{\text{bat,min}}\\ &|I_{\text{bat}}(t)|\leq I_{\text{bat,max}}\\ &P_{\text{bat}}(t)\leq P_{\text{bat,max}}\\ &T_{\text{bat}}(t)\leq T_{\text{bat,max}} \end{aligned} \tag{2}$$

其中，$U_{\text{bat,min}}$、$I_{\text{bat,max}}$、$P_{\text{bat,max}}$、$T_{\text{bat,max}}$ 分别为动力电池允许最低电压、最大放电电流、最大放电功率及最高允许温度。

驱动电机主要考察转矩、转速和温度，应满足：

$$\begin{aligned} &|T_m(t)|\leq T_{m,\text{lim}}[n_m(t)]\\ &n_m(t)\leq n_{m,\text{max}}\\ &T_{m,\text{temp}}(t)\leq T_{m,\text{temp,max}} \end{aligned} \tag{3}$$

其中，$T_{m,\text{lim}}[n_m(t)]$为电机外特性在当前转速下对应的允许输出转矩。相较于采用单一峰值转矩进行约束，该形式能够同时反映电机低速恒转矩区和中高速恒功率区的能力边界。

对于直流母线及功率变换系统，应满足：

$$\begin{aligned} &U_{dc,\text{min}}\leq U_{dc}(t)\leq U_{dc,\text{max}}\\ &|I_{inv}(t)|\leq I_{inv,\text{max}} \end{aligned} \tag{4}$$

发动机-发电机组运行状态应处于允许工作区域内，即：

$$\left[n_{\text{eg}}(t)P_{\text{eg}}(t)\right]\in\Omega_{\text{eg}} \tag{5}$$

其中，Ω_{eg} 表示发动机-发电机组允许运行域。

此外，履带车辆在大功率起步和低速加速阶段可能受到地面附着能力限制，因此还需对履带滑转状态进行约束：

$$|s(t)|\leq s_{\text{lim}} \tag{6}$$

式中，s_{lim} 为允许滑转率上限。

由此可将硬约束统一表示为：

$$g_k(t)\leq 0,\quad k=1,2,\ldots,N_g \tag{7}$$

定义工况准入判据：

$$\chi=\begin{cases}1, & \max_{t\in\mathcal{J}}\ g_k(t)\leq 0,\ \forall k,\\ 0, & \text{存在任一约束越限}\end{cases} \tag{8}$$

当 $\chi=1$ 时，认为该次 0-32 km/h 加速过程满足部件安全边界和基本性能约束，可进入后续综合

评价；当 $\chi = 0$ 时，说明至少存在一项关键参数越限，该工况直接判定为不合格，不再以加速时间较短等结果认定其性能优越。

2.2 核心加速性能评价指标选取

串联式混合动力履带车辆加速过程中，驱动侧瞬态功率需求由发动机-发电机组、动力电池以及储能装置共同承担。不同动力源的响应速度和功率能力存在差异，其协同供能程度直接影响驱动电机可获得的有效功率，进而影响车辆加速响应和加速时间。因此，引入功率协调误差 e_P 表征加速过程中的功率供需匹配程度。为保证功率具有统一物理意义，将各功率统一折算至直流母线侧，定义动力源实际供给功率为：

$$P_{\text{sup}}(t) = P_{\text{EGS}}(t) + P_{\text{bat}}(t) + P_{\text{SC}}(t) \tag{9}$$

其中，$P_{\text{EGS}}(t)$、$P_{\text{bat}}(t)$、$P_{\text{SC}}(t)$分别为发动机-发电机组、动力电池和超级电容向母线提供的有效功率；若系统未配置超级电容，则取 $P_{\text{SC}}(t)=0$。

定义归一化功率协调误差为：

$$e_P = \frac{\int_{t_0}^{t_f} |P_{\text{req}}(t) - P_{\text{sup}}(t)|\,dt}{\int_{t_0}^{t_f} P_{\text{req}}(t)\,dt} \tag{10}$$

其中，$P_{\text{req}}(t)$为折算至同一直流母线边界的驱动需求功率。

e_P 本质上反映整个加速过程中实际供能与需求功率之间的累计偏差占总需求能量的比例。当 e_P 趋近于 0 时说明发动机-发电机组和储能系统能够较好地协调满足加速功率需求；e_P 越大，则表明功率供需匹配程度越差。

考虑 0-32 km/h 加速过程既需要反映完成任务的快速程度，也需要表征瞬时动力响应、响应滞后及纵向冲击特性，还选取 0-32 km/h 加速时间、峰值加速度、加速响应时间和峰值加加速度作为核心评价指标，构成：

$$\mathbf{X} = [t_{0\text{-}32}, a_{\max}, t_r, j_{\max}, e_P] \tag{11}$$

为评价车辆对加速需求的动态响应能力，定义加速响应时间为：

$$t_r = t_a - t_0 \tag{12}$$

其中 t_a 为纵向加速度首次达到规定响应阈值并连续保持不少于 Δt_h 时刻。

加加速度定义为：

$$j(t) = \frac{da(t)}{dt} \tag{13}$$

取整个加速过程中的绝对峰值：

$$j_{\max} = \max_{t \in \mathcal{J}} |j(t)| \tag{14}$$

考虑数值微分易放大高频波动，在计算 $j(t)$前应对所有方案采用相同的数据采样及滤波方法。

为完整描述 0-32 km/h 加速过程，同时记录 $t_{0\text{-}10}$，$t_{10\text{-}20}$，$t_{20\text{-}32}$，$v(t)$，$a(t)$，$a(v)$。分段加速时间能够反映低速、中速及高速阶段的加速能力，但由于 $t_{0\text{-}32}=t_{0\text{-}10}+t_{10\text{-}20}+t_{20\text{-}32}$，分段时间与总加速时间存在直接相关性。为避免同类信息重复赋权，本文将其作为过程分析指标，用于定位加速性能不足发生的速度区间，而不再作为独立指标参与综合评分。

同时记录驱动电机、动力电池、发动机-发电机组及直流母线等关键部件动态参数：

$$Z = \left[T_m, n_m, P_m, U_{\text{bat}}, I_{\text{bat}}, P_{\text{bat}}, P_{\text{eg}}, U_{\text{dc}}, I_{\text{inv}}, s \right] \tag{15}$$

这些指标主要承担两项作用：一是具有明确允许边界的参数用于前述硬约束准入判定；二是其动态

变化过程作为加速性能归因指标，用于解释不同速度阶段加速性能差异的形成机理。

2.3 基于功效系数法的加速性能指标标准化

本文采用功效系数法对各评价指标进行无量纲化处理，将不同指标统一映射至[0,1]区间，以表征各指标相对于设计目标值和性能评价边界的实现程度。设第 i 个评价指标实际值为 x_i，标准化后的功效系数为 d_i，则有：

$$0 \le d_i \le 1 \tag{16}$$

其中，d_i=1 表示该指标达到或优于设计目标，d_i=0 表示该指标达到或劣于性能评价边界；d_i 越大，说明对应加速性能越优。

（1）成本型指标标准化

对于 0-32 km/h 加速时间 $t_{0\text{-}32}$、加速响应时间 t_r、峰值加加速度 $j_{\max}$ 和功率协调误差 e_P 其数值越小表示性能越优，均属于成本型指标。设第 i 个成本型指标的设计目标值为 x_i^{tar}，性能评价上限为 x_i^{lim}，且满足 $x_i^{\text{tar}} < x_i^{\text{lim}}$。其功效系数定义为：

$$d_i = \begin{cases} 1, & x_i \le x_i^{\text{tar}} \\ \dfrac{x_i^{\text{lim}} - x_i}{x_i^{\text{lim}} - x_i^{\text{tar}}}, & x_i^{\text{tar}} < x_i < x_i^{\text{lim}} \\ 0, & x_i \ge x_i^{\text{lim}} \end{cases} \tag{17}$$

对于本文四个成本型指标，分别有 d_t，d_r，d_j，d_P 都随着指标数值增大，其功效系数逐渐降低。

（2）效益型指标标准化

峰值加速度 $a_{\max}$ 随数值增大而表明车辆瞬时加速能力增强，因此属于效益型指标。设其设计目标值为 $a_{\max}^{\text{tar}}$，最低性能评价边界为 $a_{\max}^{\text{lim}}$，满足 $a_{\max}^{\text{tar}} > a_{\max}^{\text{lim}}$。其功效系数定义为：

$$d_a = \begin{cases} 0, & a_{\max} \le a_{\max}^{\text{tar}} \\ \dfrac{a_{\max} - a_{\max}^{\text{tar}}}{a_{\max}^{\text{tar}} - a_{\max}^{\text{lim}}}, & a_{\max}^{\text{lim}} < a_{\max} < a_{\max}^{\text{tar}} \\ 1, & a_{\max} \ge a_{\max}^{\text{tar}} \end{cases} \tag{18}$$

当峰值加速度低于最低性能边界时，其功效系数取 0；随着峰值加速度提高，d_a 逐渐增大；达到或超过设计目标后取 1。指标功效系数标准化函数示意图如图 4 所示。

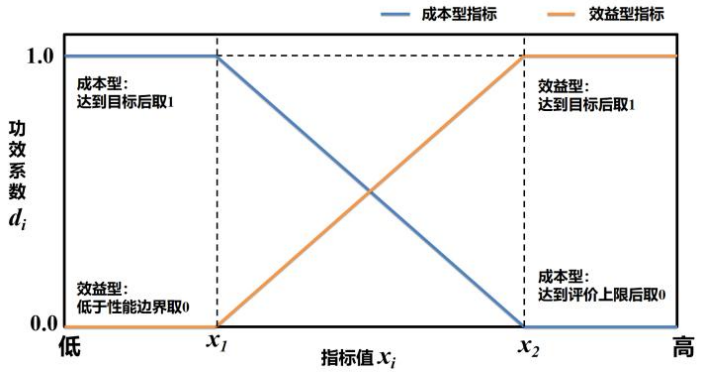


图 4　指标功效系数标准化函数示意图

Fig 4 Schematic Diagram of the Standardization Function for the Indicator Efficiency Coefficient

（3）标准化指标向量构建

经功效系数转换后，原始评价指标向量$\mathbf{X}=[t_{0\text{-}32},a_{\max},t_r,j_{\max},e_P]$转化为统一方向、统一量纲的功效系数向量$\mathbf{D}=[d_t,d_a,d_r,d_j,d_P]$，且满足$0\le d_t,d_a,d_r,d_j,d_P\le 1$。

2.4 基于层次分析法的加速性能指标权重确定

结合 0-32 km/h 加速任务特点及串联式混合动力系统功率传递机理，各指标重要性确定为：$t_{0\text{-}32}$直接反映整车完成目标加速任务的总体能力，应赋予最高权重；$a_{\max}$反映瞬时动力输出和峰值驱动力，重要性次之；e_P反映发动机-发电机组、动力电池及储能装置对加速功率需求的协调供给能力，是体现串联式混合动力特征的重要指标；t_r主要表征加速初始阶段的动态响应能力；$j_{\max}$侧重反映加速过程平顺性，对目标车速达成能力影响相对较小。因此，各指标重要程度取$t_{0\text{-}32}>a_{\max}>e_P>t_r>j_{\max}$。

（1）判断矩阵构造

采用 AHP 1-9 标度法，根据各指标对 0-32 km/h 加速性能的重要程度进行两两比较，构造判断矩阵：

$$A=\begin{bmatrix} 1 & 2 & 2 & 3 & 5 \\ \frac{1}{2} & 1 & 2 & 2 & 3 \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 1 & 2 & 3 \\ \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 1 & 2 \\ \frac{1}{5} & \frac{1}{3} & \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & 1 \end{bmatrix} \tag{19}$$

（2）指标权重计算

采用几何平均法求取各行元素的几何平均值：

$$\overline{w}_i=\left(\prod_{j=1}^{5}a_{ij}\right)^{1/5},\quad i=1,2,3,4,5 \tag{20}$$

归一化处理后得到各指标权重：

$$w_i=\frac{\overline{w}_i}{\sum_{i=1}^{5}\overline{w}_i} \tag{21}$$

由上述判断矩阵计算得到：

$$\mathbf{W}=[w_1,w_2,w_3,w_4,w_5]=[0.385,0.243,0.184,0.119,0.069] \tag{22}$$

经 AHP 权重计算，各评价指标的权重分配结果如表 4 所示，可反映不同指标对 0-32 km/h 加速性能综合评价的相对重要程度。

表 21　各指标权重

Table 4 Weights of Each Indicator

指标	权重
0-32 km/h 加速时间 $t_{0\text{-}32}$	0.385
峰值加速度 $a_{\max}$	0.243
功率协调误差 e_P	0.184
加速响应时间 t_r	0.119
峰值加加速度 $j_{\max}$	0.069

（3）一致性检验

由于 AHP 判断矩阵由主观两两比较构建，为避免指标重要度判断之间存在逻辑矛盾，需进行一致性检验。采用一致性比率 CR=CI/RI 衡量判断矩阵的一致程度，按照 AHP 的一般判据，当 CR＜0.10 时认为判断矩阵具有可接受的一致性。

计算最大特征值近似值：

$$\lambda_{\max}=\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{5}\frac{(\mathbf{AW})_i}{w_i}\approx 5.076 \tag{23}$$

n=5，一致性指标为：

$$CI=\frac{\lambda_{\max}-n}{n-1}\approx 0.0189 \tag{24}$$

对于五阶判断矩阵，随机一致性指标取 RI=1.12，因此一致性比率为：

$$CR=\frac{CI}{RI}=\frac{0.0189}{1.12}\approx 0.0169<0.10 \tag{25}$$

此构造判断矩阵具有较好的一致性，所得指标权重可用于后续综合评价。

2.5 基于模糊综合评价的加速性能等级判定

（1）建立评价等级集

将车辆加速性能划分为五个等级，建立评价集：

$$V=\{V_1,V_2,V_3,V_4,V_5\}=\{\text{优秀，良好，一般，合格，不合格}\} \tag{26}$$

根据车辆设计指标、技术要求以及仿真或试验数据，分别确定五个评价等级在功效系数空间中的特征节点：

$$1\geq c_1>c_2>c_3>c_4>c_5\geq 0 \tag{27}$$

其中，c_1-c_5 分别对应优秀、良好、一般、合格和不合格等级的特征值，本文重点研究评价指标体系与方法框架，具体指标目标值、评价边界及等级节点需结合具体车型技术指标确定。

（2）确定单指标隶属度

对于标准化后的第 i 个指标功效系数 d_i，采用三角形与半梯形隶属函数计算其对五个性能等级的隶属度。

对于“优秀”等级：

$$\mu_{i1}(d_i)=\begin{cases}0, & d_i\leq c_2\\ \dfrac{d_i-c_2}{c_1-c_2}, & c_2<d_i<c_1\\ 1, & d_i\geq c_1\end{cases} \tag{28}$$

对于“良好”“一般”和“合格”等中间等级 k=2,3,4：

$$\mu_{ik}(d_i)=\begin{cases}0, & d_i<c_{k+1}\\ \dfrac{d_i-c_{k+1}}{c_k-c_{k+1}}, & c_{k+1}\leq d_i\leq c_k\\ \dfrac{c_{k-1}-d_i}{c_{k-1}-c_k}, & c_k<d_i\leq c_{k-1}\\ 0, & d_i>c_{k-1}\end{cases} \tag{29}$$

对于“不合格”等级：

$$\mu_{i5}(d_i)=\begin{cases}1, & d_i \le c_5\\ \dfrac{c_4-d_i}{c_4-c_5}, & c_5 < d_i < c_4\\ 0, & d_i \ge c_4\end{cases} \tag{30}$$

其中，μ_{ij} 表示第 i 个评价指标属于第 j 个性能等级的隶属程度，且满足：

$$0 \le \mu_{ij} \le 1, \quad \sum_{j=1}^{5}\mu_{ij}=1 \tag{31}$$

采用隶属函数后，处于两个等级边界附近的指标不再被简单划入某一等级，而是同时具有一定的相邻等级隶属度，从而降低刚性等级划分造成的评价突变。加速性能五级评价隶属函数示意如图 5 所示。

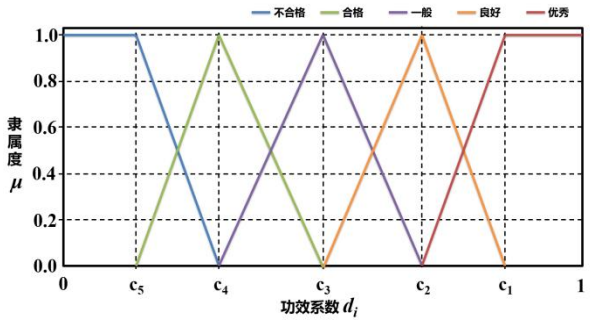


图 5　五级评价隶属函数示意图

Fig 5 Schematic Diagram of a Five-Level Evaluation Subordinate Function

（3）构建模糊关系矩阵

分别计算五项核心指标对五个性能等级的隶属度，构建模糊关系矩阵：

$$\mathbf{R}=\begin{bmatrix}\mu_{11} & \mu_{12} & \mu_{13} & \mu_{14} & \mu_{15}\\ \mu_{21} & \mu_{22} & \mu_{23} & \mu_{24} & \mu_{25}\\ \mu_{31} & \mu_{32} & \mu_{33} & \mu_{34} & \mu_{35}\\ \mu_{41} & \mu_{42} & \mu_{43} & \mu_{44} & \mu_{45}\\ \mu_{51} & \mu_{52} & \mu_{53} & \mu_{54} & \mu_{55}\end{bmatrix} \tag{32}$$

矩阵每一行分别表示 $t_{0\text{-}32}$、$a_{\max}$、e_P、t_r 和 $j_{\max}$ 对“优秀—不合格”五个等级的隶属程度。

（4）模糊综合评价

利用前述 AHP 得到的权重向量与模糊关系矩阵进行综合运算：

$$\mathbf{B}=\mathbf{W}\mathbf{R}=[b_1,b_2,b_3,b_4,b_5] \tag{33}$$

其中：

$$b_j=\sum_{i=1}^{5}w_i\mu_{ij} \tag{34}$$

表示综合考虑各指标权重后，车辆 0-32 km/h 加速性能属于第 j 个等级的综合隶属度。

依据最大隶属度原则：

$$j^*=\arg\max_j b_j \tag{35}$$

则最终加速性能等级确定为$V^* = V_{j^*}$。例如，当$B = [0.18, 0.52, 0.23, 0.07, 0]$时，0.52（良好等级）的综合隶属度最大，因此评价结果为良好。

为进一步实现不同方案之间的定量排序，可设置等级评分向量$\mathbf{S} = [100, 80, 60, 40, 20]^T$，则综合评价得分为：

$$Q = BS \tag{36}$$

3 总结与展望

本文围绕串联式混合动力履带车辆加速性能评价，从形成机理、评价指标、评价方法及综合评价模型四个方面进行了梳理。研究表明，加速性能不仅取决于驱动电机峰值转矩和峰值功率，还受到发动机-发电机组持续及动态供能能力、动力电池与超级电容峰值功率能力、直流母线电压稳定性以及功率变换环节限值等因素共同约束。基于此，本文构建整车级指标、关键部件指标和过程归因参数相结合的评价体系，并针对 0-32 km/h 加速工况提出基于功效系数标准化和 AHP 赋权的模糊评价模型，引入功率协调误差表征多能源供需匹配程度，从而兼顾评价的综合性与工程可解释性。

后续研究应进一步结合实车试验确定不同路面、坡度、载荷及环境条件下的指标目标值、评价边界和隶属函数，研究随任务需求和运行工况变化的动态赋权方法，降低固定权重对评价结果的影响，融合仿真、台架与实车多源数据，建立加速性能评价与性能归因、参数匹配及控制优化之间的闭环关系，使评价结果进一步服务于动力系统设计和控制策略迭代。

参考文献（References）：

[1] Randive V, Subramanian S C, Thondiyath A. Design and analysis of a hybrid electric powertrain for military tracked vehicles[J]. Energy, 2021, 229: 120768.

[2] Qin Z, Luo Y, Zhuang W, et al. Simultaneous optimization of topology, control and size for multi-mode hybrid tracked vehicles[J]. Applied energy, 2018, 212: 1627-1641.

[3] 沈鉴彪,侯威,邹天刚,等.某履带车辆加速性能优化研究[J].车辆与动力技术,2022,(3):1-7.

[4] 邹天刚,毛飞鸿,张金乐,等.履带车辆加速性性能泛函及数值求解[J].兵器装备工程学报,2023,44(7):72-76.

[5] Gai J, Ma T, Huang S, et al. Research on a Novel Type of Hybrid Propulsion System and Control Strategy for Tracked Vehicle[C]//2010 International Conference on Electrical and Control Engineering. IEEE, 2010: 4065-4069.

[6] Randive V, Subramanian S C, Thondiyath A. Component sizing of single and dual drive series hybrid electric powertrain for military tracked vehicles[C]//2019 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC). IEEE, 2019: 1-6.

[7] Milićević S V, Blagojević I A. Component sizing and energy management for a series hybrid electric tracked vehicle[J]. Vojnotehnicki glasnik/Military Technical Courier, 2022, 70(4): 877-896.

[8] 胡建军,薛首志,刘子睿.一种履带车辆三行星排混合动力系统构型优化设计方案[J].中国公路学报,2024,37(7):317-328.

[9] Zhu Q, Kumar A, Sundar A, et al. Development of a series hybrid electrified powertrain for a high speed tracked vehicle based on driving cycle simulation[J]. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility 288441, 2022, 4(4): 1403-1412.

[10] Taira H, Yoshikawa T, Jumonji K. Development of tracked combat hybrid-electric vehicle[C]//International Conference on Science and Innovation for Land Power (ICSILP 2018). 2018.

[11] 莫易敏,王相,王哲,等.基于 IHHO-Stacking 集成模型的车辆驾驶性评估[J].汽车技术,2025,(3):39-45.

[12] 刘海江,余子键.基于灰色关联和模糊理论的双离合变速器车辆起步品质评价[J].汽车技术,2023,(5):34-39.

[13] 邹渊,高玮,侯仕杰,等.混合动力履带车辆全系统建模与实时仿真[J].北京理工大学学报,2013,33(1):31-36.

[14] 万帆,傅春耘,盖江涛,等.插电式混合动力汽车动力传动系统的参数匹配及仿真[J].重庆理工大学学报(自然科学),2015,29(6):19-26.

[15] Liu Y, Guo Z, Yao H. Power parameter allocation of electric vehicles by integrating optimized AFSA and system parameter classification[J]. Frontiers in Mechanical Engineering, 2025, 11: 1702693.
[16] 刘辉,王腾,刘志伟,等.功率分流式 HEV 电机参数动力性最优匹配[J].哈尔滨工业大学学报,2017,49(7):106-112.
[17] Van Boekel J J P, Besselink I J M, Nijmeijer H. Design and realization of a One-Pedal-Driving algorithm for the TU/e Lupo EL[J]. World Electric Vehicle Journal, 2015, 7(2): 226-237.
[18] 黄欣,陈凌珊,程伟,等.基于多目标遗传算法的增程式电动汽车动力系统参数匹配优化研究[J].计算机测量与控制,2015,23(10):3539-3542.
[19] 刘小根,杜彪,余才光,等.插电式混合动力汽车动力性实车标定的研究[C]//中国汽车工程学会（China Society of Automotive Engineers）.2018 中国汽车工程学会年会论文集.机械工业出版社,2018:401-405.
[20] Lv H, Zhao C, Wang M, et al. Phase characteristic control strategy for the front powertrain of series mild HEV considering dynamic response of engine-generator set[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2025, 73: 104138.
[21] Juda Z, Noga M. The influence of battery degradation level on the selected traction parameters of a light-duty electric vehicle[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2016, 148(1): 012042.
[22] Xiong R, He H, Sun F, et al. Model-based state of charge and peak power capability joint estimation of lithium-ion battery in plug-in hybrid electric vehicles[J]. Journal of power sources, 2013, 229: 159-169.
[23] 王伟达,项昌乐,韩立金,等.基于电池 SOC 保持的混联式混合动力车辆能量管理策略的研究[J].汽车工程,2011,33(5):373-377.
[24] Noga M, Gorczyca P. Development of the range extender for a 48 V electric vehicle[J]. Combustion Engines, 2019, 58(2): 113-121.
[25] 吕航,商显赫,赵长禄,等.弱混车辆分层约束的能量协调控制策略[J].机械工程学报,2025,61(6):268-276.
[26] 盖江涛,生辉,周广明,等.串联式混合动力履带车辆急加速工况功率平衡控制策略[J].兵工学报,2021,42(10):2180-2188.
[27] Lin T C, Amamra S A, Marco J. Connected-Autonomous Electric Vehicles based on DC-Bus Stabilisation Using Hybrid Storage System[C]//2019 Fourteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER). IEEE, 2019: 1-8.
[28] Chabchoub M H, Trabelsi H. Consolidation of the electric vehicle battery by an ulracapacitor for performance improvement[C]//SSD. 2013: 1-5.
[29] Liu F, Wang C, Luo Y. Parameter matching method of a battery-supercapacitor hybrid energy storage system for electric vehicles[J]. World Electric Vehicle Journal, 2021, 12(4): 253.
[30] 张永锋,骆清国.装甲车辆柴油机整机性能的综合评价[J].机械工程学报,2006,(S1):205-208.
[31] 成龙.基于 AHP-TOPSIS 的履带式全地形车总体性能指标体系评价分析[J].新型工业化,2018,8(2):57-63.
[32] 林歆悠,叶常青,苏炼.基于 Pareto 的电池容量衰退权衡优化控制策略[J].工程科学学报,2022,44(11):1988-1997.
[33] 廖连莹,潘继郭,赵景波,等.基于 PSOGA-BP 的混合动力汽车非稳态工况声品质评价[J].重庆理工大学学报(自然科学),2022,36(5):70-77.
[34] 董长青,陈辰,程旭,等.基于 MOPSO 算法与改进熵权 TOPSIS 法的混合动力汽车多目标优化决策[J].制造业自动化,2018,40(11):150-156.
[35] 战琦,周炜,李文亮,等.基于组合赋权的车辆智能换道避障功能模糊综合评价[J].公路交通科技,2023,40(1):236-244.
[36] 吴飞,孙现魁,王鹏程.驾驶性主客观综合评价方法在起步工况下的应用[J].华南理工大学学报(自然科学版),2025,53(6):66-76.

A Novel NMPC Approach to Autonomous Drifting and Obstacle Avoidance Beyond Stability Limits in Distributed Drive Electric Vehicles

Hongbin Ren [1,2], Ruifeng Li[1,2]

（1. School of Mechanica[l] Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, 100081, China;
2. Zhengzhou Research Institute, Beijing Institute of Technology, Zhengzhou, 450007, China;
3. China North Artificial Intelligence & Innovation Research Institute, Beijing,Beijing,100072,China）

Abstract: Distributed drive electric vehicles (DDEVs) offer significant potential to expand feasible stability boundaries during emergency obstacle avoidance in autonomous driving, owing to their four-wheel independent drive architecture. This paper presents a nonlinear model predictive control (NMPC) framework for autonomous drifting and agile obstacle avoidance in DDEVs, aiming to maintain vehicle stability and ensure accurate trajectory tracking under high sideslip angle conditions. First, the drift equilibrium points and extreme steering characteristics of the DDEV are analyzed offline to define the drift envelope and stability boundaries. Second, an NMPC-based autonomous drifting algorithm is developed, integrating a high-fidelity vehicle dynamics model for predictive optimization and allocating individual wheel torques to regulate tire forces and maintain stability under extreme conditions. Finally, a dSPACE hardware-in-the-loop (HIL) experimental platform is constructed to validate the proposed dynamic drifting and obstacle avoidance algorithm. The experimental results demonstrate that the proposed approach significantly improves the vehicle’ s capability for autonomous drifting and agile maneuvering beyond conventional stability limits, enabling safe and robust operation under highly transient and nonlinear driving scenarios. These results further confirm that coordinated steering and wheel-torque control can preserve controllability during rapid drift transitions, providing a practical foundation for real-time emergency maneuvering and future full-scale validation of distributed-drive autonomous vehicles.

Keywords: NMPC, drift equilibrium analysis, obstacle avoidance, distributed drive electric vehicles, drifting control

1 Introduction

The rapid development of autonomous vehicles, especially in intelligent chassis systems, has redefined the boundaries of vehicle dynamics and motivated advanced control frameworks for extreme driving scenarios [1]. Conventional drives architectures are generally programmed to adopt a cautious driving strategy and tend to exhibit limited stability margins, especially during emergency obstacle avoidance, high-speed maneuvers, or aggressive steering input conditions, where the vehicle may lose control. In contrast, with the integration of advanced driveline configurations, distributed drive electric vehicles (DDEVs), owing to their four-wheel independent drive architecture, offer significant potential to extend stability boundaries and provide enhanced maneuverability and flexibility in such high-dynamic situations [2]-[3]. This advantage makes DDEVs highly promising for applications like emergency obstacle avoidance and drift control, where conventional drive systems struggle to match their performance [4].

However, despite the theoretical benefits of DDEVs, controlling the vehicle accurately under extreme conditions, such as high sideslip angles or rapid changes in drift steering during path tracking, remains a

major challenge [5]. Near the limits of handling, the vehicle operates in a strongly nonlinear regime with substantial uncertainty from sensing errors and perceptual noise [6]. In particular, under high sideslip angle conditions, conventional control methods often fail to maintain vehicle stability, leading to substantial degradation in trajectory tracking performance during evasive maneuvers [7].

Most production vehicles are equipped with electronic stability control (ESC) systems to improve safety by constraining the vehicle's dynamic envelope [8]. However, these systems employ conservative control strategies that prioritize stability at the cost of agility and performance, often suppressing the vehicle's potential under extreme driving conditions. In contrast, professional drivers, particularly in motorsport scenarios, can skillfully manipulate throttle and steering precisely to intentionally induce rear tire saturation, allowing the vehicle to execute high-speed cornering maneuvers beyond the conventional stability margins. This expert-level control approach not only leverages the full dynamic potential of the vehicle, but also provides superior agility and responsiveness during critical maneuvers such as emergency obstacle avoidance [9]-[10].

Drifting is characterized by a significant lateral slip, meaning the vehicle is moving sideways relative to its intended path [11]. This is achieved by inducing a loss of traction at the rear tires, causing them to slide laterally while the front tires remain relatively aligned with the direction of motion. In [12], an autonomous circular drift control framework is proposed for 4WD–4WS vehicles, in which steering and driving forces are jointly coordinated to regulate the vehicle’s sideslip dynamics. As a result, the vehicle’s yaw motion follows a path that diverges from the normal steering trajectory, enabling the driver to maneuver in tight turns or around obstacles while maintaining a high level of control, even at the limits of stability.

Drift control in autonomous vehicles has drawn widespread academic attention due to its potential to extend maneuverability beyond conventional stability limits. Drift essentially reflects the dynamic equilibrium between vehicle stability and agility [13]-[14]. Investigating the motion control of autonomous vehicles in a drifting state provides valuable insights into the vehicle's behavior under extreme conditions, extends the limits of conventional stability control, and fosters the advancement of autonomous driving systems capable of mimicking professional driver skills. Currently, two primary research avenues exist in vehicle drift control [15]-[16]: one focuses on maintaining a steady drift near the equilibrium point, typically under fixed or minimally varying curvatures; the other explores methods for enabling the vehicle to quickly regain or sustain a drift state during short-term maneuvers, such as transient drifting through corners or obstacle avoidance.

In the field of drift control, the drift equilibrium point is inherently unstable; however, through mathematical analysis, methods can be developed to maintain a stable drift state. Hoffman et al.[17] utilized a 2-DoF vehicle model to characterize the lateral dynamics of the vehicle, theoretically demonstrating the existence of the drift equilibrium by setting the first-order derivative of the system state to zero. Abdulrahim et al. [18] examined drift data from professional racing drivers and discovered that drifting is typically accompanied by significant rear-wheel drive torque, emphasizing that coordinated control of steering and drive torque is crucial for achieving steady-state drift. Voser et al. [19] adopted lateral velocity and yaw rate as the state variables within the two-degree-of-freedom model, integrated the Fiala tire model, and analyzed the system’s sensitivity to the adhesion coefficient and longitudinal speed after linearization. They then designed controllers for the front-wheel angle and longitudinal vehicle speed, successfully implementing continuous drift control using a wire-controlled experimental platform.

The study of transient drift is based on continuous drift. Transient drift is more difficult, but compared with steady-state drift, its application scenarios are more diverse and have higher practical value, such as cornering, parking, path tracking and obstacle avoidance. Gerdes et al. [21] presented a novel controller

framework that enables autonomous vehicles to perform accurate path and sideslip tracking while drifting along complex trajectories beyond traditional stability limits, using nonlinear model inversion and cascaded wheelspeed control validated through full-scale experiments.

Although current research in drift control has achieved notable progress, it remains primarily centered on steady-state scenarios. Key challenges persist in enabling multi-scenario adaptability, particularly under extreme conditions, including issues in distributed drive architectures, nonlinear dynamic modeling, extreme-condition trajectory planning, and real-time transient control strategies.

The main contributions of this study are summarized as follows, 1) Based on the maximum stable boundary constraints, the drift trajectory planning algorithm based on the NMPC framework is proposed to generate a feasible trajectory for active drifting to avoid obstacles and cornering. 3) A unified trajectory tracking hierarchical control algorithm suitable for dynamic drifting and conventional turning of distributed drive vehicles is designed, which realizes stable and accurate tracking of drift trajectories with good real-time performance.

The structure of this paper is as follows: Section 2 introduces the nonlinear vehicle model. Section 3 presents an obstacle avoidance trajectory planning algorithm based on online optimization algorithm. Section 5 provides the hardware-in-the-loop (HIL) simulation results and a discussion of the findings. Finally, the conclusions and future works are given.

2 Vehicle Dynamics Model

In drifting maneuvers, the vehicle generally operates with a significant sideslip angle at the center of mass. To accurately capture the dynamic behavior of DDEVs in such conditions, the velocity V and sideslip angle β at the center of mass, and the yaw rate r are chose as the primary state variables for describing the vehicle body dynamics. Furthermore, the model incorporates the rotational dynamics of all four wheels, denoted as ω_{ij}, to enhance the accuracy of the vehicle dynamics representation, as shown in Fig. 1. A 7-DOF vehicle dynamic model is developed.

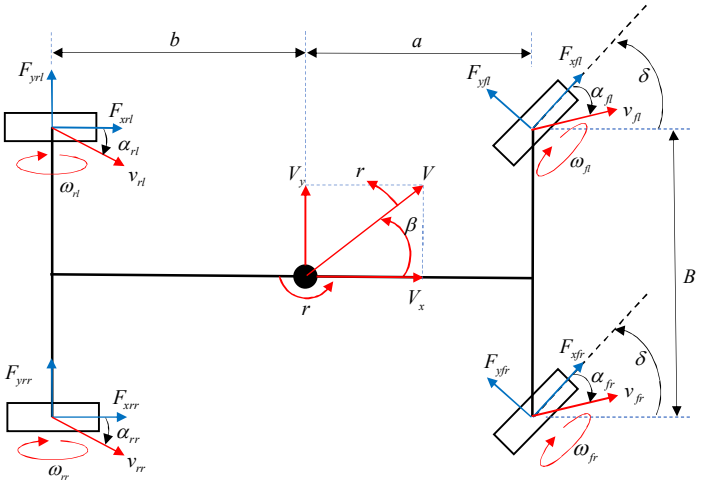


Fig. 14 7-DoF dynamics models for DDEVs.

$$\begin{cases} \dot{V}=\left(F_{xf}\cos(\delta-\beta)-F_{yf}\sin(\delta-\beta)+F_{xr}\cos\beta+F_{yr}\sin\beta\right)/m \\ \dot{r}=M_z/I_z \\ \dot{\beta}=\left(F_{xf}\sin(\delta-\beta)-F_{yf}\cos(\delta-\beta)+F_{xr}\sin\beta+F_{yr}\cos\beta\right)/(mV)-r \\ \dot{\omega}_i=(T_i-F_{xi}R_w)/I_w \end{cases}, \tag{1}$$

Where, m is the mass of the vehicle, a and b are the distances from the center of mass to the front and rear axles, respectively, I_z is the vehicle yaw moment of inertia, I_w is the wheel moment of inertia, R_w is the wheel rolling radius, where the inertia and rolling radius of four wheels are considered the same. F_{xf}, F_{xr} are the total longitudinal forces of the front and rear axles, F_{yf}, F_{yr} are the total lateral forces of

the front and rear axles, respectively. T_i is the torque of the front/rear axle, δ is the front wheel steering angle, and ω_i is the wheel rotate speed. $M_z$is the total yaw moment, and it can be calculate by,

$$M_z = a\left(F_{xf}\sin\delta + F_{yf}\cos\delta\right) - bF_{yr} + 0.5B(F_{yfl}\sin\delta - F_{xfl}\cos\delta - F_{xrl} + F_{xfr}\cos\delta + F_{xrr} - F_{yfr}\sin\delta), \tag{2}$$

During drifting, the vehicle experiences significant longitudinal and lateral accelerations, resulting in pronounced load transfer effects that cannot be neglected. The vertical load of each tire is calculated by,

$$\begin{aligned} F_{zfl} &= \left(mgb - ma_x h_g\right)/(2L) - ma_y h_g b/(LB), \\ F_{zfr} &= \left(mgb - ma_x h_g\right)/(2L) + ma_y h_g b/(LB), \\ F_{zrl} &= \left(mga + ma_x h_g\right)/(2L) - ma_y h_g a/(LB), \\ F_{zrr} &= \left(mga + ma_x h_g\right)/(2L) + ma_y h_g a/(LB), \end{aligned} \tag{3}$$

Where, $L = a + b$ is the wheelbase of the vehicle, h_g is the height of the vehicle's center of mass from the ground, a_x and a_y are longitudinal and lateral acceleration at the center of mass.

The pure longitudinal and lateral tire force can be calculated by magic formula tire model[22],

$$\begin{aligned} F'_{xi} &= \mu F_{zi}\sin\left(C_x \arctan\left(B_x s_i - E_x\left(B_x s_i - \arctan\left(B_x s_i\right)\right)\right)\right), \\ F'_{yi} &= \mu F_{zi}\sin\left(C_y \arctan\left(B_y \alpha_i - E_y\left(B_y \alpha_i - \arctan\left(B_y \alpha_i\right)\right)\right)\right), \end{aligned} \tag{4}$$

Where, $i = \{fl, fr, rl, rr\}$ denotes each wheel, μ is the road adhesion coefficient, C_x , C_y is the magic formula shape factor, B_x , B_y is the stiffness factor, E_x , E_y is the curvature factor.

Considering the coupling effect of tire forces, it is necessary to introduce the combined slip rate and the combined sideslip angle. The theoretical longitudinal and lateral slip can be obtained by,

$$\sigma_x = s/(s+1), \sigma_y = \tan\alpha/(s+1) \tag{5}$$

It is worth noting that when the tire approaches lock-up, i.e., s $\rightarrow -1$, a small positive constant (e.g., 0.01) can be added to the denominator to avoid division by zero.

Combined slip magnitudeand can be evaluated by,

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^{\,2} + \sigma_y^{\,2}} \tag{6}$$

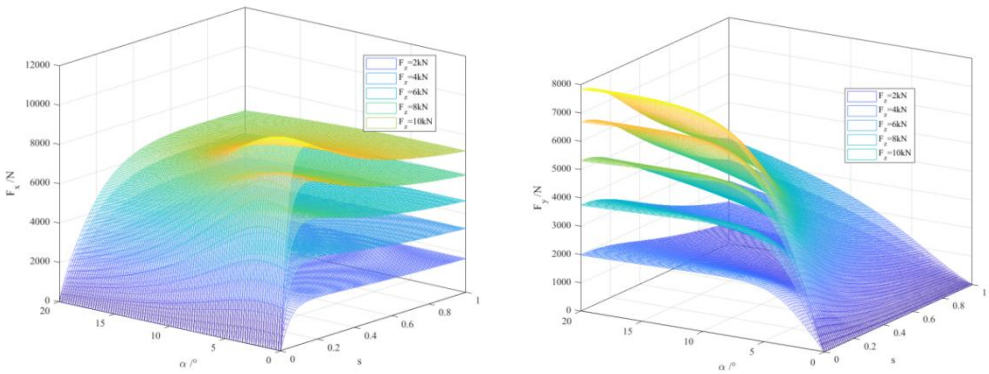
Considering the saturation characteristics of tire force during drifting, the Magic Formula tire models are used to calculate the coupled longitudinal and lateral tire forces.

Finally, the tire lateral force is further corrected to obtain the final expressions of tire longitudinal force and lateral force. The combined tire forces are shown in Fig. 2.

$$F_{xi} = \frac{\sigma_x}{\sigma} F'_{xi}, F_{yi} = \frac{\sigma_y}{\sigma} F'_{yi}, \tag{7}$$

Table 1 Tire model parameters

Symbols	Value	Symbols	Value
B_x	22.2	B_y	0.2121
C_x	1.4	C_y	1.411
E_x	0.549	E_y	0.2839



(a) longitudinal tire force (b) lateral tire force

Fig. 15 Coupled tire force under different vertical loads on coupling conditions

3 Dynamic drifting trajectory planning based on NMPC

A dynamic drift obstacle avoidance trajectory planning algorithm for distributed drive vehicles is designed based on NMPC. The global reference trajectory is constructed based on the known road centerline, boundaries, and curvature. Trajectory planning is then performed within the NMPC framework to generate a drift-based obstacle avoidance trajectory, which includes both trajectory and reference state information of the vehicle. The path tracking controller computes the desired longitudinal and lateral forces for the front and rear wheels based on the error between the actual and reference states. These desired forces are further mapped into control inputs, including four-wheel driving/braking torques and the steering angle, to regulate the vehicle's motion and posture. As a result, the vehicle can perform both conventional steering and dynamic drifting control along the planned trajectory. The overall framework of this chapter is illustrated in Fig. 3.

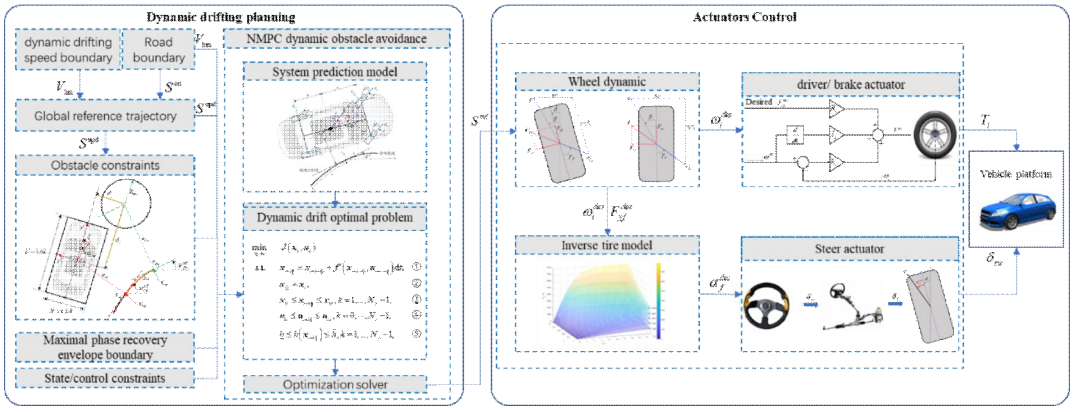


Fig. 16 Block diagram of dynamic drifting control system

3.1 Global reference trajectory pre-planning

The objective of path pre-planning for drifting motion control is to generate a feasible trajectory from the starting point to the destination under road-geometry constraints, without considering obstacles, while minimizing the overall curvature of the path. We use S^{ori} as the fundamental reference set for the global path planning in this section.

$$S^{\text{ori}} = \left\{ p_i^{\text{ori}} = \left(s_i^{\text{ori}}, \kappa_i^{\text{ori}}, w_i^{-,\text{ori}}, w_i^{+,\text{ori}} \right) \middle| i = 1, \ldots, N_{\text{ori}} \right\}, \tag{8}$$

Where, κ denotes the curvature of the path point, N_{ori} represents the number of original reference path points, w^- and w^+ indicate the distances from the path point to the left and right lane boundaries,

respectively, these distances are dynamically updated as the path evolves.

The global path of pre-planning for drifting motion control can be accomplished via a convex optimization problem,

$$\begin{aligned} &\min_{\delta,\boldsymbol{x}} \sum_{k} \left(\frac{\psi_k - \psi_{k-1}}{s_k - s_{k-1}} \right)^2 + \lambda \left(\delta_k - \delta_{k-1} \right)^2, \\ &\text{subject} \quad \text{to} \quad \boldsymbol{x}_{k+1} = f(x,u) \\ &\qquad\qquad\quad w_k^- \le e_k \le w_k^+ \end{aligned} \tag{9}$$

Where, $k = 1,...,T$ denotes the discrete-time index, w_k^- and w_k^+ represent the lateral distances from the reference path to the left and right boundaries, respectively. The path curvature is defined as the derivative of the vehicle heading angle with respect to the path distance. The objective function is formulated to minimize the curvature norm of the vehicle trajectory. The equality constraints ensure that the vehicle follows the lateral dynamics model, while the inequality constraints allow the vehicle to deviate laterally from the centerline to identify a new path with lower curvature, maximizing the utilization of road width without exceeding the road boundaries. To preserve the convexity of the objective function, is treated as a constant rather than a variable and updated in the next iteration after the optimization, i.e., $s_k - s_{k-1} = V_{k-1}^{\text{ref}}\, \mathrm{d}T$. Furthermore, an additional term penalizing the rate of change of the steering angle, weighted by λ , is included in the objective function to achieve smoother front-wheel steering inputs.

The global reference trajectory for the vehicle is generated through an iterative optimization process. Initially, the lane centerline provided in equation (17) is adopted as the preliminary reference path. A global velocity planning algorithm is then applied to determine the corresponding vehicle speed along this path. Using the reference path and speed, a global trajectory is generated by solving the optimization problem formulated in equation (18). This newly generated trajectory is subsequently treated as the updated reference path, and the total travel time is computed. The process is repeated iteratively until the difference in total travel time between two consecutive iterations falls below a predefined threshold, ensuring convergence to a global reference trajectory that minimizes both path curvature and travel time. The final trajectory, which serves as the baseline for subsequent obstacle-avoidance planning, is defined by a set of reference points,

$$S^{\text{upd}} = \left\{ p_i^{\text{upd}} = \left(s_i^{\text{upd}}, \kappa_i^{\text{upd}}, w_i^{-,\text{upd}}, w_i^{+,\text{upd}} \right) \middle| i = 1,..., N_{\text{upd}} \right\}. \tag{10}$$

Where, N_{upd} denotes the updated number of reference path points.

3.2 Optimization control problem formulation

The Nonlinear Model Predictive Control (NMPC) is an advanced control strategy based on dynamic modeling and real-time optimization. Compared with linear MPC, NMPC can effectively handle complex systems with nonlinearities, multivariable interactions, and constraints by integrating nonlinear model prediction, receding horizon optimization, and feedback mechanisms. In the vehicle drift-based obstacle avoidance scenario, the tire forces are saturated, leading to strong nonlinear characteristics in vehicle dynamics. Therefore, this section adopts the NMPC approach to design a dynamic drift obstacle avoidance trajectory planning algorithm. The core idea is to solve for the optimal control input at each control cycle by applying optimization algorithms based on the current system state and future predictions. And the objection function is formulated as linear least squares cost module, as shown below,

$$J(x_k, u_k) = \sum_{k=1}^{N_p-1} \left(\left\| V_k - V_k^{\text{ref}} \right\|_{Q_1}^2 + \left\| S_k - S_k^{\text{ref}} \right\|_{Q_2}^2 + \left\| e_k \right\|_{Q_3}^2 \right) + \sum_{k=1}^{N_c-1} \left\| \Delta u_k \right\|_R^2, \tag{11}$$

Where, N_p is prediction horizon, N_c is control horizon, here we choose N_p and N_c as 20; $\left[V^{ref}, S^{ref}\right]^T$ are reference variables, $Q_{1\sim3}$ and R are weight matrix, $Q = diag([50,\ 50,\ 5])$ and $R =$ diag([1, 5, 5, 5, 5]); e_k is lateral tracking error in k^{th} step. And the first term is reference velocity tracking error, the second term is trajectory tracking error and $S^{ref} = \left\{ p_i^{ref} = \left(s_i^{ref}, \kappa_i^{ref} \right), i = 1, \ldots, N_p \right\}$is referenced curve. Drift planning is different from the path planning of traditional steering. Here, it is no longer necessary to set the optimization term of the heading angle deviation. And the steering angle increment is added in the optimization term to smooth the steering input.

And the optimization control problem formulated as,

$$\begin{aligned}
\min_{x_k, u_k} \quad & J\left(\boldsymbol{x}_k, \boldsymbol{u}_k\right) \\
\text{s.t.} \quad & \boldsymbol{x}_{t+k|t} = \boldsymbol{x}_{t+k-1|t} + f'\left(\boldsymbol{x}_{t+k-1|t}, \boldsymbol{u}_{t+k-1|t}\right)\mathrm{d}t, \quad ① \\
& \boldsymbol{x}_{t|t} = \boldsymbol{x}_t, \quad ② \\
& \boldsymbol{x}_{\text{lb}} \le \boldsymbol{x}_{t+k|t} \le \boldsymbol{x}_{\text{ub}}, k = 1, \ldots, N_p - 1, \quad ③ \\
& \boldsymbol{u}_{\text{lb}} \le \boldsymbol{u}_{t+k|t} \le \boldsymbol{u}_{\text{ub}}, k = 0, \cdots, N_c - 1, \quad ④ \\
& \underline{h} \le h\left(\boldsymbol{x}_{t+k|t}\right) \le \overline{h}, k = 1, \ldots, N_p - 1, \quad ⑤
\end{aligned} \tag{12}$$

Where, equation ①~② are the system dynamic term and initial state by meaning of equality constraints, respectively. Equation ③~④ are the boundary constraints of state and control vector. Equation ⑤ is the nonlinear inequality including stability boundary constraints and obstacle avoidance constraints.

3.3 Prediction model description

The NMPC algorithm relies on a system prediction model to forecast the future outputs of the system based on the vehicle's current state and control inputs. The accuracy and complexity of the prediction model directly affect the performance of the NMPC algorithm. To improve the computational efficiency of NMPC and facilitate the formulation of objective functions and constraints, a combined system prediction model is constructed by integrating the 7-DoF vehicle dynamics model with the tracking error model, as illustrated in Fig. 4.

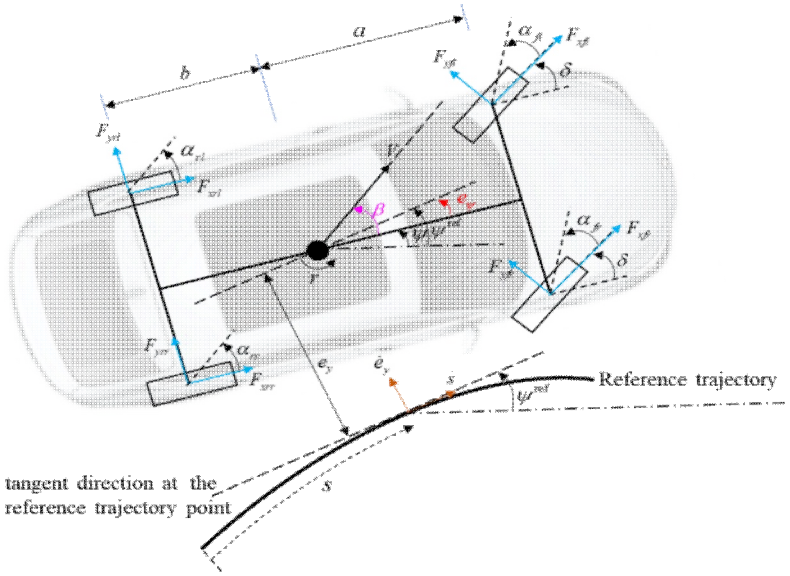


Fig. 17 Tracking error description for NMPC

By integrating the vehicle dynamics prediction model with the path planning and tracking model, the state variables of the dynamics model, the tracking error variables, and the equivalent outputs of the driving/steering actuators are collectively regarded as the extended system states. The derivatives of the actuators' equivalent output variables are treated as the control inputs of the system. This extended model serves as the prediction model in the NMPC framework. The selections of the state and control variables are as follows, $x = [V \quad r \quad \beta \quad \omega_i \quad s \quad e_y \quad e_\psi \quad \delta \quad T_i]^{\mathrm{T}}$, $u = [\Delta\delta \quad \Delta T_i]^{\mathrm{T}}$. Then, we have,

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{V} \\ \dot{r} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_i \\ \dot{s} \\ \dot{e}_y \\ \dot{e}_\psi \\ \dot{\delta} \\ \dot{T}_i \end{bmatrix} = \begin{cases} \left(F_{xf}\cos(\delta-\beta) - F_{yf}\sin(\delta-\beta) + F_{xr}\cos\beta + F_{yr}\sin\beta\right)/m \\ M_z/I_z \\ \left(F_{xf}\sin(\delta-\beta) - F_{yf}\cos(\delta-\beta) + F_{xr}\sin\beta + F_{yr}\cos\beta\right)/(mV) - r \\ (T_i - F_{xi}R_w)/I_w \\ V\cos e_\psi/(1-\kappa e) \\ V\sin e_\psi \\ \left(F_{xf}\sin(\delta-\beta) + F_{yf}\cos(\delta-\beta) - F_{xr}\sin\beta + F_{yr}\cos\beta\right)/(mV) - \kappa\dot{s} \\ \Delta\delta \\ \Delta T_i \end{cases}, \tag{13}$$

Where, V, r, β, ω_i are state variables of the vehicle dynamics model including vehicle instantaneous velocity of mass center, yaw rate, side slip angle of mass center and rotation speed of four wheels, respectively. M_z is total yaw moment which calculated by equation (2), s is the distance travelled along the centerline of the track. The states *ey* and *eψ* are the heading angle and lateral distance error between the vehicle and the centerline of the track, as shown in Fig. 4. δ is front wheel steering input, T_i is the driving torques applied to each wheel.

3.4 obstacle avoidance

In drift-based obstacle avoidance planning, the Euclidean distance is calculated to ensure a sufficient safety margin between the ego vehicle and the obstacle vehicle. In dynamic drift obstacle avoidance, the obstacle boundary is usually simplified as a circle, with the vehicle center of mass as the center, and the ego vehicle boundary is defined as a rectangular boundary. Considering safety redundancy, the safety boundary is designed as, $L' = 1.6L$, $B' = 1.2B$, as illustrated in Fig. 5

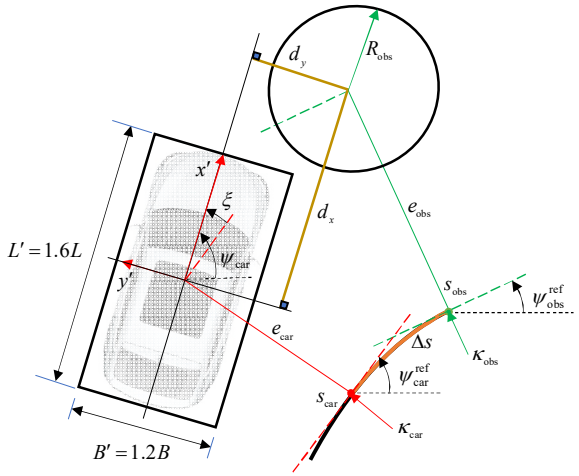


Fig. 18 Euclidean distance between ego vehicle and obstacle

The distance between ego and obstacle vehicle can be described in Frenet coordination,

$$\begin{cases} \Delta s = s_{\mathrm{obs}} - s_{\mathrm{car}} \\ \Delta e = e_{\mathrm{obs}} - e_{\mathrm{car}} \end{cases}, \tag{14}$$

And the distance between ego and obstacle vehicle can be calculated by,

$$\begin{cases} d_x = \left| \Delta s \cos\xi + \left(\Delta e + 0.5\kappa_{\text{avg}} \left(\Delta s \right)^2 \right) \sin\xi \right| \\ d_y = \left| -\Delta s \sin\xi + \left(\Delta e + 0.5\kappa_{\text{avg}} \left(\Delta s \right)^2 \right) \cos\xi \right| \end{cases}, \tag{15}$$

Where, ξ is yaw deviation angle, $\xi = \psi_{\text{car}} - \psi_{\text{car}}^{\text{ref}}$.

And the obstacle avoidance constrain can be described as,

$$\left(\max\left(d_x - L'/2, 0 \right)^2 \right) + \left(\max\left(d_y - B'/2, 0 \right)^2 \right) \geq \left(R_{\text{obs}} + d_{\text{safe}} \right)^2, \tag{16}$$

Where, d_{safe} is safety distance, here we choose $d_{\text{safe}} = 0.25\text{m}$.

In order to solve the optimization problem in continuous space, it needs to be converted into a rotational second-order cone constraint so as to maintain continuity and convexity, as show below,

$$\begin{cases} s_1 \geq d_x - L'/2 \\ s_1 \geq 0 \\ s_2 \geq d_y - B'/2 \\ s_2 \geq 0 \\ s_1^2 + s_2^2 \geq \left(R_{\text{obs}} + d_{\text{safe}} \right)^2 \end{cases}, \tag{17}$$

3.5 Constrints of vehicle states and acutators

1) State variable constraints

The state constraints consist of three parts: vehicle dynamics constraints, path tracking constraints, and actuator constraints. The vehicle dynamics constraints extend the admissible range of the vehicle's sideslip angle at the center of mass and yaw rate by utilizing the maximum linear fitted envelope boundary constructed in Section 3.2, as shown below,

$$\begin{cases} -\alpha_{f,\text{sat},t+k|t} - \delta_{\max} \leq \left(ar_{t+k|t} / V_{t+k|t} + \beta_{t+k|t} \right) \leq \alpha_{f,\text{sat},t+k|t} + \delta_{\max} \\ -\alpha_{r,\text{sat},t+k|t} \leq \left(br_{t+k|t} / V_{t+k|t} + \beta_{t+k|t} \right) \leq \alpha_{r,\text{sat},t+k|t} \\ -\rho_2 \leq \left(br_{t+k|t} / \left(\rho_1 V_{t+k|t} \right) + \beta_{t+k|t} \right) \leq \rho_2 \end{cases}, \tag{18}$$

Where, $k = 1, ..., N_p - 1$.

The maximum stability boundary constraint is the core of vehicle dynamic drift planning, which allows the vehicle's driving state to exceed the conventional stable handling area while maintaining the controllability of the vehicle state.

2) Actuator constraints

Considering the limitation of the vehicle's steering mechanism, the constraint of the front wheel steering angle is,

$$-\delta_{\max} \leq \delta_{t+k|t} \leq \delta_{\max}, k = 1, ..., N_p - 1, \tag{19}$$

And the constraints of drive and brake torque is,

$$T_{b,\max} \leq T_{t+k|t} \leq T_{d,\max}, k = 1, ..., N_p - 1. \tag{20}$$

Where, $T_{b,\max}$ and $T_{d,\max}$ are the maximum braking torque and the maximum driving torque of the wheel.

In addition, it is necessary to consider constraining the rate of change of the front wheel angle to avoid

turning too fast during high-speed driving and affecting driving stability.

$$-\Delta\delta_{\max} \le \Delta\delta_{t+k|t} \le \Delta\delta_{\max}, \quad k = 0,\cdots,N_c - 1. \tag{21}$$

Considering the smoothness and stability of driving, the amplitude of the wheel torque change rate in the control time domain also needs to be constrained.

$$-\Delta T_{\max} \le \Delta T_{i,t+k|t} \le \Delta T_{\max}, \quad k = 0,\cdots,N_c - 1. \tag{22}$$

4 Simulation and experimental validation

The NMPC algorithm is implemented in MATLAB based on the ACADOS framework. A high-fidelity simulation environment has been established using CarSim, and the algorithm is further validated in real time on a hardware-in-the-loop (HIL) simulation platform using dSPACE, as shown in Fig. 6. The real-time simulation model is developed by using Simulink and the RTI library in conjunction with CarSim. The generated system description file (*.sdf) is loaded into both the simulation platform and the real-time hardware. The controller runs on a laptop equipped with a 12th-generation Intel i9 CPU, and communication with the hardware was established via the CAN bus.

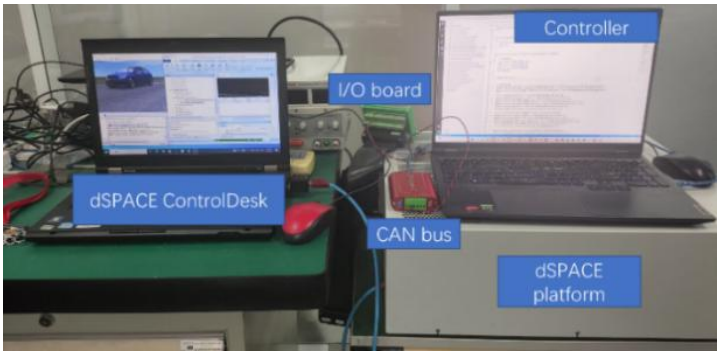


Fig. 19 Hardware-in-the-loop simulation platform

Table 2 vehicle parameters

parameter	value	parameter	value
Vehicle mass/ m	1412kg	Height of cog/ h_g	0.54m
Vehicle moment of inertia / I_z	1536.7kgm^2	Wheel base/ B	1.675m
Distance from cog to front axle / a	1.015m	Wheel inertia/ I_w	**0.9 kgm^2**
Distance from cog to rear axle / b	1.895m	Wheel radius/ R_w	0.325kgm^2

To verify the effectiveness of the proposed drift obstacle avoidance planning and drift trajectory tracking control algorithms, an S-shaped road scenario was designed. This road consists of two straight segments, each 50m in length, connected by two tangent semicircular curves with opposite directions and a radius of 20m. Two obstacles are placed at coordinates (67, 20) and (33, 60), as shown in Fig. 7. This road layout allows for the evaluation of the vehicle's ability to perform a complete maneuver from straight driving to counterclockwise drift obstacle avoidance, then to clockwise drift obstacle avoidance, and finally back to straight driving. In the S-shaped drift obstacle avoidance scenario, the initial vehicle speed is set to 14 m/s, and the road surface friction coefficient is uniformly set to 0.7.

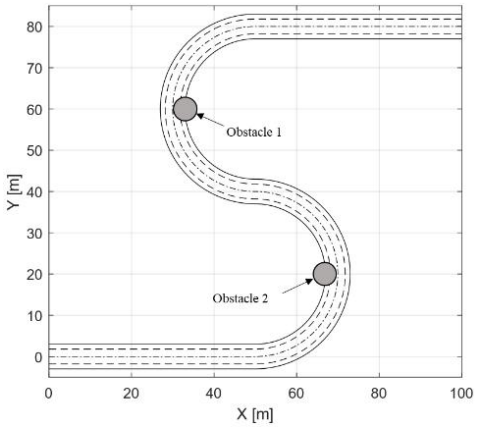


Fig. 20 S-shaped road reference path

The results of the drift obstacle avoidance path planning for the S-shaped road scenario are illustrated in Fig. 8~Fig. 12, including planned trajectories, vehicle states, control inputs, and dynamic responses. Fig. 8 illustrates the comparison between the reference path planned for the S-shaped road and the actual path followed by the vehicle under the proposed path tracking control. It can be observed that the vehicle successfully performs obstacle avoidance maneuvers in a drifting state under the controller's action. Moreover, smooth transitions are achieved between straight driving and drifting, from leftward drift to rightward drift, and from drifting back to straight-line driving.

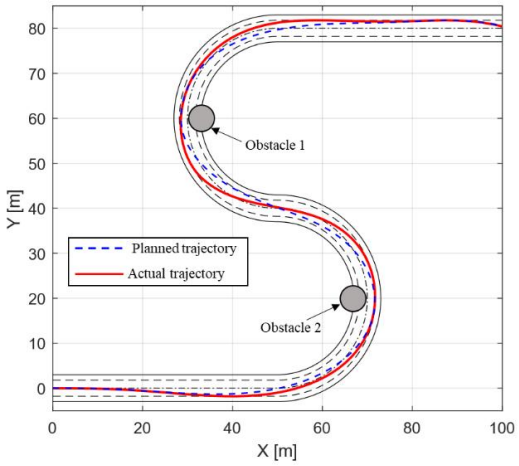


Fig. 21 Trajectory comparison of S-shaped dynamic drift obstacle avoidance

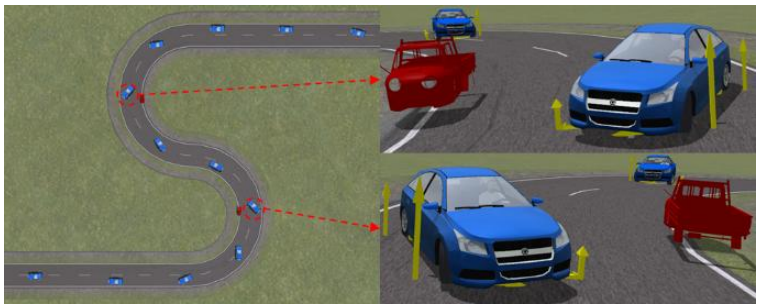


Fig. 22 S the drift posture animation in CarSim

Fig. 9 illustrates the vehicle driving posture in CarSim. It can be seen that under the action of the controller, the vehicle performs obstacle avoidance maneuvers in a drifting posture. Moreover, smooth

transitions are achieved from straight driving to drifting, from leftward drift to rightward drift, and from drifting back to straight-line driving.

Fig. 10 shows the comparison between the actual vehicle state parameters and the planned trajectory results during drift-based obstacle avoidance control on the S-shaped road. It can be observed that during most of the obstacle avoidance maneuver, the vehicle maintains a large sideslip angle at the center of mass, with the maximum sideslip angle exceeding −20°. Unlike the unidirectional drift in the U-shaped road scenario, the S-shaped road involves drifting in two opposite directions. During the transition phase, the sideslip angle smoothly shifts from negative to positive. Correspondingly, the yaw rate exhibits significant variation when the vehicle switches from leftward to rightward drifting. The overall variation in vehicle speed is relatively small, with a slight deceleration followed by acceleration as the vehicle enters the drift state. Throughout the maneuver, the vehicle maintains a relatively high speed, demonstrating its ability to actively leverage drifting to preserve mobility and stability under high-speed obstacle avoidance in extreme conditions.

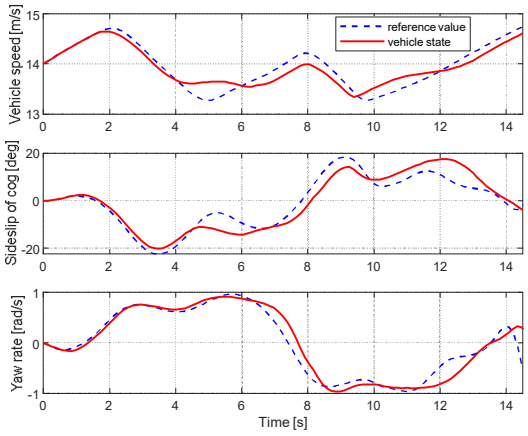


Fig. 23 The vehicle state comparison of planned reference and actual control values

The lateral and heading errors during path tracking on the S-shaped road, and the maximum and root mean squared error (RMSE) values are presented in

Table 3. Based on the tracking error analysis results, it can be concluded that the control algorithm achieves accurate tracking of the reference trajectory and state, thereby effectively supporting drift-based obstacle avoidance.

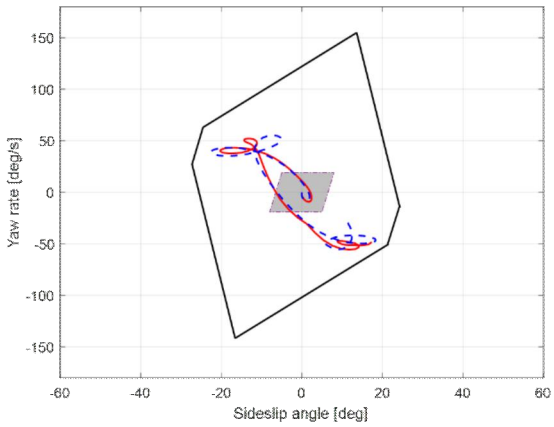


Fig. 24 $\beta - r$ Phase plane diagram comparison

Fig. 11 shows the phase plane trajectory of the vehicle's sideslip angle at the center of mass and yaw rate during drifting obstacle avoidance planning on the S-shaped road. It can be observed that the planned trajectory results in a sideslip angle and yaw rate that exceed the conventional stable handling region, yet remain within the maximum linear stability envelope. This demonstrates the validity and effectiveness of the drift obstacle avoidance planning algorithm and the applied maximum linear stability constraints. The proposed algorithm successfully generates a feasible trajectory for the S-shaped road that maintains both vehicle dynamic performance and controllability. Furthermore, the control results closely follow the planned trajectory, with both the planned and actual vehicle states exceeding the conventional stability boundary but remaining within the maximum stability envelope. This indicates that the proposed drift control strategy effectively expands the vehicle's controllable domain, thereby enhancing safety, stability, and handling performance under extreme driving conditions.

Table 3 Tracking error analysis of S-shaped drift obstacle avoidance

	Maximum value	RMSE
Longitudinal speed tracking error	0.369 m/s	0.1717 m/s
Lateral tracking errors	1.5909 m	1.1053 m
Heading angle trakcing errors	0.2017rad	0.0886rad
Sideslip angle tracking errors	4.2637 deg	3.265 deg
Yaw rate tracking errors	0.4677 rad/s	0.2141 rad/s

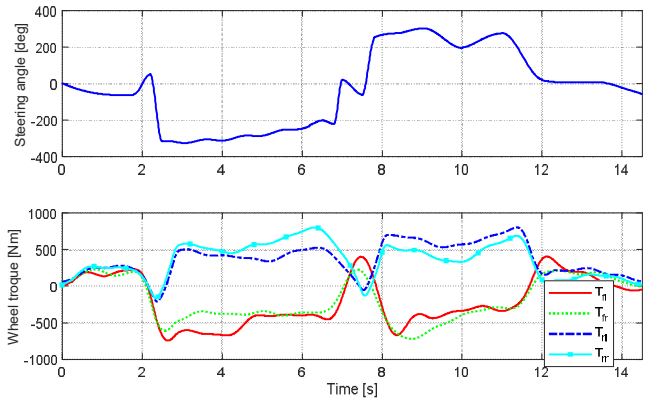


Fig. 25 Vehicle control input for S-shaped dynamic drift obstacle avoidance

Fig. 12 presents the control inputs of the vehicle under the S-shaped drift obstacle avoidance scenario. It can be observed that during the first obstacle avoidance maneuver, the drift control behavior is generally consistent with that observed in the U-shaped scenario—namely, counter-steering is performed while the driving and braking torques are coordinated across all four wheels. However, differences arise during the subsequent transition phase. In the U-shaped scenario, the controller guides the vehicle back to straight-line driving, whereas in the S-shaped scenario, the controller must it must rapidly initiate a drift in the opposite direction. Specifically, the wheels that were previously on the outside become the inside wheels, and their torques decrease sharply, while the former inside wheels become the outside wheels, and their torques increase significantly. At the same time, the steering wheel transitions from left-turn countersteering to right-turn countersteering, undergoing a sequence from left-turn left-steering to right-turn left-steering. Under the combined effect of steering input and four-wheel torque modulation, the vehicle transitions smoothly from counterclockwise to a clockwise drift. Furthermore, although the control inputs exhibit significant variations throughout the maneuver, the overall input profiles remain smooth and free of high-frequency oscillations, indicating stable and robust control performance.

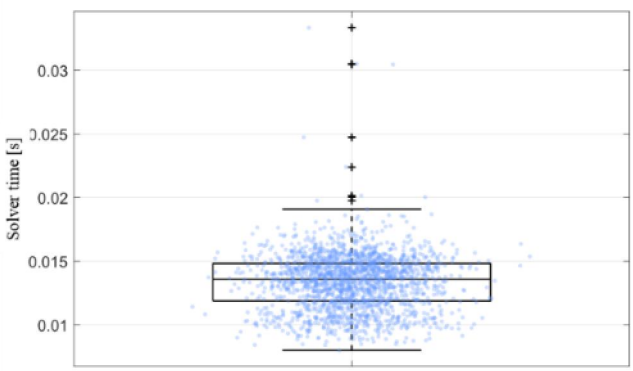


Fig. 26 Time to solve NMPC problem for dynamic drifting control

Fig. 13 shows the solve time of the control algorithm. It can be observed that the algorithm achieves high-frequency control at 50 Hz, with the average solve time 14ms and only 8 frames exceeding the 0.02s threshold, demonstrating good real-time performance. Based on the above results, under the S-shaped road obstacle avoidance scenario, the drift trajectory tracking control algorithm is capable of real-time vehicle control and can effectively track the planned trajectory, achieving unified and stable control for both drifting and conventional driving modes. These results validate the feasibility and effectiveness of the proposed control strategy in practical real-time applications.

5 Conclusions and future works

This paper presents a comprehensive control framework that integrates drift dynamics analysis, NMPC-based obstacle avoidance planning, and trajectory tracking control for distributed drive vehicles under extreme conditions. And its feasibility and performance are thoroughly validated through hardware-in-the-loop (HIL) experiments. First, a high-fidelity vehicle dynamics model is established, incorporating wheel rotational dynamics and a tire model that captures the coupling between longitudinal slip and lateral force. The drift characteristics of the vehicle are thoroughly analyzed, and a maximum linear stability boundary applicable to distributed drive vehicle drifting is proposed. Furthermore, torque distribution strategy is designed for the obstacle avoidance planning and control strategy for autonomous vehicles. Finally, leveraging a nonlinear model predictive control (NMPC) framework within a hierarchical control architecture, the proposed method enables active drift-based obstacle avoidance under extreme conditions. The results show that the vehicle can perform dynamic drifting with a maximum sideslip angle of 20° and a lateral tracking error of less than 1.6 m, demonstrating the effectiveness and robustness of the proposed approach.

In future research, the proposed controller can be integrated into a real vehicle platform equipped with a four-wheel independent drive system. By conducting multi-scenario experiments in real-world environments, the robustness and reliability of the algorithm can be further evaluated under practical operating conditions. These efforts will help to lay a solid foundation for the engineering application and large-scale deployment of the proposed approach.

Funding

The author(s) disclosed receipt of the following financial support for the research of this article: This work was funded by the National Nature Science Foundation of China under Grant 52002025, 52302508.

Disclosure statement

No potential conflict of interest was reported by the author(s).

Reference:

[1] Sonko, S., Etukudoh, E.A., Ibekwe. A comprehensive review of embedded systems in autonomous vehicles: Trends, challenges, and future directions. World Journal of Advanced Research and Reviews, 2024, 21(1): 2009-2020.

[2] Zhao, X., Chen, G., Gao, Z., et al. Autonomous Obstacle Avoidance for Distributed Drive Electric Vehicles via Dynamic Drifting. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2024, 10(4): 8893-8906.

[3] Yu, Z., Wu, X., Zhao, W., Su, J. and Xu, M., 2024, November. A dual-loop dynamic drifting control framework for distributed drive electric vehicles. In Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2902(1): 1-8.

[4] Eberhart, M., Plöchl, M., Unterreiner, M. and Edelmann, J. Insights into stability and control of the powerslide motion with variable drive torque distribution–applied to a driver assistance system. Vehicle System Dynamics, 2025:1-21.

[5] Cai G, Yin G, Pi D, Zhuang W, Feng J, Ren Y, Ding H. Safety Region based Event-driven Lateral Stability Control for DDEVs with Energy Conservation. IEEE Transactions on Transportation Electrification. 2025 Sep 12, 1-13.

[6] Hoshino H, Li J, Menon A, Dolan JM, Nakahira Y. Autonomous Drifting Based on Maximal Safety Probability Learning. arXiv preprint arXiv:2409.03160. 2024 Sep 5.

[7] Li D, Zhang J, Lin S. Planning and control of drifting-based collision avoidance strategy under emergency driving conditions. Control Engineering Practice. 2023 Oct 1(139):1-14.

[8] Hoteit R, Daher N. 3D Envelope-Based Global Chassis Control of Ground Vehicles. In 2024 IEEE 27th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC) 2024 Sep 24, 3405-3410.

[9] Goh J.Y. Automated vehicle control beyond the stability limits. Stanford: Stanford University,2019.

[10] Kegelman J C. Learning from professional race car drivers to make automated vehicles safer. Stanford University, 2018.

[11] Hu, C., Xie, L., Zhang, Z. and Xiong, H. A novel model predictive controller for the drifting vehicle to track a circular trajectory. Vehicle System Dynamics, 2025,63(3): 537-566.

[12] Xiao, Yue, Yi He, Yaqing Zhang, et al. Autonomous Circular Drift Control for 4WD-4WS Vehicles Without Precomputed Drifting Equilibrium. 2025, arXiv preprint arXiv:2505.17487.

[13] Goh, J.Y., Thompson, M., Dallas, J. and Balachandran, A. Beyond the stable handling limits: nonlinear model predictive control for highly transient autonomous drifting. Vehicle System Dynamics, 2024,62(10): 2590-2613.

[14] Dallas J, Thompson M, Goh JY, Balachandran A. A hierarchical adaptive nonlinear model predictive control approach for maximizing tire force usage in autonomous vehicles. arXiv preprint arXiv:2304.12263. 2023 Apr 24.

[15] Xiao Y, He Y, Zhang Y, Lin X, Zhang M. Autonomous Circular Drift Control for 4WD-4WS Vehicles Without Precomputed Drifting Equilibrium. arXiv preprint arXiv:2505.17487. 2025 May 23.

[16] Velenis E, Katzourakis D, Frazzoli E, Tsiotras P, Happee R. Steady-state drifting stabilization of RWD vehicles. Control Engineering Practice. 2011 Nov 1;19(11):1363-76.

[17] Hoffman R C, Stein J L, Louca S S, et al. Using the Milliken Moment Method and Dynamic Simulation to Evaluate Vehicle Stability and Controllability. International Journal of Vehicle Design, 2008, 48(1-2):132-148.

[18] Abdulrahim M. On the Dynamics of Automobile Drifting. SAE Technical Paper, 2006.

[19] Voser C, Hindiyeh R Y, Gerdes J C. Analysis and Control of High Sideslip Manoeuvres. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(sup1), 317–336.

[20] Goh, J.Y., Goel, T. and Christian Gerdes, J. Toward automated vehicle control beyond the stability limits: drifting along a general path. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2020,142(2):1-10.

[21] Pacejka, H.B.: Tire and Vehicle Dynamics. Butterworth Heinemann, Oxford 2002, p104-107.

[22] Beal C E, Bobier C G, Gerdes J C. Controlling Vehicle Instability Through Stable Handling Envelopes. Proceedings of the ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control,2011, 2:861-868.

[23] Song Z, Hua Y, Zhuang Y, et al. Vehicle Steady Drifting Control with Safety Boundary Constraints. Nonlinear Dynamics, 2024,112: 18235-18254.

ROVER-VLA: Feedback-Aware Long-Horizon Refinement for Off-Road VLA Planning

Li Wang[2,3*], Shijie Zhao[1], Wanjin Guo1, Ziying Song[4], Yuhang Zhang[1], Peiliang Wu[4], Weida Wang[2,3], Bin Xu[2]

（1. School of Mechanical Engineering and Intelligent Equipment, Chang'an University, Xi'an 710064, China；2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China；3. Chongqing Innovation Center, Beijing Institute of Technology, Chongqing 401120, China；4. School of Artificial Intelligence (School of Software), Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China；
* Corresponding author: Li Wang (wangli_bit@bit.edu.cn)）

Abstract: Vision-language-action (VLA) models connect scene understanding to action generation, but frame-wise predictions can fluctuate and accumulate into long-horizon trajectory drift in weakly structured off-road environments. We propose ROVER-VLA, a feedback-aware action-space refinement framework for improving the temporal reliability of actions generated by a frozen VLA. Feedback-Aware Proposal Memory updates recent proposal reliability against realized ego motion and then temporally aligns retained proposals, while robust consensus, the visual-risk state, and action continuity determine how strongly reliable history should influence the current plan. The resulting correction is bounded and applied to the far horizon, where accumulated action errors have the greatest effect. On ORAD-3D, ROVER-VLA reduces cumulative average displacement error through 6.0 s (ADE@6) and six-second final displacement error (FDE_{6s}) by 13.5% and 16.6%, respectively, relative to the unrefined base action (Raw). Scene-level and condition-specific analyses further show that the improvement is distributed across diverse terrain and motion regimes.

Keywords: Off-road autonomous driving; Vision-language-action model; Long-horizon planning; Feedback-aware proposal memory

Funding: This work was supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 52275005 and 52502496), the Natural Science Basic Research Program of Shaanxi (Grant No. 2025JC-QYXQ-027), the Open Research Fund of Anhui Province Key Laboratory of Machine Vision Detection and Perception (Grant No. KLMVI-2025-HIT-06), the Beijing Natural Science Foundation under Grant No. L2609087, and the Beijing-Tianjin-Hebei Collaborative Innovation Project of Tianjin Science and Technology Plan under Grant No. 25YFXTHZ00010.

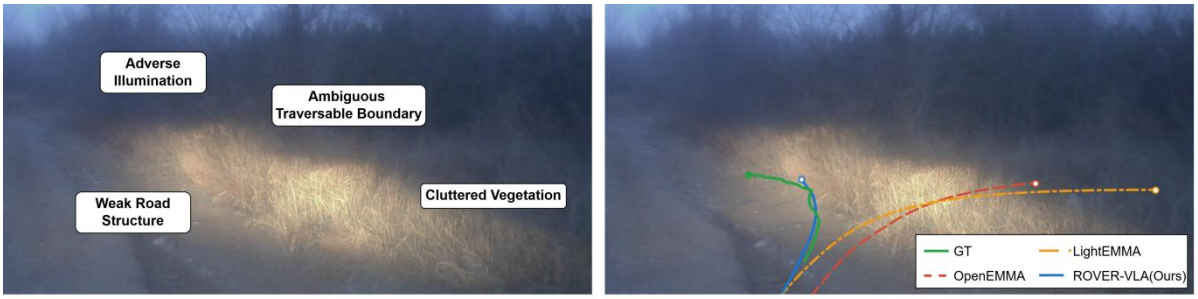
1 Introduction

Off-road autonomous driving must operate with much weaker structural priors than urban driving. Agricultural roads, forest trails, mining areas, and disaster-response routes may lack lane markings, regular road topology, and reliable map cues; off-road environments also contain heterogeneous natural terrain, adverse weather and illumination, and visually ambiguous traversable boundaries [1-6]. These conditions couple perception with long-horizon motion feasibility: even when each near-term command appears plausible, small speed or curvature errors can accumulate through trajectory integration and gradually carry

the vehicle toward a non-traversable region. Reliable off-road planning therefore requires not only semantic recognition of the current terrain, but also temporally stable actions whose accumulated motion remains compatible with weakly structured free space over an extended horizon, despite uncertainty in individual frame-wise predictions.

Figure 1 provides a representative example. Under adverse illumination, as exemplified by this low-light scene, weak road structure, cluttered vegetation, and an ambiguous traversable boundary offer few stable geometric cues.

Although all methods receive the same front-view observation, small differences in the predicted speed-curvature sequence accumulate during integration: OpenEMMA and LightEMMA drift toward the vegetation at the far horizon, whereas ROVER-VLA remains closer to the GT turn. This example motivates using recent plans as temporal evidence while explicitly controlling whether that history is still reliable.



(a) Off-Road Challenges (b) Long-Horizon Trajectory Drift

Fig. 1. Motivation for temporally reliable off-road VLA planning. (a) A representative low-light scene under adverse illumination, with weak road structure, cluttered vegetation, and an ambiguous traversable boundary. (b) Integrated 6.0 s trajectories show how frame-wise action differences accumulate into far-horizon drift, while ROVER-VLA remains closer to the ground truth (GT).

End-to-end driving has progressed from multimodal perception-planning architectures toward language-guided models that connect scene interpretation, reasoning, and action generation [7-13]. Recent VLA systems further exploit multimodal foundation models to represent driving context and produce numerical plans, while off-road extensions strengthen terrain understanding through visual prompting and structured reasoning [14-17]. These advances improve what a model can infer from the current scene, but transferring them to weakly structured terrain leaves a complementary temporal-consistency problem unresolved: semantically plausible actions generated at consecutive frames can still disagree even when each individual prediction appears locally reasonable, and these small frame-wise differences can grow into substantial far-horizon displacement after trajectory integration.

The unresolved problem is therefore long-horizon temporal reliability rather than current-frame semantic capacity alone. Recent action history can suppress transient fluctuations, but it can also become stale when vehicle motion changes or a newly observed hazard invalidates an earlier plan. ROVER-VLA addresses this tension by updating recent proposals according to logged-motion agreement, temporally aligning the retained proposals, and using the current visual-risk state together with action-continuity evidence to control a bounded far-horizon correction when historical information remains sufficiently reliable.

The main contributions are summarized as follows:

- We introduce ROVER-VLA, a feedback-aware action-space refinement method for long-horizon off-road VLA planning that improves the temporal reliability of plans generated by a frozen VLA without modifying its parameters.

- We propose Feedback-Aware Proposal Memory with temporal consensus, which updates proposal reliability from realized ego motion and aligns retained proposals; consensus diagnostics modulate the parent proposal retained for future frames, while a reliability-controlled gate uses logged-motion agreement, the visual-risk state, and action continuity to control a bounded far-horizon correction.
- We evaluate ROVER-VLA on ORAD-3D across diverse off-road terrain and motion conditions, demonstrating consistent improvements in long-horizon trajectory accuracy. Relative to Raw, ROVER-VLA reduces ADE@6 and FDE_{6s} by 13.5% and 16.6%, respectively.

2 Related Work

2.1 Off-Road Autonomous Driving

Off-road autonomous driving lacks lane topology, stable road boundaries, and uniform surfaces, so traversability requires joint interpretation of terrain appearance, geometry, and path relevance. RELLIS-3D established a multimodal benchmark whose annotated LiDAR scans and images expose class imbalance and irregular topography that challenge urban-trained segmentation models [5]. OFFSEG first separates traversable from non-traversable regions, then refines traversable terrain into grass, puddle, dirt, and gravel [18]. Recent work couples semantic traversability with model predictive path integral control and studies robustness to environmental variation, sensor noise, and cross-sensor misalignment [19-22]. In Knowledge-Based Systems, Zang et al. further formulate coordinated off-road path planning by jointly considering three-dimensional terrain traversability, vehicle stability, obstacle avoidance, and safe-corridor optimization [23]. ORAD-3D extends the setting across diverse terrain, weather, and illumination, benchmarking free-space detection, occupancy, path planning, VLM-based driving, and off-road world modeling [6].

OFF-EMMA improves off-road VLA reasoning by injecting semantic-segmentation masks as visual prompts and using multi-path chain-of-thought self-consistency to reduce reasoning outliers [17]. This strengthens path-relevant interpretation of the current observation. ROVER-VLA instead addresses a complementary temporal question: when recent numerical action proposals remain reusable as the vehicle moves, using logged-motion agreement and the current visual-risk state after action generation.

2.2 VLA-Based Autonomous Driving

VLA-based autonomous driving combines visual interpretation, language reasoning, and numerical planning. GPT-Driver casts motion planning as language modeling, while DriveGPT4 and Dolphins add driving-specific instruction tuning and grounded reasoning [12, 24-25]. EMMA represents trajectories, objects, and road-graph elements in a shared language space and improves planning via task-specific prompting and multi-task co-training [14]. OpenEMMA combines chain-of-thought reasoning with a fine-tuned YOLO detector for three-dimensional critical-object localization [15], whereas LightEMMA evaluates VLM-based driving agents jointly on trajectory accuracy, inference time, and cost [16].

Recent systems add training-time feedback or explicit future modeling: ELF-VLA learns from failed rollouts, DriveWorld-VLA couples planning with a world model, and MindDrive evaluates action-conditioned future simulations [26-28]. Closely related Knowledge-Based Systems studies explore foundation-model-assisted interpretable behavior decisions, LLM-based causal traffic-risk reasoning, LLM-guided reinforcement learning for self-improving driving decisions, and reinforcement-learning-based speed/lane-change decision making [29-32]. These works reinforce the value of knowledge-rich reasoning and feedback for autonomous-driving decisions, whereas ROVER-VLA focuses specifically on post-generation temporal reliability: it determines when numerical proposals from a frozen VLA remain dependable across frames.

2.3 Long-Horizon Planning

Long-horizon planning must preserve temporal consistency as small action errors accumulate into large trajectory deviations. Temporal information has been incorporated at several representation levels: BEVFormer recurrently aggregates historical bird's-eye-view features, ST-P3 aligns spatial-temporal representations, and MILE propagates latent dynamics, while MomAD and MFPAD introduce momentum, memory, and forgetting to improve planning coherence [9, 33-36]. Recent Knowledge-Based Systems work also emphasizes temporal structure in autonomous-driving prediction and perception: interaction-aware dynamic graphs and dual-coordinate temporal-edge encoding model evolving multi-agent motion, controlled diffusion targets long-tail trajectory generation, MELON adapts spatio-temporal uncertainty, and DSFMamba combines long- and short-term states for streaming perception [37-41]. Other approaches strengthen trajectory generation or selection through reinforcement learning and diffusion in DIVER, constraint-guided flow matching in GuideFlow, unified prediction and planning in FUMP, interaction-focused motion representations in FocalAD, sparse candidate planning in SparseDrive, and VLM-guided scoring in HE-Drive [42-47]. World-model approaches extend foresight through maneuver-conditioned visual rollout, planning analysis, or latent and geometric future prediction, as represented by Drive-WM, the TuPlan Garage study, GraphWorld, DriveFuture, and VGGT-World [48-52]. These methods demonstrate the value of temporal structure and future modeling, but generally operate within trainable systems that expose learned features, latent states, or candidate trajectories. ROVER-VLA instead works directly on numerical action sequences from a frozen VLA and uses logged-motion agreement together with the current visual-risk state to determine when aligned parent proposals should influence far-horizon predictions.

3 Preliminaries and Problem Formulation

An EMMA-style VLA planner maps the current front-view RGB observation I_t, a recent ego-motion record $e_{t-H_{\text{ego}}:t}$, and an action-generation prompt to a future control sequence [14-15], where H_{ego} denotes the number of preceding ego-motion steps supplied as context. The prompt elicits a description of the off-road scene, uses the visual and motion context to form a driving intent and associated reasoning, and then generates speed-curvature pairs over the planning horizon. At frame t, let $i \in (1, \ldots, T)$ index the relative prediction horizon, $v_{t,i}^{\text{raw}}$ denote the predicted speed, and $\kappa_{t,i}^{\text{raw}}$ the predicted signed curvature. We denote the ordered unrefined base-action sequence as Raw:

$$\mathbf{a}_t^{\text{raw}} = \left[\mathbf{a}_{t,i}^{\text{raw}}\right]_{i=1}^{T} = \left[\left(v_{t,i}^{\text{raw}}, \kappa_{t,i}^{\text{raw}}\right)\right]_{i=1}^{T} \in \mathbb{R}^{T\times 2}. \tag{1}$$

This interface makes the numerical action sequence, rather than the language reasoning trace, the direct input to downstream planning.

The action sequence is converted to a trajectory by deterministic speed-curvature integration. Let T denote the number of prediction steps and $\Delta t > 0$ the sampling interval. For a generic action sequence $\left((v_i, \kappa_i)\right)_{i=1}^{T}$, x_i and y_i denote planar position in the current local planning frame and θ_i denotes heading relative to the current vehicle orientation. We set $(x_0, y_0, \theta_0) = (0,0,0)$, so the local longitudinal axis is aligned with the current heading, and evolve the state for $i = 1, \ldots, T$ according to

$$\begin{aligned} x_i &= x_{i-1} + v_i \cos(\theta_{i-1})\Delta t, \\ y_i &= y_{i-1} + v_i \sin(\theta_{i-1})\Delta t, \\ \theta_i &= \theta_{i-1} + v_i \kappa_i \Delta t. \end{aligned} \tag{2}$$

This is the forward-Euler discretization of the planar speed-curvature kinematic model, in which the yaw rate is the product of speed and curvature. The resulting positions and headings provide a common

trajectory representation for evaluating the predicted plan against the pose-derived future ego trajectory transformed into the same local frame.

The resulting task is to stabilize long-horizon actions without preserving stale history. ROVER-VLA begins from an index-wise EMA anchor, updates logged-motion agreement scores for stored parent proposals using realized ego motion, aligns the retained proposals, and applies the shared eligibility gate only to bounded residuals over a validation-selected far-horizon interval. Earlier predictions remain equal to the EMA anchor.

4 Method

ROVER-VLA operates on the Raw speed-curvature sequence defined in Eq. (1) and applies Eq. (2) after action refinement. A frozen VLA backend produces the Raw action and a compact visual-risk state. The refinement follows the three numbered stages in Figure 2. Stage 1 constructs an index-wise EMA temporal anchor to suppress frame-wise fluctuation. Stage 2 evaluates recent parent proposals against realized ego motion, retains reliable histories, temporally aligns them to the current planning frame, and forms a robust median consensus together with its agreement diagnostics. Stage 3 evaluates that consensus under the current visual-risk and motion-continuity context, constructs the next parent proposal, and applies a shared eligibility gate to a bounded consensus residual only over the validation-selected far-horizon index set. Throughout the method, clipping is applied component-wise on the stated interval, and I[·] denotes the binary indicator function.

4.1 EMA Temporal Anchor

Raw action sequences can fluctuate across consecutive observations even when their near-term commands remain plausible. ROVER-VLA therefore anchors every horizon index before applying the final memory residual. Let $a_{t,i}^{\mathrm{raw}} = \left(v_{t,i}^{\mathrm{raw}}, \kappa_{t,i}^{\mathrm{raw}}\right)$ be the action at horizon index i, let t_0 denote the first valid planning time in a resampled segment, and let $\alpha \in [0,1]$ be the EMA coefficient that weights the current Raw prediction. The first valid plan initializes the state, and subsequent frames update the same relative-horizon index by

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{t_0,i}^{\mathrm{ema}} &= \mathbf{a}_{t_0,i}^{\mathrm{raw}}, \\ \mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{ema}} &= \alpha \mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{raw}} + (1-\alpha)\mathbf{a}_{t-1,i}^{\mathrm{ema}}, \qquad t > t_0. \end{aligned} \tag{3}$$

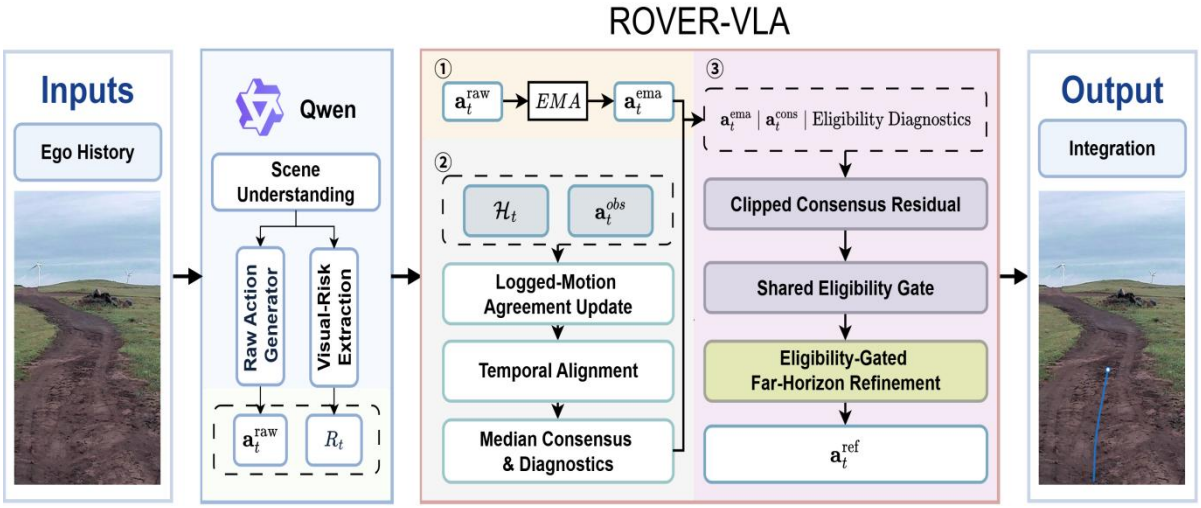


Fig. 2 Overview of ROVER-VLA. A frozen VLA produces the Raw action and visual-risk state $\mathcal{R}_t$. ROVER-VLA applies an index-wise EMA anchor and Feedback-Aware Proposal Memory with temporal alignment and median consensus; the shared eligibility gate then controls bounded residual refinement over the far horizon before trajectory integration.

Algorithm 1 ROVER-VLA refinement at planning frame t

Input: Raw action a_t^{raw}, current visual-risk state R_t, ego poses, EMA state, proposal memory H_t

Output: Refined action a_t^{ref}

if t begins a new resampled segment **then**
  Reset the EMA state, proposal memory, and continuity state.
end if
Update the index-wise EMA anchor by Eq. (3).
Estimate the observed ego action by Eq. (4).
Update logged-motion agreement scores by Eq. (5); remove expired or rejected entries.
Align retained proposals and compute the median consensus and its agreement diagnostics using Eqs. (6) and (8).
Compute visual-risk and motion-continuity factors by Eqs. (10) and (11).
Form the reliability-controlled parent proposal by Eq. (13).
Compute c_t using Eq. (16) and refine the far horizon using Eq. (18).
Append a_t^{parent} to H_t after the current output has been formed.

Index-wise EMA smooths predictions carrying the same relative-horizon label i across successive planning cycles. Because each smoothed plan is re-integrated from the current ego origin, it provides a stable temporal reference while preserving the speed-curvature action representation. Section 5.3.1 compares this design with two alternative anchor constructions.

4.2 Feedback-Aware Proposal Memory and Temporal Consensus

The second stage determines whether recent parent proposals remain useful temporal references and converts the reliable subset into a consensus expressed in the current planning frame. Let $\mathcal{H}_t$ denote the proposal memory available before forming the output at frame t. Each entry $h_j = \left(f_j, a_j^{\text{parent}}, \rho_j, n_j\right)$ stores its source planning-frame index f_j, parent proposal $a_j^{\text{parent}} \in \mathbb{R}^{T\times 2}$, logged-motion agreement score $\rho_j \in [0,1]$, and number of valid feedback updates $n_j \in \mathbb{N}_0$. A new entry is initialized with $\rho_{\text{init}} \in [0,1]$, retained for at most $W \in \mathbb{N}$ planning cycles, and removed after a valid feedback update when $\rho_j < \rho_{\text{rej}}$, where $\rho_{\text{rej}} \in [0,1]$ is the rejection threshold. The first valid feedback measurement replaces the initialization prior. The memory stores the parent proposal rather than the final refined output, preventing previous smoothing and residual corrections from being recursively amplified. The current parent proposal is appended only after the current consensus and refined output have been formed.

Logged-Motion Agreement Update. Before historical proposals are aligned, their stored reliability is updated using the motion that has actually been realized. Let $p_t \in \mathbb{R}^2$ denote the planar ego position at planning frame t, and let $\delta\tau_t > 0$ denote the elapsed physical time between the latest two ego poses. Let $\mathcal{S}(p_{t-2}, p_{t-1}, p_t)$ be the signed area of the triangle formed by three consecutive positions, with the sign chosen consistently with the curvature convention. The latest observed speed and signed curvature are

$$v_t^{\text{obs}} = \frac{\| \mathbf{p}_t - \mathbf{p}_{t-1} \|_2}{\delta\tau_t}, \qquad \kappa_t^{\text{obs}} = \frac{4\mathcal{S}(\mathbf{p}_{t-2}, \mathbf{p}_{t-1}, \mathbf{p}_t)}{\| \mathbf{p}_{t-1} - \mathbf{p}_{t-2} \|_2 \, \| \mathbf{p}_t - \mathbf{p}_{t-1} \|_2 \, \| \mathbf{p}_t - \mathbf{p}_{t-2} \|_2}. \tag{4}$$

The curvature expression is the signed circumcircle estimate $\frac{4\mathcal{S}}{abc}$. It is evaluated only when the required inter-pose distances and elapsed time are non-degenerate; otherwise the feedback observation is marked invalid and omitted. The corresponding validity thresholds are reported in Section 5.1.

For a proposal stored at an earlier planning frame, the realized proposal index is determined by its age relative to the current frame. Feedback is applied only while that index remains within the planning horizon. Let the speed and curvature feedback-normalization scales be positive, and let the feedback smoothing coefficient lie in [0,1]. The normalized discrepancy, instantaneous agreement score, and stored-score update are

$$
\begin{aligned}
e_{j,m} &= \frac{\left|v_{j,m}^{\text{parent}} - v_t^{\text{obs}}\right|}{\sigma_v^{\text{fb}}} + \frac{\left|\kappa_{j,m}^{\text{parent}} - \kappa_t^{\text{obs}}\right|}{\sigma_\kappa^{\text{fb}}}, \\
\hat{\rho}_{j,m} &= \exp\left(-e_{j,m}\right), \\
\rho_j &\leftarrow \begin{cases} \hat{\rho}_{j,m}, & n_j = 0, \\ \alpha_{\text{fb}}\rho_j + (1-\alpha_{\text{fb}})\hat{\rho}_{j,m}, & n_j > 0, \end{cases} \\
n_j &\leftarrow n_j + 1.
\end{aligned}
\tag{5}
$$

Because the normalized discrepancy is non-negative, the instantaneous agreement score lies in (0,1], and the feedback smoothing coefficient lies in [0,1], the recursion preserves each stored agreement score in [0,1]. Thus, a stored proposal receives less future influence when its previously predicted action disagrees with the motion subsequently realized by the vehicle.

Temporal Alignment and Median Consensus. After the agreement update and rejection step, each retained proposal is shifted into the current planning frame according to its age in planning cycles, with last-value hold at the tail. Let the aligned-history count denote the number of successfully aligned entries. The final refinement requires at least a prescribed minimum number of aligned histories. The aligned speed and curvature components are then aggregated by the component-wise median as follows:

$$
\begin{aligned}
\tilde{\mathbf{a}}_{j\to t,i} &= \mathbf{a}_{j,\min\left(i+\Delta_j,T\right)}^{\text{parent}}, \\
v_{t,i}^{\text{cons}} &= \text{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\text{aligned}}} \tilde{v}_{j\to t,i}, \qquad A_t > 0, \\
\kappa_{t,i}^{\text{cons}} &= \text{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\text{aligned}}} \tilde{\kappa}_{j\to t,i}, \qquad A_t > 0.
\end{aligned}
\tag{6}
$$

The median limits the influence of an isolated unstable proposal. When $A_t = 0$, we use the well-defined fallback $a_t^{\text{cons}} = a_t^{\text{raw}}$. The average logged-motion agreement of the aligned entries is

$$
\bar{\rho}_t = \begin{cases} A_t^{-1} \displaystyle\sum_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\text{aligned}}} \rho_j, & A_t > 0, \\ 0, & A_t = 0. \end{cases}
\tag{7}
$$

Hence, when no aligned history is available, the mean logged-motion agreement is zero, which later disables the final memory residual through the shared eligibility gate.

Median-Consensus Diagnostics. Consensus dispersion is measured with component-wise median absolute deviations (MADs). Let $\sigma_v^{\text{mad}} > 0$ and $\sigma_\kappa^{\text{mad}} > 0$ denote the corresponding speed and curvature normalization scales. For $A_t > 0$,

$$
\begin{aligned}
\text{MAD}_{t,i}^{v} &= \text{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\text{aligned}}} \left|\tilde{v}_{j\to t,i} - v_{t,i}^{\text{cons}}\right|, \\
\text{MAD}_{t,i}^{\kappa} &= \text{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\text{aligned}}} \left|\tilde{\kappa}_{j\to t,i} - \kappa_{t,i}^{\text{cons}}\right|, \\
\gamma_{t,i}^{\text{cons}} &= \left(1 + \frac{\text{MAD}_{t,i}^{v}}{\sigma_v^{\text{mad}}} + \frac{\text{MAD}_{t,i}^{\kappa}}{\sigma_\kappa^{\text{mad}}}\right)^{-1}.
\end{aligned}
\tag{8}
$$

Thus the consensus-confidence factor lies in (0,1] and decreases as the aligned proposals disagree more strongly. With empty memory, both MAD values are defined as zero and the consensus-confidence factor is set to one; the minimum-history requirement still prevents empty-memory consensus from reaching the final correction.

4.3 Reliability-Controlled Far-Horizon Refinement

The third stage determines whether the temporally aligned consensus should influence the current plan and, if so, by how much. Consensus agreement, visual-risk trust, and motion continuity control the parent proposal stored for future frames, whereas the shared eligibility gate for the current bounded residual is determined by mean logged-motion reliability, visual-risk trust, and motion continuity.

Visual-Risk Context. The visual branch returns a small set of valid path-relevant items. For each item x, let $\mathrm{cat}(x)$ and $\mathrm{pos}(x)$ denote its semantic category and relative image/path position, and define the retained key as $k(x) = \big(\mathrm{cat}(x), \mathrm{pos}(x)\big)$. Let $c_{(\mathrm{vis})(x)} \in [0,1]$, $\ell(x) \in [0,1]$, and $u(x) \in [0,1]$ denote the extracted confidence, path-relevance, and urgency scores. Their fused score is

$$s(x) = \mathrm{clip}_{[0,1]}\Big(c^{\mathrm{vis}}(x)\,\ell(x)\,u(x)\Big). \tag{9}$$

Let $\mathcal{X}_t$ be the set of valid extracted items at frame t. The retained visual-risk state contains the key-score pairs

$$\begin{aligned} \mathcal{R}_t &= \{\big(k(x), s(x)\big) : x \in \mathcal{X}_t\}, \\ q_t &= \begin{cases} \max\limits_{(k,s)\in\mathcal{R}_t} s, & \mathcal{R}_t \neq \varnothing, \\ 0, & \mathcal{R}_t = \varnothing, \end{cases} \\ s_t^{\mathrm{risk}} &= 1 - q_t. \end{aligned} \tag{10}$$

Here $q_t \in [0,1]$ is the strongest current visual-risk score and $s_t^{\mathrm{risk}} \in [0,1]$ is its complementary history-trust factor. Invalid or unsupported items are discarded during extraction. Consequently, stronger current hazards reduce the influence of historical proposals rather than increasing it.

Motion-Continuity Context. For $X \in (\mathrm{raw}, \mathrm{cons})$, continuity compares the near-term agreement of Raw and consensus with the observed ego action from Eq. (4). Let $L \in (1, \ldots, T)$ denote the number of near-term indices used in this comparison and let $\beta_\kappa^{\mathrm{cont}} > 0$ weight the normalized curvature discrepancy. We also define a whole-horizon Raw-consensus novelty ν_t. The coefficient $\beta_v > 0$ converts curvature difference to a speed-equivalent scale, so ν_t and its threshold $\tau_\nu > 0$ have speed units. Specifically,

$$\begin{aligned} E_t^X &= \frac{1}{L}\sum_{i=1}^{L}\left(\frac{\big|v_{t,i}^X - v_t^{\mathrm{obs}}\big|}{\sigma_v^{\mathrm{fb}}} + \frac{\beta_\kappa^{\mathrm{cont}}\big|\kappa_{t,i}^X - \kappa_t^{\mathrm{obs}}\big|}{\sigma_\kappa^{\mathrm{fb}}}\right), \\ \Delta_t^{\mathrm{cont}} &= E_t^{\mathrm{cons}} - E_t^{\mathrm{raw}}, \\ \nu_t &= \frac{1}{T}\sum_{i=1}^{T}\left(\big|v_{t,i}^{\mathrm{raw}} - v_{t,i}^{\mathrm{cons}}\big| + \beta_v\big|\kappa_{t,i}^{\mathrm{raw}} - \kappa_{t,i}^{\mathrm{cons}}\big|\right), \\ g_t^{\mathrm{cont}} &= \begin{cases} g_{\mathrm{low}}^{\mathrm{cont}}, & \nu_t \geq \tau_\nu \wedge \Delta_t^{\mathrm{cont}} \geq \tau_{\mathrm{cont}}, \\ 1, & \text{otherwise}. \end{cases} \end{aligned} \tag{11}$$

Here $\Delta_t^{\mathrm{cont}} > 0$ means that consensus is less consistent with the latest realized action than Raw. The threshold $\tau_{\mathrm{cont}} \geq 0$ therefore acts on this dimensionless difference, while $g_{\mathrm{low}}^{\mathrm{cont}} \in [0,1]$ is the down-weight used only when consensus is both sufficiently novel and less motion-consistent. The resulting factor satisfies $g_t^{\mathrm{cont}} \in [0,1]$.

Reliability-Controlled Parent Proposal. The base memory weight increases linearly from its minimum to maximum value across the planning horizon. The final memory weight at each horizon index is then modulated by consensus agreement, visual-risk trust, and motion continuity:

$$\begin{aligned} \lambda_i &= \lambda_{\min} + (\lambda_{\max} - \lambda_{\min})\frac{i-1}{T-1}, \\ w_{t,i}^{\mathrm{mem}} &= \mathrm{clip}_{[0,1]}\big(\lambda_i \gamma_{t,i}^{\mathrm{cons}} s_t^{\mathrm{risk}} g_t^{\mathrm{cont}}\big). \end{aligned} \tag{12}$$

The resulting $w_{t,i}^{\mathrm{mem}} \in [0,1]$ interpolates between the current Raw action and the aligned consensus. Denoting this feedback-blended action by $a_{t,i}^{\mathrm{fb}}$, the parent proposal is

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{fb}} &= \big(1 - w_{t,i}^{\mathrm{mem}}\big)\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{raw}} + w_{t,i}^{\mathrm{mem}}\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{cons}}, \\ \mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{parent}} &= \mathcal{C}_t^{\mathrm{risk}}\big(\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{fb}}\big). \end{aligned} \tag{13}$$

Here the risk-aware speed operator acts on the feedback-blended action. Centered, path-relevant

hazards from the predefined safety-critical set are summarized by the strongest retained risk score; when no such item is present, this score is zero. The horizon-dependent risk multiplier increases from its minimum to maximum value,

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_{\min} + (\eta_{\max} - \eta_{\min}) \frac{i-1}{T-1}, \\ C_t^{\text{risk}}(v_{t,i}, \kappa_{t,i}) &= \left(\max\{0, v_{t,i}[1 - \beta_{\text{risk}} z_t \eta_i]\}, \kappa_{t,i}\right). \end{aligned} \tag{14}$$

where $\beta_{\text{risk}} \geq 0$ is the global risk-strength coefficient. The outer maximum guarantees non-negative constrained speed, while curvature is unchanged. This parent proposal is appended to $\mathcal{H}_t$ only after the current refined action has been formed; it is therefore a future temporal reference rather than a recursive replacement for the current EMA output.

Shared Eligibility Gate and Bounded Refinement. The current EMA sequence remains the default output, while the aligned consensus provides only a bounded correction direction. Define the consensus residual

$$\mathbf{r}_{t,i} = \mathbf{a}_{t,i}^{\text{cons}} - \mathbf{a}_{t,i}^{\text{ema}} = \left(r_{t,i}^{v}, r_{t,i}^{\kappa}\right). \tag{15}$$

Let the rejected-history count denote the number of histories removed by the agreement threshold at the current update. Using the minimum aligned-history count defined in Section 4.2, the gate remains closed when rejected histories outnumber the currently retained aligned histories. Let the three thresholds denote the minimum accepted mean logged-motion agreement, visual-risk trust, and continuity factor. The binary eligibility indicator and shared reliability coefficient are

$$\begin{aligned} \chi_t &= \mathbb{I}\begin{bmatrix} \mathbf{a}_t^{\text{cons}} \in \mathbb{R}^{T\times 2}, & A_t \geq A_{\min}, & N_t^{\text{rej}} \leq A_t, \\ \bar{\rho}_t \geq \tau_\rho, & s_t^{\text{risk}} \geq \tau_s, & g_t^{\text{cont}} \geq \tau_g \end{bmatrix}, \\ c_t &= \chi_t \text{clip}_{[0,1]}\left(\bar{\rho}_t s_t^{\text{risk}} g_t^{\text{cont}}\right). \end{aligned} \tag{16}$$

Because mean logged-motion agreement, visual-risk trust, and motion continuity all lie in [0,1], their clipped product also lies in [0,1], and multiplication by the binary gate preserves the shared coefficient in [0,1]. Let the positive speed and curvature bounds denote the maximum absolute corrections. We apply component-wise clipping,

$$\text{clip}_{\delta_v,\delta_\kappa}\left(\mathbf{r}_{t,i}\right) = \begin{pmatrix} \text{clip}_{[-\delta_v,\delta_v]}\left(r_{t,i}^{v}\right) \\ \text{clip}_{[-\delta_\kappa,\delta_\kappa]}\left(r_{t,i}^{\kappa}\right) \end{pmatrix}. \tag{17}$$

The final refined action is

$$\mathbf{a}_{t,i}^{\text{ref}} = \mathbf{a}_{t,i}^{\text{ema}} + \mathbb{I}[i \in \mathcal{I}_{\text{far}}] c_t \text{clip}_{\delta_v,\delta_\kappa}\left(\mathbf{r}_{t,i}\right). \tag{18}$$

The shared scalar controls both action channels, and no learned channel selector is used. Outside the far-horizon set, Eq. (18) returns the EMA action exactly. Inside the far-horizon set, the shared coefficient is bounded by one and each residual component is clipped, implying

$$\begin{aligned} \left|v_{t,i}^{\text{ref}} - v_{t,i}^{\text{ema}}\right| &\leq c_t \delta_v \leq \delta_v, \\ \left|\kappa_{t,i}^{\text{ref}} - \kappa_{t,i}^{\text{ema}}\right| &\leq c_t \delta_\kappa \leq \delta_\kappa. \end{aligned} \tag{19}$$

Thus the refinement preserves the EMA near horizon exactly and gives an explicit component-wise bound on every far-horizon correction.

4.4 Inference and Implementation Details

The frozen backend is Qwen2.5-VL-7B-Instruct, loaded through ModelScope Swift with the vLLM backend. No LoRA adapter or task-specific fine-tuning weights are used; all VLA calls share the same base instruction-tuned weights.

The action pipeline first obtains a scene description and driving intent from the current image and recent motion history, then generates a speed-curvature sequence. The visual-risk state is extracted separately and is used only by the post-generation reliability control. Consequently, Raw, EMA, and

ROVER-VLA share the same base action sequence. Outputs are structurally validated before evaluation, and all numerical inference and refinement settings are reported in Section 5.1.

5 Experiments and Discussion

5.1 Experimental Setup

Dataset and Evaluation Samples. ORAD-3D [6] is a large-scale multimodal benchmark for autonomous driving in unstructured off-road environments, containing 57,808 frames from 145 sequences collected across multiple seasons. It covers diverse off-road scenes and substantial variations in terrain, weather, and illumination, providing a broad test bed for planning under weakly structured conditions. The dataset includes RGB and LiDAR observations together with derived depth and pose information. In this work, we use the front-view RGB observations as VLA inputs and the pose stream relevant to trajectory planning; the pose estimates, obtained from LiDAR odometry, provide the reference motion used for trajectory evaluation. Following the official data split, we select the refinement configuration on the validation set and report the final performance on the test set. The split supports evaluation across diverse environmental conditions and long-horizon sequences.

Temporal Resampling and Window Construction. Because the original ORAD-3D sequences have irregular timestamps, each continuous segment is aligned to a nominal *0.5* s temporal grid before inference. The grid is anchored at the first timestamp of the segment, and each target time is assigned the nearest recorded frame when the absolute temporal offset is no greater than *0.15* s. A larger offset closes the current segment, after which a new grid is initialized from the next unused frame. No temporal interpolation is applied; the original observations, ego poses, and timestamps of the selected frames are retained. For the *6* s prediction setting, an eligible segment must contain at least *20* selected frames: six history frames, twelve future frames, and two auxiliary poses for observed-motion estimation. We then extract every possible 20-frame window with stride one, so adjacent windows share 19 frames. All temporal states are reset at resampled-segment boundaries.

This procedure yields 1,720 evaluation windows, all of which are used for the primary horizon-wise comparison. The distributional, condition-wise, and scene-level analyses use the shared subset $\mathcal{W}_{\text{common}}$ of 1,318 windows spanning 34 segment-level scenes, with all methods evaluated on the same subset within each analysis.

Evaluation Protocol. All methods are evaluated on recorded ORAD-3D sequences, with refinement using information available up to the current frame. Each accepted speed-curvature sequence is integrated from the current ego origin using Eq. (2); the pose-derived reference trajectory is transformed into the same frame for error measurement. Structural validation is applied before integration.

Experimental Configuration. The frozen backend is Qwen2.5-VL-7B-Instruct, loaded through ModelScope Swift with vLLM and without task-specific fine-tuning. The action context contains six logged speed-curvature observations from the preceding 3.0 s. Action generation uses temperature *0.7* and top-$p = 0.8$; visual-risk extraction uses temperature *0* and top-$p = 1.0$. An incomplete action sequence receives one compact-format retry with temperature *0* and top-$p = 1.0$; no random seed or additional deterministic-generation flag is set. Table 1 lists the remaining numerical settings.

Table 1. Experimental configuration and numerical settings. Units are shown in the fixed-value column rather than embedded in the method equations.

Group	Symbols or setting	Fixed value
Temporal grid and EMA	T; Δt; EMA coefficient; far-horizon indices	12, 0.5 s, 0.5, indices 7–12 (3.5–6.0 s)
Action validation	Required structure; admissible speed and curvature	Exactly 12 numeric pairs; [0, 20] m/s and [−1, 1] m^{-1}

Group	Symbols or setting	Fixed value
Motion preprocessing	Near-zero speed, curvature magnitude, retained precision	0.2 m/s, 0.2 m^{-1}, three decimals
History and agreement	Memory length; minimum histories; feedback scales; smoothing; agreement thresholds	3, 2, 0.55 m/s, 0.14 m^{-1}, 0.65, 0.85, 0.05
Consensus and continuity	MAD scales; near-term length; continuity/novelty weights and thresholds	1.40 m/s, 0.32 m^{-1}, 2, 0.50, 2.00 m^2/s, 0.48 m/s, 0.20, 0.80
Visual-risk state	Maximum items in $\mathcal{R}_t$	3
Parent weighting	Memory-weight limits; risk-multiplier limits; risk strength	0.35, 1.00, 0.35, 1.00, 0.16
Residual eligibility	Reliability, visual-trust, and continuity thresholds	0.40, 0.80, 0.75
Bounded residual	Maximum speed and curvature corrections	0.15 m/s, 0.15 m^{-1}

Metrics. At each prediction step, displacement error is measured as the Euclidean distance between the predicted position and the pose-derived ground-truth position. ADE@H is the average of these displacement errors over all prediction steps up to horizon H, followed by averaging over all evaluation windows. FDE_{6s} is the terminal displacement error at the six-second prediction horizon, averaged over all evaluation windows. The latter is the primary far-horizon outcome, while ADE@H provides a complementary whole-trajectory measure. All displacement metrics are reported in metres and lower is better. Metrics and relative changes are computed from full-precision values; distances are displayed to three decimals and percentages to one decimal throughout.

5.2 Overall Performance and Diagnostic Analysis

Table 2 presents the primary horizon-wise comparison on the complete predefined evaluation list, including the Raw baseline, the external OpenEMMA and LightEMMA baselines, and ROVER-VLA. The index-wise EMA is a component of ROVER-VLA rather than a standalone main baseline and is therefore analyzed only in Section 5.3. The subsequent distributional, condition-wise, and scene-level diagnostics use the shared subset $\mathcal{W}_{\mathrm{common}}$ defined in Section 5.1.

Table 2. Overall trajectory-planning performance on the complete predefined ORAD-3D evaluation list. ADE is cumulative to the stated horizon; all values are in metres and lower is better.

Method	ADE@3 (m) ↓	ADE@4 (m) ↓	ADE@5 (m) ↓	ADE@6 (m) ↓	FDE_{6s} (m) ↓
Raw	0.478	0.666	0.886	1.137	2.565
OpenEMMA	0.830	0.925	1.058	1.227	2.213
LightEMMA	0.476	0.656	0.865	1.102	2.439
ROVER-VLA (Ours)	**0.438**	**0.597**	**0.779**	**0.984**	**2.139**

ROVER-VLA achieves the lowest error in all five reported metrics. Relative to Raw, it reduces ADE@3/4/5/6 by 8.4%, 10.4%, 12.1%, and 13.5%, respectively, and lowers FDE_{6s} by 16.6%. The increasing ADE reduction with prediction horizon is consistent with the design objective of suppressing accumulated far-horizon drift. ROVER-VLA also improves ADE@6 by 19.8% over OpenEMMA and 10.7% over LightEMMA, while reducing FDE_{6s} by 3.3% and 12.3%, respectively. The smaller terminal-error margin over OpenEMMA indicates that the advantage is strongest in cumulative long-horizon trajectory accuracy rather than uniformly large on every metric.

5.2.1 Tail Error and Large-Error Frequency

Mean ADE@6 and FDE_{6s} can conceal low-frequency, large terminal deviations. We therefore characterize the six-second endpoint-error distribution on $\mathcal{W}_{\mathrm{common}}$ as defined in Section 5.1. All methods

are evaluated on the same windows in this analysis.

For each evaluation window, the terminal error is the Euclidean distance between the predicted endpoint and the ground-truth endpoint at the six-second horizon. In addition to the median and empirical 90th and 95th percentiles, we report the FDE conditional value at risk at the 95% level ($\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$), computed as the mean of the largest 5.0% of terminal errors. Because $\mathcal{W}_{\mathrm{common}}$ contains 1,318 windows, this upper-tail statistic averages the 66 largest errors. We denote the q th percentile by P_q^{FDE}. The large-error frequency R_τ^{FDE} is the proportion of evaluation windows whose six-second terminal error exceeds threshold τ; we report it at thresholds of 2, 5, and 10 m.

Table 3. Distribution of six-second final displacement error FDE_{6s} on $\mathcal{W}_{\mathrm{common}}$. $\mathrm{P}_{\mathrm{q}}^{\mathrm{FDE}}$ denotes the qth percentile, $\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$ is the mean of the 66 largest errors, and $\mathrm{R}_{\tau}^{\mathrm{FDE}}$ is the exceedance rate at threshold τ. Lower is better.

Method	P_{50}^{FDE} (m) ↓	P_{90}^{FDE} (m) ↓	P_{95}^{FDE} (m) ↓	$\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$ (m)↓	R_2^{FDE} (%)↓	R_5^{FDE} (%)↓	R_{10}^{FDE} (%)
Raw	1.929	5.614	7.664	10.364	48.6%	12.6%	2.4%
OpenEMMA	**1.501**	5.017	6.817	9.856	**39.2%**	10.1%	2.1%
LightEMMA	1.803	5.065	7.100	9.784	44.5%	10.2%	2.3%
ROVER-VLA (Ours)	1.572	**4.580**	**6.423**	**9.115**	39.8%	**8.5%**	**1.3%**

Table 3 shows that ROVER-VLA has the lowest displayed P_{90}^{FDE}, P_{95}^{FDE}, $\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$, R_5^{FDE}, and R_{10}^{FDE}. Relative to Raw, it reduces P_{50}^{FDE}, P_{95}^{FDE}, and $\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$ by 18.5%, 16.2%, and 12.1%, respectively, while R_5^{FDE} and R_{10}^{FDE} fall from 12.6% and 2.4% to 8.5% and 1.3%. OpenEMMA has the lowest P_{50}^{FDE} and R_2^{FDE}, so ROVER-VLA's advantage is concentrated in the upper tail rather than every part of the distribution.

5.2.2 Condition-Wise Analysis

We next separate the post-hoc condition diagnostics into terrain and motion analyses because they address different questions. Terrain strata test whether the observed improvement persists across normal and visually challenging surfaces, whereas motion strata test whether it persists during directional and longitudinal state changes. All entries use $\mathcal{W}_{\mathrm{common}}$ and report ADE@6/FDE_{6s} in metres. Tables 4 and 5 show all four methods explicitly so that the comparator remains transparent in every row.

Table 4. Terrain-condition analysis on $\mathcal{W}_{\mathrm{common}}$. Each method cell reports ADE@6/FDE_{6s} in metres; lower is better. Challenging Terrain aggregates snow-, rock-, and grass-affected windows. The grass-only stratum contains 19 windows from two scenes and is included in the aggregate but omitted as a separate row because of its limited sample size. All snow-affected windows originate from a single scene. Conditions are assigned per evaluation window; a scene may contribute both Normal and Challenging Terrain windows, so the Scenes column is not additive.

Terrain condition	Windows	Scenes	Raw	OpenEMMA	LightEMMA	ROVER-VLA (Ours)
Normal Terrain	1154	31	1.222 / 2.791	1.296 / 2.364	1.146 / 2.551	**1.050 / 2.313**
Challenging Terrain (aggregate)	164	9	0.763 / 1.711	0.927 / 1.618	0.787 / 1.734	**0.635 / 1.380**
Snow-Affected	85	1	0.693 / 1.621	0.888 / 1.470	0.748 / 1.722	**0.648 / 1.466**
Rock-Affected	60	6	0.961 / 2.050	1.124 / 2.087	0.953 / 1.985	**0.701 / 1.422**

Table 4 uses Normal and Challenging Terrain as the top-level comparison, with the latter comprising 85 snow-, 60 rock-, and 19 grass-affected windows. ROVER-VLA has the lowest displayed ADE@6 and FDE_{6s} in every reported terrain stratum, indicating that its aggregate improvement is not contributed solely by normal-terrain windows. Relative to Raw, it reduces ADE@6/FDE_{6s} by approximately 14.1%/17.1% on

Normal Terrain and 16.8%/19.3% on Challenging Terrain. Against the strongest external baseline in each metric, the corresponding reductions on Challenging Terrain are 19.3% in ADE@6 relative to LightEMMA and 14.7% in FDE_{6s} relative to OpenEMMA.

The most pronounced terrain-specific difference occurs in the available Rock-Affected windows: relative to LightEMMA, ROVER-VLA lowers ADE@6 by approximately 26.4% and FDE_{6s} by 28.4%. This indicates a strong improvement on the six represented rock-affected scenes, while broader rocky-terrain generalization remains to be tested. ROVER-VLA also has the lowest snow-specific values; however, its FDE_{6s} is only 0.004 m lower than OpenEMMA and all 85 snow-affected windows originate from one scene. We therefore treat the snow result as scene-specific rather than evidence of broad snow-terrain generalization. The omitted grass-only row is likewise too small for a separate interpretation.

Table 5. Motion-condition analysis on $\mathcal{W}_{\text{common}}$. Each method cell reports ADE@6/FDE_{6s} in metres; lower is better. Directional and longitudinal motion are separate partitions of the same windows: each window has one directional label and one longitudinal label, so the five reported rows do not form a single mutually exclusive partition.

Motion condition	Windows	Scenes	Raw	OpenEMMA	LightEMMA	ROVER-VLA (Ours)
Directional motion						
Straight	1106	32	1.038 / 2.339	1.116 / 1.880	0.956 / 2.073	**0.848 / 1.814**
Turning	212	14	1.829 / 4.315	1.954 / 4.313	1.861 / 4.416	**1.784 / 4.198**
Longitudinal motion						
Steady	911	33	0.960 / 2.138	1.035 / 1.736	0.904 / 1.940	**0.792 / 1.666**
Accelerating	200	20	1.794 / 4.251	1.903 / 3.939	1.757 / 4.071	**1.673 / 3.933**
Decelerating	207	20	1.462 / 3.400	1.569 / 3.014	1.338 / 3.124	**1.255 / 2.855**

Table 5 shows that ROVER-VLA has the lowest displayed ADE@6 and FDE_{6s} in all five motion states, but the margin varies substantially. Relative to Raw, its ADE@6/ FDE_{6s} reductions are approximately 18.3%/22.4% for Straight and 17.5%/22.1% for Steady windows. The Decelerating stratum also shows clear reductions of 14.2%/16.0%. These results indicate that the method is most consistent during straight, steady, and decelerating motion.

Turning and Accelerating remain more difficult. In Turning windows, ROVER-VLA reduces Raw ADE@6/FDE_{6s} by only 2.5%/2.7%, and its absolute FDE_{6s} rises to 4.198 m compared with 1.814 m for Straight motion. Under acceleration, it maintains the lowest FDE_{6s}, but the difference from OpenEMMA is only 0.006 m (3.933 versus 3.939 m). ROVER-VLA therefore remains the lowest-error method in these subsets, although its margin is smaller than in Straight, Steady, or Decelerating motion. Turning and acceleration remain the most challenging states and important targets for further improvement. The label definitions follow the fixed criteria used in the analysis pipeline.

5.2.3 Scene-Level Paired Analysis

Because the number of evaluation windows varies across scenes, window-level averages implicitly give greater weight to longer scenes. To complement this view, we perform a scene-level paired analysis in which each of the 34 segment-level scenes contributes one equally weighted summary value. For each metric and comparator, the paired difference is the ROVER-VLA scene-level error minus the comparator scene-level error, so negative values favour ROVER-VLA. Macro-mean reduction is the percentage decrease from the comparator's equally weighted scene macro-mean to the corresponding ROVER-VLA macro-mean; it is not a median percentage or an average of per-scene percentage changes.

Table 6. Scene-level paired comparison over 34 segment-level scenes in $\mathcal{W}_{\text{common}}$. Win count reports the scenes in which ROVER-VLA has lower error than the comparator. Δ is ROVER-VLA minus comparator, so negative mean and median values favour ROVER-VLA. Displacement differences are in metres. Macro-mean reduction is computed from equally weighted scene means as described in the text.

Comparator	ADE@6 win count	Mean Δ ADE@6	Median Δ ADE@6	ADE@6 macro-mean reduction	FDE_{6s} win count	Mean Δ FDE_{6s}	Median Δ FDE_{6s}	FDE_{6s} macro-mean reduction
Raw	32/34	*−0.1560*	*−0.1340*	16.2%	33/34	*−0.4129*	*−0.3355*	19.4%
OpenEMMA	33/34	*−0.2765*	*−0.1761*	25.5%	21/34	*−0.2296*	*−0.0914*	11.8%
LightEMMA	29/34	*−0.0993*	*−0.0810*	11.0%	27/34	*−0.2323*	*−0.1938*	11.9%

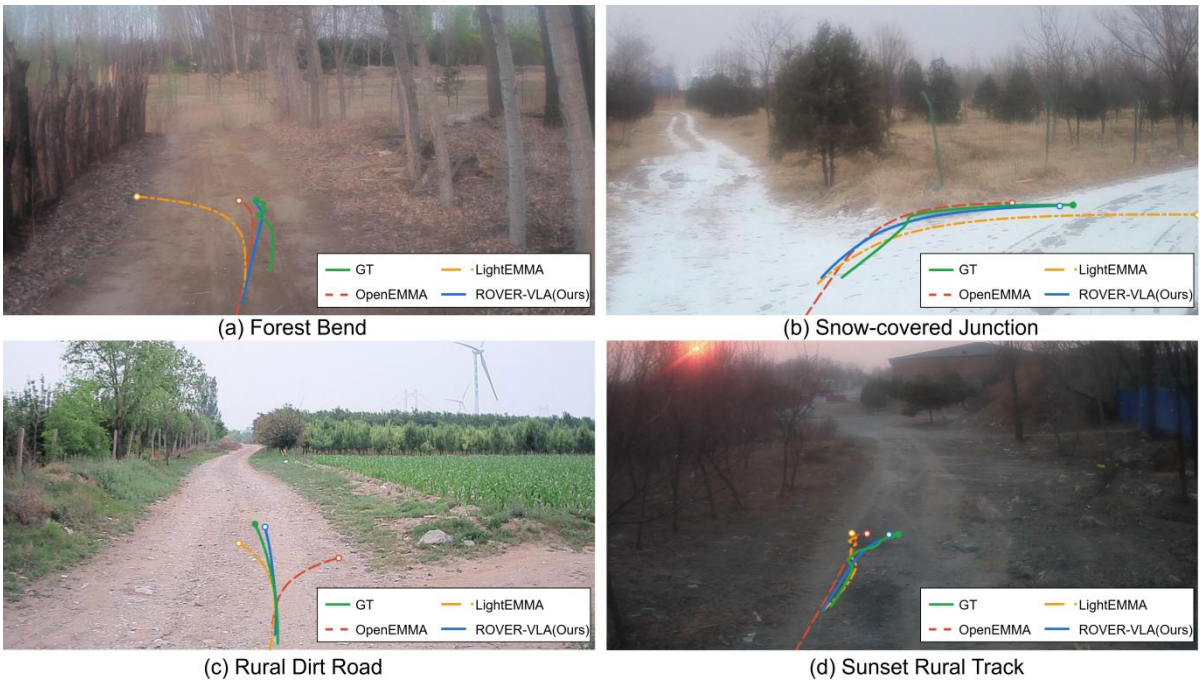


Fig. 3. Qualitative trajectory comparison in representative off-road conditions: (a) forest bend, (b) snow-covered junction, (c) rural dirt road, and (d) sunset rural track. Curves show GT, OpenEMMA, LightEMMA, and ROVER-VLA after the common speed-curvature integration. Across changes in geometry, surface appearance, and illumination, ROVER-VLA more consistently follows the GT direction and endpoint, with the clearest differences appearing toward the far horizon.

Table 7. EMA-anchor design comparison. All values are in metres and lower is better.

Method	ADE@6 ↓	FDE_{6s} ↓	Jitter ↓
Index-wise EMA	**1.024**	**2.303**	0.659
Aligned action EMA	1.077	2.326	0.658
Ego-compensated trajectory EMA	1.126	2.366	**0.551**

Table 6 provides the strongest consistency result against Raw: ROVER-VLA lowers ADE@6 in 32/34 scenes and FDE_{6s} in 33/34. The corresponding scene macro-means decrease from 0.963 to 0.807 m for ADE@6 and from 2.125 to 1.712 m for FDE_{6s}, yielding reductions of 16.2% and 19.4%. Relative to OpenEMMA, it lowers ADE@6 in 33 scenes and reduces the ADE@6 scene macro-mean from 1.083 to

0.807 m. Its FDE_{6s} win count is more moderate at 21/34 scenes, even though the corresponding macro-mean decreases from 1.941 to 1.712 m (11.8%). This combination indicates that the terminal-error advantage is not uniform across scenes: improvements in the winning scenes outweigh degradations in the remaining scenes.

Against LightEMMA, ROVER-VLA wins on ADE@6 in 29/34 scenes and on FDE_{6s} in 27/34. The ADE@6 and FDE_{6s} scene macro-means decrease from 0.906 to 0.807 m and from 1.944 to 1.712 m, corresponding to reductions of 11.0% and 11.9%. All mean and median paired differences in Table 6 are negative, indicating that the aggregate improvement is distributed across scenes rather than being driven by a small subset of unusually large gains. This scene-balanced aggregation therefore complements the window-level averages by limiting the disproportionate influence of longer segments on the summary.

5.2.4 Qualitative Trajectory Visualization

Figure 3 compares the integrated trajectories in four representative off-road conditions spanning curved geometry, snow-obscured boundaries, dirt-road tracking, and challenging illumination. At the forest bend, LightEMMA turns too early and accumulates a large lateral offset, whereas ROVER-VLA follows the GT bend more closely. At the snow-covered junction, ROVER-VLA preserves the turning direction and remains close to the GT branch despite weak surface boundaries. On the rural dirt road, ROVER-VLA stays closely aligned with the GT trajectory, while OpenEMMA bends too far to the right and LightEMMA deviates to the left near the far horizon. On the sunset rural track, all predictions remain locally plausible, but ROVER-VLA shows the closest overall agreement with the GT path.

A common pattern across the four cases is that the methods remain relatively similar near the current ego position, while their trajectories separate more clearly toward the endpoint as speed and curvature errors accumulate. ROVER-VLA exhibits less far-horizon drift in these examples, consistent with the horizon-wise improvements in Table 2. This behavior also matches the design of the bounded far-horizon refinement: the near-term motion is largely preserved, while accumulated long-horizon deviation is corrected where it becomes most consequential.

Table 8. Internal configuration ablation on the complete predefined evaluation list. Memory Only denotes the reliability-controlled parent proposal; ROVER-VLA denotes the complete configuration with proposal memory, the shared eligibility gate, and bounded residual refinement. All values are in metres and lower is better.

Configuration	Memory	EMA	Refinement Head	ADE@6↓	FDE_{6s} ↓	$CVaR_{95}^{FDE}$ ↓	Aligned-Plan Inconsistency ↓
Raw	No	No	None	1.137	2.565	9.937	0.903
Memory Only	Yes	No	Parent Proposal	1.062	2.351	9.496	0.652
Index-Wise EMA Only	No	Yes	None	1.024	2.303	9.357	0.538
ROVER-VLA (Ours)	Yes	Yes	Shared Eligibility Gate + Component-Wise Residual	**0.984**	**2.139**	**8.768**	**0.373**

5.3 Ablation Studies

5.3.1 Anchor Design

The index-wise EMA in Eq. (3) combines predictions carrying the same relative-horizon label across successive planning cycles. It is not an absolute-time alignment because consecutive calls are separated by approximately one sampling step. We therefore compare it with two alternatives under the same outputs and smoothing factor. Aligned action EMA first advances the previous speed-curvature plan by one horizon index, holds its terminal value, and then smooths corresponding actions. Ego-compensated trajectory EMA instead integrates the previous actions, transforms the resulting trajectory into the current ego frame using

realized ego motion, resamples it at the current absolute prediction times, and smooths positions pointwise. The first two variants therefore differ in action-horizon correspondence, whereas the third performs smoothing in trajectory space.

Table 7 compares trajectory accuracy and cross-frame stability under the same evaluation protocol. Cross-frame jitter is measured after ego-motion compensation and absolute-time alignment of consecutive trajectories.

Index-wise EMA achieves the lowest ADE@6 and FDE_{6s}. Aligned action EMA changes jitter only marginally while increasing both displacement metrics, indicating that shifting by one index adds little useful terminal information. Ego-compensated trajectory EMA produces the lowest jitter but higher displacement error.

The trajectory-space variant assumes that the previous prediction persists as a world-coordinate plan. After ego-motion compensation, however, the previous trajectory misses the current ego origin by 0.190 m on average; averaging positions therefore reintroduces part of this handoff error and can violate the speed-curvature kinematics preserved by action smoothing. Index-wise EMA instead re-integrates the smoothed actions from the current ego origin, giving the strongest observed accuracy-stability trade-off in this evaluation.

5.3.2 Component Ablation

Table 8 compares four refinement configurations on the complete predefined evaluation list. Raw contains no temporal refinement; Memory Only uses the reliability-controlled parent proposal; Index-Wise EMA Only applies the temporal anchor; and ROVER-VLA combines the anchor, proposal memory, shared eligibility gate, and bounded residual refinement. $\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$ summarizes the upper tail of terminal error, while aligned-plan inconsistency is the mean ℓ_2 separation of temporally aligned overlapping predictions from consecutive same-scene frames.

Relative to Raw, Memory Only reduces ADE@6, FDE_{6s}, $\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$, and aligned-plan inconsistency by 6.6%, 8.4%, 4.4%, and 27.8%, respectively; Index-Wise EMA Only reduces them by 10.0%, 10.2%, 5.8%, and 40.4%. ROVER-VLA records the lowest value in every column and, relative to Index-Wise EMA Only, further reduces terminal-error $\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$ by 6.3% and aligned-plan inconsistency by 30.8%.

The comparison between Index-Wise EMA Only and ROVER-VLA isolates the contribution of proposal memory, the shared eligibility gate, and bounded residual refinement beyond temporal smoothing alone. Taken together, the ablations show that the EMA anchor supplies a strong baseline stabilization, while proposal memory and gated residual refinement provide additional gains in terminal robustness and aligned-plan consistency. Their complementary effects are consistent with the complete configuration achieving the best values across all four reported metrics.

5.4 Limitations

The present evaluation uses ORAD-3D and one frozen Qwen2.5-VL backbone. Some terrain-specific subsets are small, including the grass-only subset, and all Snow-Affected windows come from one segment-level scene. Evaluation on additional datasets, VLA backbones, and interactive driving systems will further characterize the method across a wider range of operating conditions.

6 Conclusion

ROVER-VLA improves the temporal reliability of long-horizon off-road VLA planning through Feedback-Aware Proposal Memory and reliability-controlled action refinement. On ORAD-3D, it reduces ADE@6 and FDE_{6s} by 13.5% and 16.6% relative to Raw and achieves the lowest displayed errors across the reported terrain and motion strata. The scene-level results further show that these gains are broadly distributed rather than concentrated in a small number of sequences. Overall, the results demonstrate that

lightweight temporal feedback can improve the stability of numerical actions generated by a frozen VLA.

Funding

This work was supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 52275005 and 52502496), the Natural Science Basic Research Program of Shaanxi (Grant No. 2025JC-QYXQ-027), the Open Research Fund of Anhui Province Key Laboratory of Machine Vision Detection and Perception (Grant No. KLMVI-2025-HIT-06), the Beijing Natural Science Foundation under Grant No. L2609087, and the Beijing-Tianjin-Hebei Collaborative Innovation Project of Tianjin Science and Technology Plan under Grant No. 25YFXTHZ00010.

References：

[1] Maggie Wigness, Sungmin Eum, John G. Rogers, David Han, Heesung Kwon. A RUGD Dataset for Autonomous Navigation and Visual Perception in Unstructured Outdoor Environments. 2019 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS): 5000-5007 (2019). https://doi.org/10.1109/IROS40897.2019.8968283

[2] Peter Mortimer, Raphael Hagmanns, Miguel Granero, Thorsten Luettel, Janko Petereit, Hans-Joachim Wuensche. The GOOSE Dataset for Perception in Unstructured Environments. 2024 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 14838-14844 (2024). https://doi.org/10.1109/ICRA57147.2024.10611298

[3] Samuel Triest, Matthew Sivaprakasam, Sean J. Wang, Wenshan Wang, Aaron M. Johnson, Sebastian Scherer. TartanDrive: A Large-Scale Dataset for Learning Off-Road Dynamics Models. 2022 International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 2546-2552 (2022). https://doi.org/10.1109/ICRA46639.2022.9811648

[4] Kavisha Vidanapathirana, Joshua Knights, Stephen Hausler, Mark Cox, Milad Ramezani, Jason Jooste, Ethan Griffiths, Shaheer Mohamed, Sridha Sridharan, Clinton Fookes, Peyman Moghadam. WildScenes: A Benchmark for 2D and 3D Semantic Segmentation in Large-Scale Natural Environments. The International Journal of Robotics Research, 44(4): 532-549 (2025). https://doi.org/10.1177/02783649241278369

[5] Peng Jiang, Philip Osteen, Maggie Wigness, Srikanth Saripalli. RELLIS-3D Dataset: Data, Benchmarks and Analysis. 2021 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 1110-1116 (2021). https://doi.org/10.1109/ICRA48506.2021.9561251

[6] Chen Min, Jilin Mei, Heng Zhai, Shuai Wang, Tong Sun, Fanjie Kong, Haoyang Li, Fangyuan Mao, Fuyang Liu, Shuo Wang, Yiming Nie, Qi Zhu, Liang Xiao, Dawei Zhao, Yu Hu. Advancing Off-Road Autonomous Driving: The Large-Scale ORAD-3D Dataset and Comprehensive Benchmarks. 2025. arXiv:2510.16500. https://doi.org/10.48550/arXiv.2510.16500

[7] Aditya Prakash, Kashyap Chitta, Andreas Geiger. Multi-Modal Fusion Transformer for End-to-End Autonomous Driving. 2021 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 7077-7087 (2021). https://doi.org/10.1109/CVPR46437.2021.00700

[8] Hao Shao, Letian Wang, Ruobing Chen, Hongsheng Li, Yu Liu. Safety-Enhanced Autonomous Driving Using Interpretable Sensor Fusion Transformer. Proceedings of the 6th Conference on Robot Learning, 205: 726-737 (2023).

[9] Shengchao Hu, Li Chen, Penghao Wu, Hongyang Li, Junchi Yan, Dacheng Tao. ST-P3: End-to-End Vision-Based Autonomous Driving via Spatial-Temporal Feature Learning. Computer Vision - ECCV 2022, 13698: 533-549 (2022). https://doi.org/10.1007/978-3-031-19839-7_31

[10] Yihan Hu, Jiazhi Yang, Li Chen, Keyu Li, Chonghao Sima, Xizhou Zhu, Siqi Chai, Senyao Du, Tianwei Lin, Wenhai Wang, Lewei Lu, Xiaosong Jia, Qiang Liu, Jifeng Dai, Yu Qiao, Hongyang Li. Planning-Oriented Autonomous Driving. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 17853-17862 (2023). https://doi.org/10.1109/CVPR52729.2023.01712

[11] Bo Jiang, Shaoyu Chen, Qing Xu, Bencheng Liao, Jiajie Chen, Helong Zhou, Qian Zhang, Wenyu Liu, Chang Huang, Xinggang Wang. VAD: Vectorized Scene Representation for Efficient Autonomous Driving. Proceedings of the

IEEE/CVF International Conference on Computer Vision (ICCV): 8340-8350 (2023). https://doi.org/10.1109/ICCV51070.2023.00766.

[12] Jiageng Mao, Yuxi Qian, Junjie Ye, Hang Zhao, Yue Wang. GPT-Driver: Learning to Drive with GPT. 2023. arXiv:2310.01415. https://doi.org/10.48550/arXiv.2310.01415.

[13] Hao Shao, Yuxuan Hu, Letian Wang, Guanglu Song, Steven L. Waslander, Yu Liu, Hongsheng Li. LMDrive: Closed-Loop End-to-End Driving with Large Language Models. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 15120-15130 (2024). https://doi.org/10.1109/CVPR52733.2024.01432.

[14] Jyh-Jing Hwang, Runsheng Xu, Hubert Lin, Wei-Chih Hung, Jingwei Ji, Kristy Choi, Di Huang, Tong He, Paul Covington, Benjamin Sapp, Yin Zhou, James Guo, Dragomir Anguelov, Mingxing Tan. EMMA: End-to-End Multimodal Model for Autonomous Driving. Transactions on Machine Learning Research (2025).

[15] Shuo Xing, Chengyuan Qian, Yuping Wang, Hongyuan Hua, Kexin Tian, Yang Zhou, Zhengzhong Tu. OpenEMMA: Open-Source Multimodal Model for End-to-End Autonomous Driving. Proceedings of the Winter Conference on Applications of Computer Vision Workshops (WACVW): 1001-1009 (2025).

[16] Zhijie Qiao, Haowei Li, Zhong Cao, Henry X. Liu. LightEMMA: Lightweight End-to-End Multimodal Model for Autonomous Driving. 2025. arXiv:2505.00284. https://doi.org/10.48550/arXiv.2505.00284.

[17] Liangdong Zhang, Yiming Nie, Haoyang Li, Fanjie Kong, Baobao Zhang, Shunxin Huang, Kai Fu, Chen Min, Liang Xiao. A Vision-Language-Action Model with Visual Prompt for OFF-Road Autonomous Driving. 2026. arXiv:2601.03519. https://doi.org/10.48550/arXiv.2601.03519.

[18] Kasi Viswanath, Kartikeya Singh, Peng Jiang, Sujit P. B., Srikanth Saripalli. OFFSEG: A Semantic Segmentation Framework For Off-Road Driving. 2021 IEEE 17th International Conference on Automation Science and Engineering (CASE): 354-359 (2021). https://doi.org/10.1109/CASE49439.2021.9551643

[19] Jie Fan, Xudong Zhang, Yijie Chen, Yuan Zou, Guodong Du, Yuanyuan Li, Basilio Lenzo. Vision-Based Local Motion Planner in Unstructured Environments Using Semantic Segmentation Guided Traversability Modeling and Parallelized Model Predictive Path Integral Algorithm. Automotive Innovation (2026). https://doi.org/10.1007/s42154-025-00394-4

[20] Ziying Song, Lin Liu, Feiyang Jia, Yadan Luo, Caiyan Jia, Guoxin Zhang, Lei Yang, Li Wang. Robustness-Aware 3D Object Detection in Autonomous Driving: A Review and Outlook. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 25(11): 15407-15436 (2024). https://doi.org/10.1109/TITS.2024.3439557.

[21] Huilin Yin, Ziming Zhao, Jun Yan, Daniel Watzenig. Certified Robustness in Automated Driving Perception: A Review. Automotive Innovation, 8: 817-837 (2025). https://doi.org/10.1007/s42154-024-00347-3.

[22] Ziying Song, Caiyan Jia, Lin Liu, Shaoqing Xu, Lei Yang, Yadan Luo. GraphBEV++: Multi-Modal Feature Alignment for Autonomous Driving. 2026. arXiv:2606.16354. https://doi.org/10.48550/arXiv.2606.16354.

[23] Zheng Zang, Xiaojie Gong, Xi Zhang, Jianwei Gong. Coordinated Path Planning for Autonomous Ground Vehicles in Off-Road Environments with 3D Rigid Terrain and Obstacles. Knowledge-Based Systems, 326: 114055 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.114055.

[24] Zhenhua Xu, Yujia Zhang, Enze Xie, Zhen Zhao, Yong Guo, Kwan-Yee K. Wong, Zhenguo Li, Hengshuang Zhao. DriveGPT4: Interpretable End-to-End Autonomous Driving via Large Language Model. IEEE Robotics and Automation Letters, 9(10): 8186-8193 (2024). https://doi.org/10.1109/LRA.2024.3440097.

[25] Yingzi Ma, Yulong Cao, Jiachen Sun, Marco Pavone, Chaowei Xiao. Dolphins: Multimodal Language Model for Driving. Computer Vision - ECCV 2024: 403-420 (2024). https://doi.org/10.1007/978-3-031-72995-9_23.

[26] Yuechen Luo, Fang Li, Qimao Chen, Shaoqing Xu, Jiaxin Liu, Ziying Song, Zhi-xin Yang, Fuxi Wen. Unleashing VLA Potentials in Autonomous Driving via Explicit Learning from Failures. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 24833-24842 (2026).

[27] Feiyang Jia, Lin Liu, Ziying Song, Caiyan Jia, Hangjun Ye, Xiaoshuai Hao, Long Chen. DriveWorld-VLA: Unified Latent-Space World Modeling with Vision-Language-Action for Autonomous Driving. 2026. arXiv:2602.06521. https://doi.org/10.48550/arXiv.2602.06521.

[28] Bin Sun, Yaoguang Cao, Yan Wang, Rui Wang, Jiachen Shang, Xiejie Feng, Jiayi Lu, Jia Shi, Shichun Yang, Xiaoyu Yan, Ziying Song. MindDrive: An All-in-One Framework Bridging World Models and Vision-Language Model for End-to-End Autonomous Driving. 2025. arXiv:2512.04441. https://doi.org/10.48550/arXiv.2512.04441.

[29] Shiyu Meng, Yi Wang, Yawen Cui, Lap-Pui Chau. Foundation Model-Assisted Interpretable Vehicle Behavior Decision Making. Knowledge-Based Systems, 324: 113868 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.113868.

[30] Wuchang Zhong, Jinglin Huang, Maoqiang Wu, Weinan Luo, Rong Yu. Large Language Model Based System with Causal Inference and Chain-of-Thoughts Reasoning for Traffic Scene Risk Assessment. Knowledge-Based Systems, 319: 113630 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.113630.

[31] Jinchang Xu, Sunan Zhang, Chen Sun, Jiawei Wang, Yang Xiao, Bingbing Li, Yulong Wang, Guodong Yin, Weichao Zhuang. DuSA: Dual-Loop Self-Learning Framework for Autonomous Driving with LLM-Guided Reinforcement Learning. Knowledge-Based Systems, 343: 116002 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2026.116002.

[32] Kang Sun, Haiyan Zhao, Hongbin Xie, Bingzhao Gao. Advanced Discrete SAC-Based Speed and Lane Change Decision-Making Method for Autonomous Vehicle in Highway Scenario. Knowledge-Based Systems, 314: 113213 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.113213.

[33] Zhiqi Li, Wenhai Wang, Hongyang Li, Enze Xie, Chonghao Sima, Tong Lu, Yu Qiao, Jifeng Dai. BEVFormer: Learning Bird's-Eye-View Representation from Multi-Camera Images via Spatiotemporal Transformers. Computer Vision - ECCV 2022, 13669: 1-18 (2022). https://doi.org/10.1007/978-3-031-20077-9_1.

[34] Anthony Hu, Gianluca Corrado, Nicolas Griffiths, Zachary Murez, Corina Gurau, Hudson Yeo, Alex Kendall, Roberto Cipolla, Jamie Shotton. Model-Based Imitation Learning for Urban Driving. Advances in Neural Information Processing Systems, 35: 20703-20716 (2022). https://doi.org/10.52202/068431-1505.

[35] Ziying Song, Caiyan Jia, Lin Liu, Hongyu Pan, Yongchang Zhang, Junming Wang, Xingyu Zhang, Shaoqing Xu, Lei Yang, Yadan Luo. Don't Shake the Wheel: Momentum-Aware Planning in End-to-End Autonomous Driving. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 22432-22441 (2025). https://doi.org/10.1109/CVPR52734.2025.02089.

[36] Yikai Wu, Qizhou Hu, Aiguo Lei, Ziying Song. MFPAD: Memory-Forgetting Planning for Long-Horizon End-to-End Autonomous Driving. IEEE Latin America Transactions, 24(8): 753-764 (2026). https://doi.org/10.1109/TLA.2026.11577664.

[37] Ruiyu Wang, Wenxie Lin, Gang Ren, Qi Cao, Zhe Zhang, Yue Deng. Interaction-Aware Vehicle Trajectory Prediction Using Spatial-Temporal Dynamic Graph Neural Network. Knowledge-Based Systems, 327: 114187 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.114187.

[38] Xudong Zhang, Yingqun Liu, Jie Fan, Guodong Du, Yuan Zou, Xuan Liu. Dual-Coordinate Graph Representation with Temporal Edge Encoding for Multi-Agent Trajectory Prediction. Knowledge-Based Systems, 329: 114427 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.114427.

[39] Xiangmo Zhao, Chao Li, Zhanwen Liu, Nan Yang, Rongjie Yu, Naikan Ding. Controlled Consistent Diffusion Network for Long-Tail Trajectory Generation. Knowledge-Based Systems, 333: 115087 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.115087.

[40] Yang Cui, Dong Guo, Yi Han. MELON: Hierarchical Multi-Agent Trajectory Prediction with Spatio-Temporal Uncertainty Adaptation. Knowledge-Based Systems, 334: 115143 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.115143

[41] Qinghua Qi, Xiaowei Xu, Mingxing Deng, Wei Liu, Xin Xu, Chen Zeng. DSFMamba: Dual-State Fusion Mamba for Long-Short Term Motion-Adaptive Streaming Perception in Autonomous Driving. Knowledge-Based Systems, 336: 115249 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.115249

[42] Ziying Song, Lin Liu, Hongyu Pan, Bencheng Liao, Mingzhe Guo, Lei Yang, Yongchang Zhang, Shaoqing Xu, Caiyan Jia, Yadan Luo. DIVER: Reinforced Diffusion Breaks Imitation Bottlenecks in End-to-End Autonomous Driving. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence: 1-17 (2026). https://doi.org/10.1109/TPAMI.2026.3708096

[43] Lin Liu, Caiyan Jia, Guanyi Yu, Ziying Song, Junqiao Li, Feiyang Jia, Peiliang Wu, Xiaoshuai Hao, Yadan Luo. GuideFlow: Constraint-Guided Flow Matching for Planning in End-to-End Autonomous Driving. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 3719-3728 (2026).

[44] Lin Liu, Caiyan Jia, Ziying Song, Hongyu Pan, Bencheng Liao, Wenchao Sun, Yongchang Zhang, Lei Yang, Yandan Luo. Fully Unified Motion Planning for End-to-End Autonomous Driving. 2025. arXiv:2504.12667. https://doi.org/10.48550/arXiv.2504.12667.

[45] Bin Sun, Boao Zhang, Jiayi Lu, Xinjie Feng, Jiachen Shang, Rui Cao, Mengchao Zheng, Chuanye Wang, Shichun Yang, Yaoguang Cao, Ziying Song. FocalAD: Local Motion Planning for End-to-End Autonomous Driving. Automotive Innovation (2026). https://doi.org/10.1007/s42154-025-00465-6

[46] Wenchao Sun, Xuewu Lin, Yining Shi, Chuang Zhang, Haoran Wu, Sifa Zheng. SparseDrive: End-to-End Autonomous Driving via Sparse Scene Representation. 2025 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 8795-8801 (2025). https://doi.org/10.1109/ICRA55743.2025.11128800

[47] Junming Wang, Xingyu Zhang, Zebin Xing, Songen Gu, Xiaoyang Guo, Yang Hu, Ziying Song, Qian Zhang, Xiaoxiao Long, Wei Yin. HE-Drive: Human-Like End-to-End Driving with Vision Language Models. 2024. arXiv:2410.05051. https://doi.org/10.48550/arXiv.2410.05051

[48] Yuqi Wang, Jiawei He, Lue Fan, Hongxin Li, Yuntao Chen, Zhaoxiang Zhang. Driving into the Future: Multiview Visual Forecasting and Planning with World Model for Autonomous Driving. 2024 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 14749-14759 (2024). https://doi.org/10.1109/CVPR52733.2024.01397

[49] Daniel Dauner, Marcel Hallgarten, Andreas Geiger, Kashyap Chitta. Parting with Misconceptions about Learning-Based Vehicle Motion Planning. Proceedings of the 7th Conference on Robot Learning, 229: 1268-1281 (2023).

[50] Ziying Song, Caiyan Jia, Lin Liu, Lei Yang, Shengkai Zhang, Feiyang Jia, Fengda Zhao, Peiliang Wu, Shaoqing Xu, Chen Lv, Yadan Luo. GraphWorld: Long-Horizon Planning with World Models for End-to-End Autonomous Driving. 2026. arXiv:2606.16274. https://doi.org/10.48550/arXiv.2606.16274.

[51] Yufeng Hong, Xiaotian Zhou, Yingyan Li, Xiangpo Zhou, Lin Liu, Yadan Luo, Shaoqing Xu, Lei Yang, Ziying Song. DriveFuture: Future-Aware Latent World Models for Autonomous Driving. 2026. arXiv:2605.09701. https://doi.org/10.48550/arXiv.2605.09701.

[52] Xiangyu Sun, Shijie Wang, Fengyi Zhang, Lin Liu, Caiyan Jia, Ziying Song, Zi Huang, Yadan Luo. VGGT-World: Transforming VGGT into an Autoregressive Geometry World Model. 2026. arXiv:2603.12655. https://doi.org/10.48550/arXiv.2603.12655.

Modeling and Control for High-sideslip Vehicles on Nonplanar Roads

Ren Hongbin，Li Ruifeng

School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, China

Abstract: To extend vehicle handling limits under aggressive manoeuvres, this study investigates high-sideslip control on nonplanar roads, where terrain-induced load variations substantially affect stability but are often neglected in planar-road formulations. To address this issue, a nonplanar vehicle dynamics model is developed using a curved-ribbon road description and a first-order approximation of suspension-mediated vertical load dynamics, improving vertical-load accuracy by up to 35% compared with rigid-contact modelling in bump-road tests. Based on this model, a time-optimal planner and an optimisation-based tracking controller are designed to exploit near-limit capability while maintaining robustness to load changes. A hardware-in-the-loop (HIL) platform is constructed to evaluate the framework. Results show that, on undulating roads, the proposed approach increases achievable cornering speed by 1.3-2.5 m/s, reduces peak lateral tracking error by 0.4-0.7 m, and prevents wheel lift-off observed with planar-model controllers. The added computational burden remains moderate, with average solver time increasing by only 2.8 ms. These findings confirm that incorporating nonplanar effects is crucial for reliable high-sideslip control and demonstrate the practical feasibility of the proposed framework for near-limit autonomous manoeuvring. The framework also provides a transferable basis for load-aware planning and control on more general three-dimensional roads, supporting subsequent scaled-vehicle and full-size experimental validation under demanding autonomous-driving conditions.

Keywords: Autonomous vehicles; aggressive maneuvers; nonlinear model predictive control; nonplanar roads

1 Introduction

Autonomous vehicles are expected to achieve motion control performance comparable to, or exceeding, that of human drivers to ensure operational safety. Motion control is therefore a fundamental enabler of high-performance autonomous driving. Substantial progress has been made in vehicle motion control under low-sideslip operating conditions [1]. However, controlling vehicles near the handling limit remains challenging due to pronounced nonlinearities [2]. In off-road environments, aggressive maneuvers frequently induce high-sideslip, a condition commonly observed in rally racing and characterized by large sideslip angles. In such regimes, the vehicle departs from the traditionally defined stable region in the phase portrait, suggesting untapped potential for enhancing maneuverability at the handling limit. Moreover, as vehicle speed increases, road geometry becomes a critical influencing factor. During high-demand maneuvers on nonplanar terrain, abrupt load transfers can substantially affect vehicle dynamics and may even trigger loss of control. Accordingly, investigating the dynamic behavior and control strategies of high-sideslip vehicles on nonplanar roads is essential for improving the extreme maneuverability and safety of autonomous vehicles in complex environments.

High-sideslip maneuvers can be broadly categorized into two types [3]: sustained high-sideslip maneuvers and transient high-sideslip maneuvers. Since the vehicle can be regarded as in a quasi-steady state during sustained high-sideslip control, many researchers have conducted stability analyses of sustained high-sideslip maneuvers [4, 5]. Based on these analyses, closed-loop feedback control methods

that use equilibrium points as references have been developed [6, 7, 8]. In addition, LQR [9], LMPC [10], and NMPC [11] methods have also been successfully applied in recent years. These methods have demonstrated satisfactory performance in applications such as circular and "figure-eight" high-sideslip maneuvers. Transient high-sideslip maneuvers consider that high-sideslip maneuvers are more effective than low-drift maneuvers under extreme cornering conditions. Therefore, its objective is to control the vehicle into a high-sideslip posture to enhance cornering speed and return to a low-drift state upon exiting the corner, thereby facilitating straight-line acceleration [12, 13]. The high-sideslip maneuvers presented in this paper fall under the category of transient high-sideslip maneuvers, as the objective is to maximize cornering speeds rather than maintain a high-sideslip state. Regarding the optimality of high-sideslip maneuvers, [14] conducted experiments using optimal control methods.

High-sideslip maneuvers on flat roads have been extensively studied in the past, whereas research on high-sideslip maneuvers on nonplanar roads remains quite limited. The methods for modeling vehicle motion on nonplanar roads have primarily focused on fixed slopes, where the gravitational forces can be projected onto different directions through straightforward calculations without considering other forces [15]. To further describe vehicle motion on a nonplanar road, [16] employed a ribbon-shaped road with curvature for modeling, and [17] extended this to roads with curved cross-section. Subsequently, [18] proposed a modeling method applicable to general surfaces, and [19] further introduced considerations for vehicle height. [20] proposed a parametric modeling method that directly calculates the surface parameters from a mesh of measured data, and avoids the measurement and calculation of Euler angles. [21] conducted a summary of the road models for vehicular control. Due to the complex dynamic characteristics of vehicles under high-sideslip conditions, few studies have integrated nonplanar kinematics with high-sideslip dynamics.

In summary, existing research on high-sideslip maneuvers over nonplanar road surfaces remains limited, leading flat-road-based controllers to exhibit degraded performance when applied to nonplanar environments.

The main contributions are as follows:

- A nonlinear vehicle dynamics model for driving on nonplanar roads with ribbon curvature is developed, in which the vertical load representation is enhanced. Simulation results indicate that the proposed model achieves markedly higher vertical load accuracy compared with state-of-the-art formulations.
- A time-optimal trajectory planner and a trajectory-tracking controller are designed based on the proposed model, enabling vehicle operation near the handling limit on nonplanar terrain.
- The effectiveness of the proposed planning and control framework is validated through hardware-in-the-loop (HIL) simulations, demonstrating improved stability, tracking performance, and time optimality. Furthermore, a comparative analysis between planar and nonplanar model-based optimization problems is conducted to quantify the computational implications of the nonplanar modeling.

The work is organised as follows. In Section 2, we presented the model for a vehicle moving on a nonplanar road. In Section 3, we formulated optimal control problems and designed a time-optimal planner and a trajectory tracking controller along with their cost, constraints, and terminal sets. In Section 4, we conducted hardware-in-the-loop experiments to validate the effectiveness of the proposed nonplanar controller, then analyzed the impact of the nonplanar model on real-time performance. Finally, in Section 5, we summarized the paper's content.

2 System Modeling

2.1 Kinematics on Curved-ribbon-based Road

The schematic diagram of the road model is shown in Figure 1. Before introducing the models adopted in this study, several basic assumptions are first proposed as follows:

- The geometric characteristics of the vehicle are neglected. The vehicle is regarded as a point mass in nonplanar road kinematics.
- The curvature of the road in the lateral direction is ignored (i.e., the gray line segments in Figure 1 are always straight).

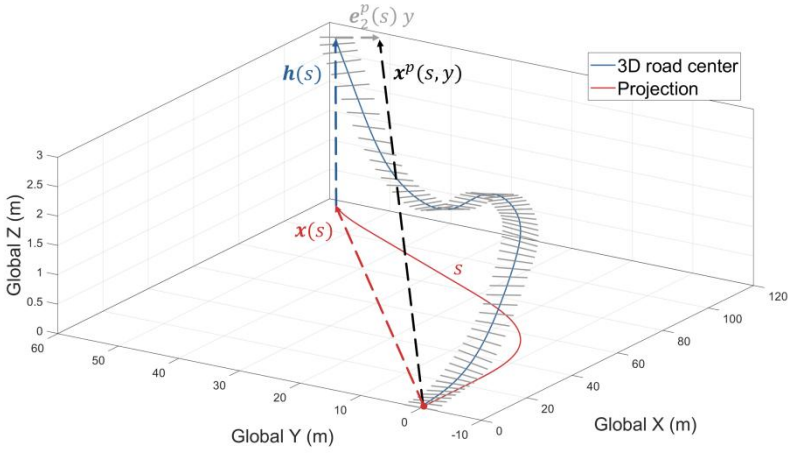


Figure 1. Schematic diagram of the road model.

First, define the position of the road center line projection onto the plane as $\boldsymbol{x}(s)$. Specifically, s denotes the length of the road projection on the two-dimensional plane (i.e., the red curvature in Figure 1) rather than that of the ribbon curvature road itself (i.e., the blue curvature in Figure 1). This definition makes the road height $\boldsymbol{h}(s)$ an explicit function of s, avoiding the coupling between road height and road length. Then, we introduce $\boldsymbol{e}_y^p$ to define the lateral direction of the road with a road bank angle. Finally, the position of the vehicle on the nonplanar road can be described by the following formula:

$$\boldsymbol{x}^p(s,y) = \boldsymbol{x}(s) + \boldsymbol{h}(s) + \boldsymbol{e}_y^p(s)y \tag{1}$$

where y represents the lateral distance relative to the road center. Both $\boldsymbol{x}(s)$ and $\boldsymbol{h}(s)$ can be directly derived from the X, Y, and Z coordinates of the road sampling points. The following introduces the calculation of $\boldsymbol{e}_y^p(s)$.

Defining the coordinate systems derived from Euler angles and rotation transformations as follows:

$$\boldsymbol{R}_z(x) = \begin{bmatrix} \cos x & -\sin x & 0 \\ \sin x & \cos x & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{2a}$$

$$\boldsymbol{R}_y(x) = \begin{bmatrix} \cos x & 0 & \sin x \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin x & 0 & \cos x \end{bmatrix} \tag{2b}$$

$$\boldsymbol{R}_x(x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos x & -\sin x \\ 0 & \sin x & \cos x \end{bmatrix} \tag{2c}$$

according to the yaw(φ)-pitch(ψ)-roll(γ) Euler angle sequence, $\boldsymbol{e}_y^p$ is obtained by:

$$\boldsymbol{e}^p = \left[\boldsymbol{e}_x^p, \boldsymbol{e}_y^p, \boldsymbol{e}_z^p\right] = \boldsymbol{R}_z(\varphi)\boldsymbol{R}_y(\psi)\boldsymbol{R}_x(\gamma)\left[\begin{bmatrix}1\\0\\0\end{bmatrix}, \begin{bmatrix}0\\1\\0\end{bmatrix}, \begin{bmatrix}0\\0\\1\end{bmatrix}\right] \tag{3}$$

the yaw angle φ and pitch angle ψ can be obtained by $\frac{\partial \boldsymbol{x}(s)}{\partial s}$ and $\frac{\partial \boldsymbol{h}(s)}{\partial s}$. The road bank angle, denoted as γ, can be calculated using the height difference Δh_y between the two sides of the projection road center line and the horizontal distance Δw between the measurement points, as shown in Figure 2:

$$\tan\gamma = \frac{\Delta h_y}{\Delta w}\cos\psi \tag{4}$$

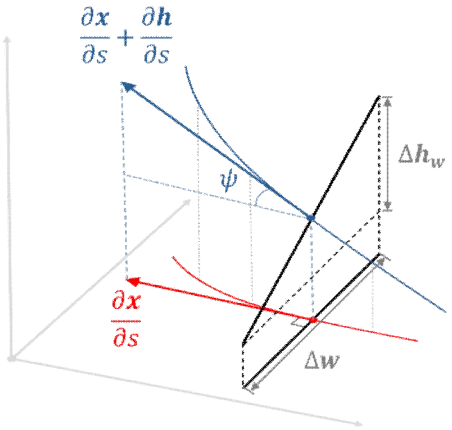


Figure 2. Calculation of the road bank angle.

At this point, we can use the road's projection on the plane and its height to establish a 3D road model.

Since the vehicle's direction is not always aligned with the road, we introduce the heading error angle $\Delta\varphi$ as the angle between the vehicle's heading and the road center line. The vehicle body coordinate system is:

$$\boldsymbol{e}^b = \boldsymbol{R}_z(\varphi)\boldsymbol{R}_y(\psi)\boldsymbol{R}_x(\gamma)\boldsymbol{R}_z(\Delta\varphi) \tag{5}$$

When describing the vehicle's motion on a road with ribbon curvature, to simplify the model's degrees of freedom, we neglect the suspension motion, the vehicle's center of mass height, and the influence of vehicle dimensions. Consequently, the vehicle's motion is constrained to the plane formed by $\boldsymbol{e}_x^b$ and $\boldsymbol{e}_y^b$, which is described by the following constraint:

$$\boldsymbol{e}_z^b \cdot \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s} = 0 \tag{6a}$$

$$\boldsymbol{e}_z^b \cdot \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y} = 0 \tag{6b}$$

The vehicle's motion on a road with ribbon curvature can be expressed by the following equation:

$$\dot{\boldsymbol{x}}^p = \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\dot{s} + \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y}\dot{y} = v_x^b\boldsymbol{e}_x^b + v_y^b\boldsymbol{e}_y^b \tag{7}$$

After differentiating (6) and substituting it into (7), we can obtain a spatial kinematic model similar to the one in the two-dimensional Frenet coordinate system:

$$\begin{bmatrix}\dot{s}\\ \dot{y}\end{bmatrix} = \boldsymbol{T}_1\begin{bmatrix}\boldsymbol{v}_1^b\\ \boldsymbol{v}_2^b\end{bmatrix} \tag{8}$$

where:

$$\boldsymbol{T}_1 = \begin{bmatrix} \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s} & \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y} \\ \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y} & \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y}\cdot\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\boldsymbol{e}_x^b & \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\boldsymbol{e}_y^b \\ \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y}\cdot\boldsymbol{e}_x^b & \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y}\cdot\boldsymbol{e}_y^b \end{bmatrix} \tag{9}$$

In addition, the additional angular velocities about the x and y axes generated by the vehicle's motion on the road with ribbon curvature can be calculated using the following expressions:

$$\begin{bmatrix} -\boldsymbol{\omega}_y^b \\ \boldsymbol{\omega}_x^b \end{bmatrix} = \boldsymbol{T}_2 \begin{bmatrix} \dot{s} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \tag{10}$$

where:

$$\boldsymbol{T}_2 = \begin{bmatrix} \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\boldsymbol{e}_x^b & \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\boldsymbol{e}_y^b \\ \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y}\cdot\boldsymbol{e}_x^b & \frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial y}\cdot\boldsymbol{e}_y^b \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 \boldsymbol{x}^p}{\partial s^2}\cdot\boldsymbol{e}_z^b & \frac{\partial^2 \boldsymbol{x}^p}{\partial s\partial y}\cdot\boldsymbol{e}_z^b \\ \frac{\partial^2 \boldsymbol{x}^p}{\partial y\partial s}\cdot\boldsymbol{e}_z^b & \frac{\partial^2 \boldsymbol{x}^p}{\partial y^2}\cdot\boldsymbol{e}_z^b \end{bmatrix} \tag{11}$$

The following equation gives the derivative of the heading angle error:

$$\Delta\dot{\varphi} = \boldsymbol{\omega}_z^b + \frac{\left(\frac{\partial^2 \boldsymbol{x}^p}{\partial s^2}\times\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\right)\cdot\boldsymbol{e}_z^b}{\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}}\dot{s} + \frac{\left(\frac{\partial^2 \boldsymbol{x}^p}{\partial s\partial y}\times\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\right)\cdot\boldsymbol{e}_z^b}{\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}\cdot\frac{\partial \boldsymbol{x}^p}{\partial s}}\dot{y} \tag{12}$$

The detailed derivation steps for equations (8)-(12) can be found in reference [19]. We overlooked the vehicle's height and the definition of s is different, but the derivation processes are the same. Furthermore, using complex equations to describe the surface of the nonplanar road and then calculating the derivatives is time-consuming. Since the road sampling points within each control cycle are fixed, we directly use numerical differentiation to calculate the higher-order derivatives of the road parameters.

Thus, the kinematic model of the vehicle on the three-dimensional road with ribbon curvature can be formulated using $\dot{s}$, $\dot{y}$, and $\Delta\dot{\varphi}$, which is similar to the motion in the two-dimensional Frenet coordinate system.

2.2 Aerodynamics

We consider the aerodynamics in the following circumstances:

- Since the geometric characteristics of the vehicles are ignored in the nonplanar road model, it is assumed that the vehicles are always tangent to the ground.
- Wind speed is not taken into account.

in this situation, the aero slip angle β_{air} is equal to the vehicle's sideslip angle β:

$$\beta_{air} = \beta \tag{13}$$

The aerodynamic force and moment acting on the center of mass of the vehicle is:

$$F_{x,air} = -C_{Fx}(\beta_{air})AQ \tag{14a}$$
$$F_{y,air} = -C_{Fy}(\beta_{air})AQ \tag{14b}$$
$$F_{z,air} = C_{Fz}(\beta_{air})AQ \tag{14c}$$
$$M_{x,air} = C_{Mx}(\beta_{air})ALQ \tag{14d}$$
$$M_{y,air} = -C_{My}(\beta_{air})ALQ \tag{14e}$$
$$M_{z,air} = -C_{Mz}(\beta_{air})ALQ \tag{14f}$$
$$Q = D\frac{v_{air}^2}{2} = D\frac{v^2}{2} \tag{14g}$$

where A, L, and D are given in Table 1 and v_{air} is relative air speed, which is consistent with

vehicle's velocity v in this paper. The coefficients C_{Fx}, C_{Mx}, etc. are dimensionless coefficients defined as three-order polynomial functions of β_{air} in this paper.

2.3 Vertical Load Dynamics

First, we introduce the vertical load coefficient σ_z to calculate the total ground supporting force acting on the vehicle:

$$F_N = m\sigma_z - F_{z,air} \tag{15}$$



Figure 3. Bump example.

In this paper, gravitational acceleration is also considered as an acceleration acting on the vehicle's center of gravity (CG). In a planar scenario, $\sigma_z = g$. However, on a nonplanar road, variations in the ground supporting force must be considered. Most existing studies [15] simplify the road as a slope and project gravity onto the normal direction. Nevertheless, as the vehicle speed increases, the ground supporting force acting on the vehicle changes significantly with road height undulations, rendering the simple slope-based simplification of these variations no longer applicable. On the other hand, most models accounting for three-dimensional motion treat the contact between the vehicle and the ground as rigid [18, 19], thereby neglecting the vehicle's geometric shape and assuming that the vehicle is always in close contact with the ground and tangent to it. Although this assumption can reveal the dynamic supporting force changes caused by the vehicle's motion on a nonplanar road, the modeling accuracy of the supporting force is not high on road sections with rapidly varying heights. This is because the vehicle contacts the ground through tires and suspension rather than rigid contact.

Moreover, in order to have a longer prediction horizon while avoiding excessive computational burden, a relatively large model sampling interval ($0.05\ s - 0.1\ s$) is generally selected for NMPC, reflecting road parameter variation between adjacent sampling points as extremely significant. In addition, for the sake of real-time performance, numerical difference is adopted to calculate the high-order derivatives of road parameters for providing gradients for numerical optimization, instead of describing the road with an analytical surface and then performing differentiation. However, if a rigid contact between the vehicle and the ground is assumed, considerable numerical errors in the vertical load will result, leading to significant model errors.

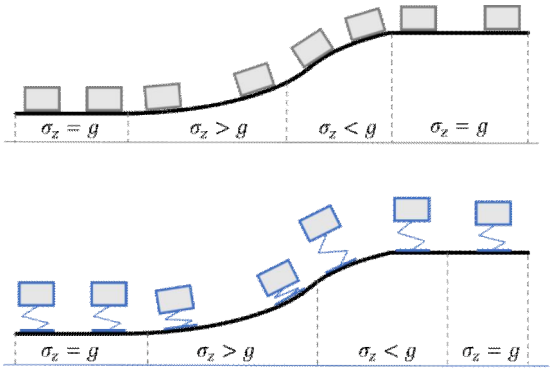


Figure 4. Bump schematic diagram. The grey box represents the rigid-contact model, in which the vehicle is treated as a rigid body and always remains in tangent contact with the road [19]. The blue box represents the model proposed in this paper, which simplifies the vehicle to a single-mass-spring system and approximates it as a first-order system.

Figure 3 illustrates a scenario in which a vehicle in CarSim passes over a bump road at 10 m/s. One can first refer to Figure 5 to observe the variations in the total vertical force on the wheels when the vehicle traverses this terrain. It is first noted that, since the maximum terrain slope is less than $0.2\,rad$, the projection of gravity in the vertical direction barely changes, making the slope model almost ineffective in this scenario. In contrast, models based on the rigid contact assumption tend to overestimate the vehicle's force conditions. Although more accurate than the slope model, the error remains significant. The specific reason is shown in Figure 4: sudden changes in the road cannot abruptly alter the vehicle's force conditions. For example, when an uphill section suddenly transitions to a flat road, the rigid contact assumption would imply an instantaneous return of the supporting force to the planar state (as depicted by the movement of the gray squares on the right in Figure 4. However, due to the presence of springs, the response of the ground supporting force acting on the vehicle exhibits a certain time lag. As a result, the vehicle remains in a state of $\sigma_z < g$ for a period even after entering the flat road section. Therefore, the springs dampen and delay the impact of road height variations.

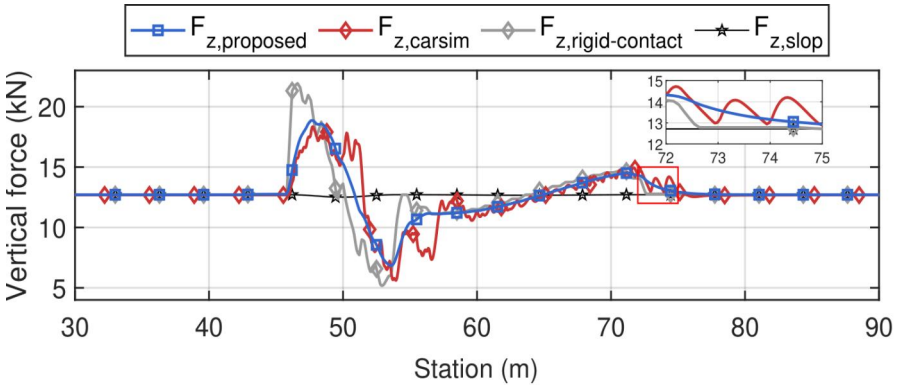


Figure 5. Comparison of different nonplanar models.

In this paper, a first-order response contact model is proposed to approximate the suspension's buffering effect between the vehicle and the ground. Second-order models are commonly used to control suspension systems. However, we pay more attention to the lateral and longitudinal modeling accuracy. Compared with introducing second-order terms, which will impose a greater computational burden, first-order models better balance accuracy and complexity. The specific idea is illustrated in Figure 4: first, the contact between the vehicle and the ground is simplified as a single degree of freedom mass-spring system; then, the second-order and higher-order terms of the spring are neglected, and the steady-state response adopts the result under the rigid contact assumption:

$$\sigma_{z,stab} = \left(v_y^b \omega_x^b - v_x^b \omega_y^b\right) - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{bmatrix} \cdot \boldsymbol{e}_z^b \tag{16}$$

The dynamics of the vertical load coefficient is approximated using a first-order system:

$$\dot{\sigma_z} = \frac{1}{\tau_z}\left(\sigma_{z,stab} - \sigma_z\right) \tag{17}$$

The predicted variations in the vertical acceleration of the vehicle's center of mass and the total ground supporting force for the bump case illustrated in Figure 3 are shown by the blue lines in Figure 5. It is worth noting that for the other three models except CarSim, the simplified contact point between the vehicle and the ground is set at the center of the front axle. Other parameters of the vehicle are listed in Table 1.

Table 1. System Parameters

Symbol	Description	Value	unit
g	Acceleration of gravity	9.8	m/s^2
A	Frontal area	1.6	m^2
L	Aerodynamic reference length	2.6	m
D	Air mass density	1.206	kg/m^3
m	mass	1100	kg
I_z	Moment of inertia of vehicle body	1343.1	$kg \cdot m^2$
l_f	Distance from CG to front axle	1.24	m
l_r	Distance from CG to rear axle	1.36	m
l_y	Track width	1.48	m
h_{cg}	Distance from CG to ground	0.54	m
μ	Coefficient of ground friction	1.0	-
τ_x	Approximate time constant in the x direction load transfer	0.1	s
τ_y	Approximate time constant in the y direction load transfer	0.1	s
τ_z	Approximate time constant in the z direction load transfer	0.1	s

2.4 Vehicle Body Dynamics

First, we define the error angle between the velocity direction and the road center direction:

$$\Delta\phi = \Delta\varphi + \beta \tag{18}$$

Next, we define the velocity coordinate system:

$$\boldsymbol{e}^v = \boldsymbol{R}_z(\varphi)\boldsymbol{R}_y(\psi)\boldsymbol{R}_x(\gamma)\boldsymbol{R}_z(\Delta\phi) \tag{19}$$

the relationship between the velocity in the vehicle body coordinate system and v, β is:

$$\begin{aligned} v_x^b &= v\cos(\beta) \\ v_y^b &= v\sin(\beta) \end{aligned} \tag{20}$$

The dual-track model of vehicle body dynamics is given as follows:

$$\begin{aligned} \dot{v} = \frac{1}{m}[\, & F_{x,f1}\cos(\delta-\beta) + F_{x,f2}\cos(\delta-\beta) - F_{y,f1}\sin(\delta-\beta) - F_{y,f2}\sin(\delta-\beta) \\ & + F_{x,r1}\cos(\beta) + F_{x,r2}\cos(\beta) - F_{y,r1}\sin(-\beta) - F_{y,r2}\sin(-\beta) \\ & + [0 \quad 0 \quad -g]^T \cdot \boldsymbol{e}_x^v + F_{x,air}\cos(\beta) + F_{y,air}\sin(\beta)\,] \end{aligned} \tag{21a}$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta} = \frac{1}{mv}[\, & F_{x,f1}\sin(\delta-\beta) + F_{x,f2}\sin(\delta-\beta) + F_{y,f1}\cos(\delta-\beta) + F_{y,f2}\cos(\delta-\beta) \\ & + F_{x,r1}\sin(-\beta) + F_{x,r2}\sin(-\beta) + F_{y,r1}\cos(\beta) + F_{y,r2}\cos(\beta) \\ & + [0 \quad 0 \quad -g]^T \cdot \boldsymbol{e}_y^v - F_{x,air}\sin(\beta) + F_{y,air}\cos(\beta)\,] - \omega \end{aligned} \tag{21b}$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega} = \frac{1}{I_z}[\, & \frac{l_y}{2}(-F_{x,f1}\cos(\delta) + F_{y,f1}\sin(\delta)) + \frac{l_y}{2}(F_{x,f2}\cos(\delta) - F_{y,f2}\sin(\delta)) \\ & + l_f\big(F_{x,f1}\sin(\delta) + F_{y,f1}\cos(\delta)\big) + l_f\big(F_{x,f2}\sin(\delta) + F_{y,f2}\cos(\delta)\big) \\ & + \frac{l_y}{2}\big(-F_{x,r1} + F_{x,r2}\big) - l_r\big(F_{y,r1} + F_{y,r2}\big) + \big(I_x - I_y\big)\omega_x^b\omega_y^b + M_{z,air}\,] \end{aligned} \tag{21c}$$

where δ denotes steering angle and F denotes the tire force; the subscripts x and y represent the longitudinal and lateral directions, respectively; and the subscripts $f1, f2, r1$,and $r2$ represent front left, front right, rear left, and rear right. For convenience, we use ω to denote ω_z^b.

2.5 Load Transfer Dynamics

We calculate the vertical loads of the four wheels for the following reasons:

- To avoid wheel slip under extreme conditions, the tire with the minimum vertical load should

be used to calculate the constraint for driving/braking force.

- When driving at high speed on nonplanar roads, to prevent wheel lift, the minimum vertical load of the four wheels should be restricted to ensure contact between the wheels and the ground.

We assume that the vertical load distribution of the wheels satisfies the following equation:

$$F_{z,f1} + F_{z,f2} + F_{z,r1} + F_{z,r2} = F_N \tag{22a}$$

$$l_f\left(F_{z,f1} + F_{z,f2}\right) - l_r\left(F_{z,r1} + F_{z,r2}\right) = -h_{cg} m\sigma_x + M_{air,y} \tag{22b}$$

$$\frac{l_y}{2}\left(F_{z,f1} + F_{z,r1}\right) - \frac{l_y}{2}\left(F_{z,f2} + F_{z,r2}\right) = -h_{cg} m\sigma_y - M_{air,x} \tag{22c}$$

$$\frac{F_{z,f1} - F_{z,f2}}{F_{z,f1} + F_{z,f2}} - \frac{F_{z,r1} - F_{z,r2}}{F_{z,r1} + F_{z,r2}} = 0 \tag{22d}$$

where σ_x and σ_y are longitudinal and lateral load coefficients. The load transfer of the wheels is also approximated using a first-order system, and the equations are similar to (17):

$$\sigma_{x,stab} = \dot{v}\cos\beta - \left(\dot{\beta} + \omega\right)v\sin\beta - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{bmatrix} \cdot \boldsymbol{e}_x^b \tag{23a}$$

$$\sigma_{y,stab} = \left(\dot{\beta} + \omega\right)v\cos\beta - \dot{v}\sin\beta - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{bmatrix} \cdot \boldsymbol{e}_y^b \tag{23b}$$

$$\dot{\sigma_x} = \frac{1}{\tau_x}\left(\sigma_{x,stab} - \sigma_x\right) \tag{23c}$$

$$\dot{\sigma_y} = \frac{1}{\tau_y}\left(\sigma_{y,stab} - \sigma_y\right) \tag{23d}$$

Further discussion of the first-order approximation method for tire load transfer can be found in [11].

2.6 Combined Slip Tire Model with Fx as Input Variable

In the dual-track vehicle model, the lateral slip ratios of the front and rear wheels are defined as follows:

$$S_{f1} = \frac{-v\sin(\beta - \delta) - \omega l_f\cos(\delta) - \omega\frac{l_y}{2}\sin(\delta)}{v\cos(\beta - \delta) + \omega l_f\sin(\delta) - \omega\frac{l_y}{2}\cos(\delta)} \tag{24a}$$

$$S_{f2} = \frac{-v\sin(\beta - \delta) - \omega l_f\cos(\delta) + \omega\frac{l_y}{2}\sin(\delta)}{v\cos(\beta - \delta) + \omega l_f\sin(\delta) + \omega\frac{l_y}{2}\cos(\delta)} \tag{24b}$$

$$S_{r1} = \frac{-v\sin(\beta) + \omega l_r}{v\cos(\beta) - \omega\frac{l_y}{2}} \tag{24c}$$

$$S_{r1} = \frac{-v\sin(\beta) + \omega l_r}{v\cos(\beta) + \omega\frac{l_y}{2}} \tag{24d}$$

We use the well-known Magic Tire Formula [22] to calculate the lateral forces provided by the tires:

$$F_{y,pure} = \mu F_z D\sin[C\arctan\{(1 - E)B\varsigma + E\arctan B\varsigma\}] \tag{25}$$

where F_z is the tire vertical load.

Due to the presence of differentials, there is a coupling between the wheel speeds and the driving torque distribution among individual wheels of all-wheel drive (AWD) vehicle. If the differentials are open, the driving torque is distributed approximately equally. If all differentials (including the front, rear and center differentials) are fully locked, the wheel speeds of the four wheels will remain identical at all times.

If limited-slip differentials are used, the driving torque distribution will be affected by the wheel speed difference. In this study, an open differential model with uniform driving torque distribution is adopted, and the braking torque is likewise assumed to be evenly distributed, which facilitates controller design [23, 24]. In general, vehicles equipped with open differentials are most prone to wheel slip. Consequently, if wheel slip can be prevented using the open differential model, the proposed approach will ensure safety even when other types of differentials are used on the vehicle. The open differential evenly distributes the driving/braking force, therefore we use the longitudinal forces F_x as input variables to calculate the combined slip tire model:

$$F_{y,couple} = F_{y,pure}(1 - (\frac{F_x}{\mu_0 F_z})^2)^n \tag{26}$$

where n is generally around 0.5 or directly set to 0.5 [24, 25], which is used to better approximate the combined slip characteristics of the tire.

In addition, we found that multiplying the right-hand side of Equation (26) by the following coefficient can significantly improve the lateral tracking accuracy of the controller:

$$a = 1 - \epsilon_0\left(\frac{\sigma_y}{\mu g}\right)^2 - \epsilon_1\left(\frac{\sigma_y}{\mu g}\right)^4 \tag{27}$$

where ϵ_0 and ϵ_1 are empirical parameters, which are set to 0.10 and 0.05 respectively in this paper. From a physical perspective, (27) accounts for the loss of the wheel lateral force when the left and right tire loads are unbalanced.

2.7 Summary of Nonplanar Vehicle Dynamics

Algorithm 1 presents the computational procedure for calculating the derivatives of the nonplanar vehicle dynamics. The computational procedure only provides the last formula required for each step. Readers can find the other dependent formulas by referring to the symbols used in the formulas. In each control cycle, the controller calculates the current load coefficients from the current tire load. Furthermore, Algorithm 1 omits descriptions of the control inputs and model parameters. The control inputs are consistent with the definition of u in Section 3.1, while the parameters include vehicle parameters (see Table 1) and road parameters (Euler angles and their high-order derivatives).

Compared with the planar vehicle model, this nonplanar vehicle model primarily accounts for the vehicle's kinematic behavior on three-dimensional roads and the variation in the total ground support force caused by nonplanar road surfaces. If a more precise model is needed, readers can refer to [19] and [20].

Algorithm 1 Calculation flow for nonplannar vehicle dynamics

Input: $v, \beta, \omega, y, \Delta\phi, \sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$

Input: control inputs and parameters

compute e^b and e^v using (5) and (19)

compute $\dot{s}$ and $\dot{y}$ using (8)

compute ω_x^b and ω_y^b using (10)

compute $\Delta\dot{\varphi}$ using (12)

compute F_N using (15)

compute $F_{z,f1}, F_{z,f2}, F_{z,r1}, F_{z,r2}$ using (22)

compute $F_{y,f1}, F_{y,f2}, F_{y,r1}, F_{y,r2}$ using (26)

compute $\dot{v}$, $\dot{\beta}$ and $\dot{\omega}$ using (21)

compute $\Delta\dot{\phi} = \Delta\dot{\varphi} + \dot{\beta}$

compute $\dot{\sigma_z}$ using (17)

compute $\dot{\sigma_x}$ and $\dot{\sigma_y}$ using (23)

Output: $\dot{v}, \dot{\beta}, \dot{\omega}, \dot{y}, \dot{\Delta\phi}, \dot{\sigma_x}, \dot{\sigma_y}, \dot{\sigma_z}$

3 Time-Optimal Trajectory Planner and Controller Design

The kinematic and dynamic models of vehicles operating on roads with ribbon curvature have been derived in the preceding section. Given that driving conditions evolve in real time, equilibrium-point analysis based on phase trajectories [26, 27] is not adopted for drift equilibrium computation and controller synthesis. Instead, the proposed framework leverages time optimality during drifting, allowing the planning-control architecture to determine the timing and location of high-sideslip cornering. Although the concept of minimum-time drifting has been explored in [14], that study focused solely on lap-time simulations without controller design and did not consider nonplanar roads. The following section presents the planning-control framework, including the formulation of the optimal control problem and the associated nonlinear programming structure.

3.1 Time-Optimal Control Problems

First, based on the previous derivations, we define the state vector as $x = [v, \beta, \omega, y, \Delta\phi, \sigma_x, \sigma_y, \sigma_z]$ and the control vector as $u = [\delta, F_u]$. For driving and braking distribution, we adopt the model from [23] and assume a fixed, uniform force distribution in the AWD vehicle. Therefore, the force allocated to each wheel is evenly distributed by F_u.

$$F_{x,f1} = F_{x,f2} = F_{x,r1} = F_{x,r2} = \frac{1}{4}F_u \tag{28}$$

For the planner, the time-optimal control problem can be formulated as the following problem:

$$\begin{aligned} &\underset{x,u}{\text{minimize:}} \quad \int_{s_s}^{s_f} \frac{1}{\dot{s}} \\ &\text{s.t.} \quad \frac{\mathrm{d}x(s)}{\mathrm{d}s} = \frac{f_{dyn}\big(x(s), u(s)\big)}{\dot{s}} \\ &\qquad x(s_s) = x_s \\ &\qquad x(s_f) = x_f \\ &\qquad x(s) \in \mathcal{X} \\ &\qquad u(s) \in \mathcal{U} \end{aligned} \tag{29}$$

For the controller, since the prediction horizon is often insufficient to fully cover the entire corner, the solution obtained by the above optimal control problem is usually not globally optimal and may sometimes exceed the speed limit. Therefore, the optimal control problem of the controller needs to include tracking of the planned trajectory as a goal:

$$\begin{aligned} &\underset{x,u}{\text{minimize:}} \quad \int_{s_s}^{s_f} \frac{1}{\dot{s}} + J_{tracking} \\ &\text{s.t.} \quad \frac{\mathrm{d}x(s)}{\mathrm{d}s} = \frac{f_{dyn}\big(x(s), u(s)\big)}{\dot{s}} \\ &\qquad x(s_s) = x_s \\ &\qquad x(s_f) = x_f \\ &\qquad x(s) \in \mathcal{X} \\ &\qquad u(s) \in \mathcal{U} \end{aligned} \tag{30}$$

3.2 Optimization Problems

To avoid numerical issues and make the planned trajectory easier to track, we limit the front tire lateral slip rate:

$$|S_i| \leq \underset{0 \leq S \leq 0.5}{\operatorname{argmax}} F_{y,pure}(S_i), \quad i = f1, f2 \tag{31}$$

In addition, the tire vertical load is constrained not to be less than zero to avoid wheel lift:

$$F_{z,i} \geq 0, \quad i = f1, f2, r1, r2 \tag{32}$$

In the planner, we set the lower bound of $F_{z,i}$ to a value greater than zero to prevent wheel lift caused by control errors. Since a margin is reserved in the planner, this constraint is not imposed in the controller. This can significantly reduce the number of nonlinear constraints, thereby improving the controller's real-time performance.

The tire longitudinal force input is constrained not to exceed the current wheel load limit:

$$\left| \frac{F_{x,i}}{\mu_0 F_{z,i}} \right| \leq 1, \quad i = f1, f2, r1, r2 \tag{33}$$

The optimal control problem described in (29) and (30) can be transformed into an optimization problem using indirect methods [28], shooting methods [24], or spectral methods [23], and usable trajectories can be obtained by solving it with general solvers. The indirect method usually obtains the optimal solution by solving the Hamilton-Jacobi-Bellman equation and handling inequality constraints using Pontryagin's maximum principle or penalty functions. This method is mainly employed for offline computation, and there is currently no sufficiently effective approach to meet the real-time requirements of nonlinear model predictive control. The spectral method solves the optimal control problem in an approximately analytical manner using spline curves such as Legendre polynomials. It can satisfy high-order derivative constraints and achieve high-order algebraic precision, but generally exhibits a slower convergence rate. In the shooting method, the single shooting method suffers from a quadratic increase in computational complexity with the scale of MPC and destroys the sparsity of the optimal control problem. Considering these factors, the multiple shooting method is adopted in this paper to approximate the optimal control problem.

In terms of discretization, owing to the large sampling interval, the first-order Euler method introduces significant accuracy errors [24]. On the other hand, increasing the order will lead to a substantial increase in computational burden. Taking both model accuracy and computational complexity into account, the trapezoidal rule is selected:

$$x(k+1) = x(k) + \frac{1}{2}\Delta s \left(\frac{\mathrm{d}x(k)}{\mathrm{d}s} + \frac{\mathrm{d}x(k+1)}{\mathrm{d}s} \right) \tag{34}$$

we denote $\frac{\mathrm{d}x(k)}{\mathrm{d}s}$ as the first term of the k-th difference, and $\frac{\mathrm{d}x(k+1)}{\mathrm{d}s}$ as the second term of the k-th difference. It is worth noting that, unlike the RK2 method, although the trapezoidal formula is a second-order method, its computational cost is close to that of the first-order Euler method. This is because the first term of the k-th difference is actually the second term of the (k-1)-th difference, this fact can be utilized to reduce the computational burden by approximately half.

For the planning-oriented optimization problem, to make the planned trajectory more trackable and avoid oscillations and sudden changes in control and state variables, regularisation terms are added [23]:

$$\begin{aligned}
&\underset{x,u}{\text{minimize:}} \quad J_1 + \epsilon_r J_{reg} \\
&\text{s.t.} \quad x(k+1) = x(k) + \frac{1}{2}\Delta s\left(\frac{\mathrm{d}x(k)}{\mathrm{d}s} + \frac{\mathrm{d}x(k+1)}{\mathrm{d}s}\right) \\
&\underline{x} \leq x(k) \leq \overline{x} \\
&\underline{u} \leq u(k) \leq \overline{u} \\
&(31) \\
&(33) \\
&(37) \\
&x(0) = x_s \\
&x(N) = x_f \\
&k = 0, 1, \ldots, N-1
\end{aligned} \tag{35}$$

where the time cost J_1 and the regularisation cost J_{reg} are given as follows:

$$J_1 = \Delta s \sum_{k=0}^{N-1} \frac{1}{\dot{s}(k)}$$
$$J_{reg} = \sum_{k=0}^{N-1} \| x(k+1) - x(k) \| + \sum_{k=0}^{N-1} \| u(k+1) - u(k) \| \tag{36}$$

the regularization coefficient ϵ_r should be sufficiently small to avoid having a significant impact on the optimal solution of the original problem.

Additionally, in some extreme cases, excessively high vehicle speeds can cause seemingly insignificant undulations to have severe consequences. We use the derivative of $\sigma_{z,stab}$ to characterize the impact intensity and impose a constraint:

$$-g \leq \frac{\sigma_{z,stab}(k) - \sigma_{z,stab}(k-1)}{\Delta s/\dot{s}} \leq g \tag{37}$$

It should be noted that for each step k, the calculations in (8) - (12) depend on the derivative information of the road. We first obtain an approximate piecewise linear function for (1) based on discrete road sampling points, and then the numerical difference method is used to calculate the high-order derivative information at the sampling point s_k. In the planner, the upper and lower bounds of the control inputs can be directly derived from the vehicle's physical characteristics.

In the planner, the sampling distance Δs is set to $1\ m$ or $2\ m$ (manually selected based on the total length), and N is determined by the road length and sampling distance. The interior-point method [29] is adopted for solving the problem. Since directly solving the optimal control problem in a 3D road environment may sometimes encounter convergence difficulties, we first solve an optimal control problem on a flat road and then use the homotopy method to obtain the optimal solution for the 3D road environment gradually. The bounded variables of the planner are given in Table 2.

Table 2. Bounded variables of the planner

Symbol	Description	Limits	unit
v	Velocity	[0.01,50]	m/s
β	Side slip angle	$[\underline{\delta}, \overline{\delta}]$	rad
y	Lateral distance relative to the road center	$[-2,2]$	m
$\Delta\phi$	Velocity heading error angle	$[\underline{\delta}, \overline{\delta}]$	rad
δ	Steering wheel angle	$[-0.7,0.7]$	rad
F_u	Total driving/braking force control input	limited by (28)and(33)	kN
ς_f	Front lateral slip rate	limited by (31)	–
$F_{z,i}$	$i = f1, f2, r1, r2$	$[0.4, \infty)$	kN
–	Tire vetical load change rate	limited by (37)	–

In the design of the controller's optimization problem, since the speed mainly tracks the planned speed, the impact intensity constraint is no longer considered. However, several new costs are added:

$$
\begin{aligned}
\underset{x,u}{\text{minimize:}} \quad & J_1 + J_2 + \nu(J_3 + J_4) + \epsilon_r J_{reg} \\
\text{s.t.} \quad & x(k+1) = x(k) + \frac{1}{2}\Delta s\left(\frac{\mathrm{d}x(k)}{\mathrm{d}s} + \frac{\mathrm{d}x(k+1)}{\mathrm{d}s}\right) \\
& \underline{x} \le x(k) \le \overline{x} \\
& \underline{u} \le u(k) \le \overline{u} \\
& (31) \\
& (33) \\
& x(0) = x_s \\
& k = 0,1,\ldots,N-1
\end{aligned}
\tag{38}
$$

where J_2 is the trajectory tracking cost:

$$
J_2 = \Delta s \sum_{k=0}^{N-1} \| x(k) - x_{ref}(k) \|_Q \tag{39}
$$

in this paper, the variables to be tracked include: v, y and $\Delta\phi$. Therefore, Q is $diag([0.01,0,0,1,0.1,0,0,0])$.

We refer to constraints expressed as equalities or inequalities as hard constraints, and to adding constraints to the cost function via penalty functions as soft constraints. Hard constraints require the solution to strictly satisfy the constraint conditions, while soft constraints generally penalize violations and cannot guarantee that the constraints are always met.

In state variable constraints, it is nearly impossible to ensure that hard constraints always have a solution under extreme operating conditions. Therefore, we no longer impose boundary constraints on speed and sideslip angle, and instead use an ℓ_1 penalty function [30] for limitation. J_3 is the corresponding cost function:

$$
J_3 = \sum_{k=0}^{N-1} \left(\left[\pi\left(v(k)\right)\right]^- + \left[\pi\left(\beta(k)\right)\right]^- \right) \tag{40}
$$

We use $[\pi(a)]^-$ to denote the boundary clipping of the variable a:

$$
[\pi(a)]^- = \begin{cases} 0, & \underline{a} \le a \le \overline{a} \\ \underline{a} - a, & \underline{a} > a \\ a - \overline{a}, & \overline{a} < a \end{cases} \tag{41}
$$

We introduce terminal constraints to improve the nominal stability of the model. If the control remains effective, the control error will nominally converge to 0. Additionally, terminal constraints can also improve the actual control effect [31]. To avoid infeasibility, we relax it using ℓ_1 penalty function:

$$
J_4 = \left| y(N) - y_{ref}(N) \right| + \left| \phi(N) - \phi_{ref}(N) \right| \tag{42}
$$

When using the ℓ_1 penalty function, the penalty parameter ν should be set carefully. If set sufficiently large, both J_3 and J_4 will always be zero, which is equivalent to hard constraints. However, excessively large penalty parameters can sometimes lead to numerical issues. Therefore, in this paper, ν is set to 10.

In this paper, the controller's prediction step size N is set to 20, and the sampling interval is $\Delta s = 0.05v$. The interior-point method is also adopted as the solver for the optimization problem, and the homotopy method is used for warm-starting [32]. The bounded variables of the NMPC controller are given in Table 3.

Table 3. Bounded variables of the NMPC controller

Symbol	Description	Limits	unit
v	Velocity	$[0.01, v_{ref}]$ and relaxed by (40)	m/s
β	Side slip angle	$[\underline{\delta}, \overline{\delta}]$ and relaxed by (40)	rad
$\Delta\phi$	Velocity heading error angle	$[\underline{\delta}, \overline{\delta}]$	rad
δ	Steering wheel angle	$[-0.7, 0.7]$	rad
F_u	Total driving/braking force contrl input	limited by (28) and (33)	kN
ς_f	Front lateral slip rate	limited by (31)	–

4 Simulation Results

We built a hardware-in-the-loop simulation platform and conducted the following experiments:

- **Experiment 1**: The vehicle maintains vertical acceleration greater than g for most of the maneuver, enabling higher-speed travel. However, vertical acceleration drops below g at several critical corners, indicating reduced ground support forces. This experiment evaluates the planner's capability to explore speed limits and the controller's ability to sustain high-sideslip operation on nonplanar roads.
- **Experiment 2**: A mountain-road scenario with more pronounced geometric undulations is employed. The resulting vertical load fluctuations increase the likelihood of instability, imposing stricter requirements on speed planning and tracking control accuracy.

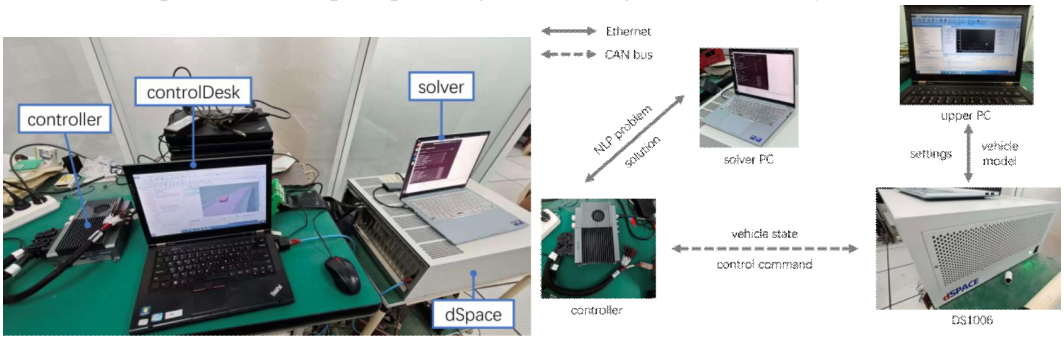


Figure 6. Hardware-in-the-loop simulation platform. (a) Construction; (b) Connection.

In addition, optimization-based control methods require extremely high computational real-time performance. After incorporating the dynamic equations of nonplanar motion, the model inevitably becomes more complex. The balance between model accuracy and real-time performance has always been a difficult point in MPC control. Experiment 3 conducts a computational time analysis comparing the controller based on the model proposed in this paper with the controller based on the simplified plane motion model to clarify the impact of the proposed model on the controller's real-time performance.

4.1 Experimental Setup

The vehicle parameters are referenced in Table 1, and the hardware-in-the-loop (HIL) simulation platform is illustrated in Figure 6(a). We use the DS1006 as the real-time simulation environment, and the controller employs a 6-core ARM Cortex-A78AE processor, which communicates with the DS1006 via a CAN bus. The solver is deployed on a laptop equipped with an Intel Ultra 5 225H processor. The controller and the solver are connected through Ethernet, with the UDP protocol used to transmit optimization problem parameters and optimization results. The host computer is used to configure the DS1006 and provide the compiled simulation model. The connection relationship of each component is shown in Figure 6(b).

In Experiments 1 and 2, we introduce a flat planner and a flat controller for comparison, resulting in

four combinations:

- •N+N: nonplanar planner + nonplanar controller
- •N+F: nonplanar planner + flat controller
- •F+N: flat planner + nonplanar controller
- •F+F: flat planner + flat controller

Table 4. Lap time

	N+N	N+F	F+N	F+F
Experiment 1	*57.72* s	*58.95* s	*59.64* s	*59.71* s
Experiment 2	*45.86* s	*47.56* s	failed	failed

4.2 Experiment 1

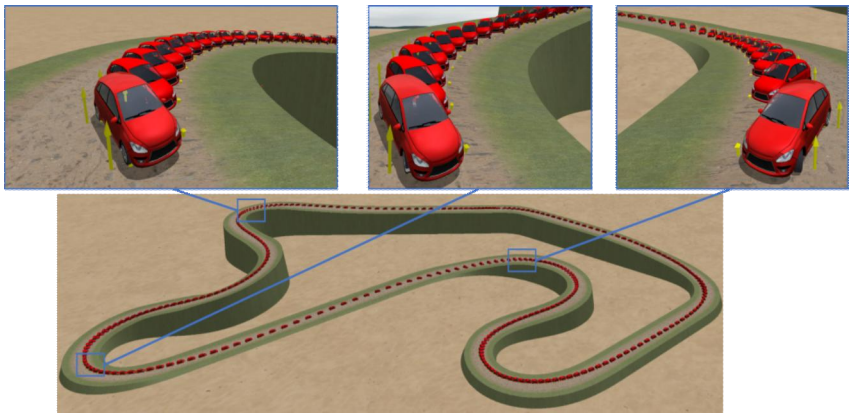


Figure 7. Animation of Experiment 1.

The scenario of Experiment 1 is illustrated in Figure 7. The road is a scaled-up Handlin track in the 2D plane, consisting of two raised corners, a long downhill section, and a long uphill section. The specific simulation test method is as follows: first, the planner is used to generate a reference trajectory; then, the controller acquires the state variables in real time sent by the DS1006, solves the MPC problem online, and returns the control inputs.

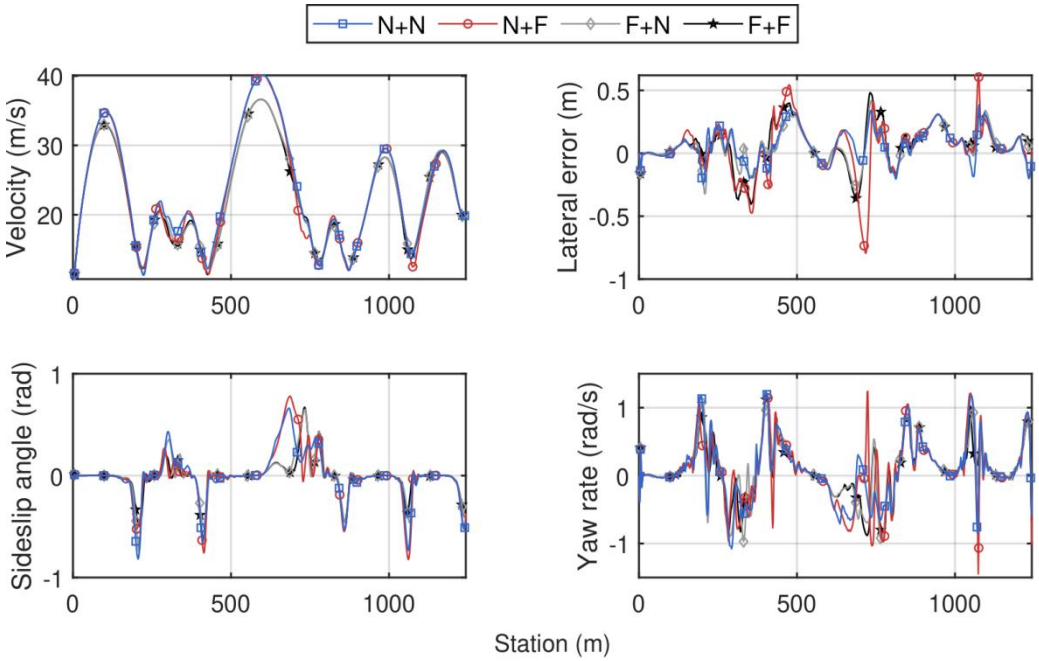


Figure 8. Results of Experiment 1.

The test results of Experiment 1 are presented in Figure 8. The road elevation variation is $21.86\ m$ over a total distance of $1246\ m$. From the velocity profile, the maximum speed achieved when tracking the nonplanar planned trajectory approaches $40\ m/s$, which exceeds that obtained with the flat trajectory. This is attributed to the long uphill segment, where the moderate grade enables a higher available vertical force, allowing the vehicle to sustain a higher speed. At such velocities, however, the N+F combination exhibits more significant lateral tracking error. This indicates that although nonplanar planning can exploit higher speed limits, inadequate controller robustness may introduce safety risks.

Regarding lateral tracking performance, although the flat planner produces a more conservative trajectory, its neglect of road elevation variations increases tracking difficulty. Despite operating at a higher speed, the N+N combination yields a lower peak lateral error than F+N. Furthermore, comparison between F+N and F+F demonstrates that applying a nonplanar controller can still alleviate tracking errors even when the planned trajectory is flat.

Notably, the maximum sideslip angle of the N+N combination reaches $47°$, and the animation in Figure 7 shows that the vehicle consistently maintains a high sideslip state during cornering. In addition, Table 4 indicates that the N+N combination achieves the shortest lap time.

Overall, these findings demonstrate that the N+N combination delivers the most favorable overall performance in Experiment 1, confirming that the proposed model enhances both motion planning and control effectiveness.

4.3 Experiment 2

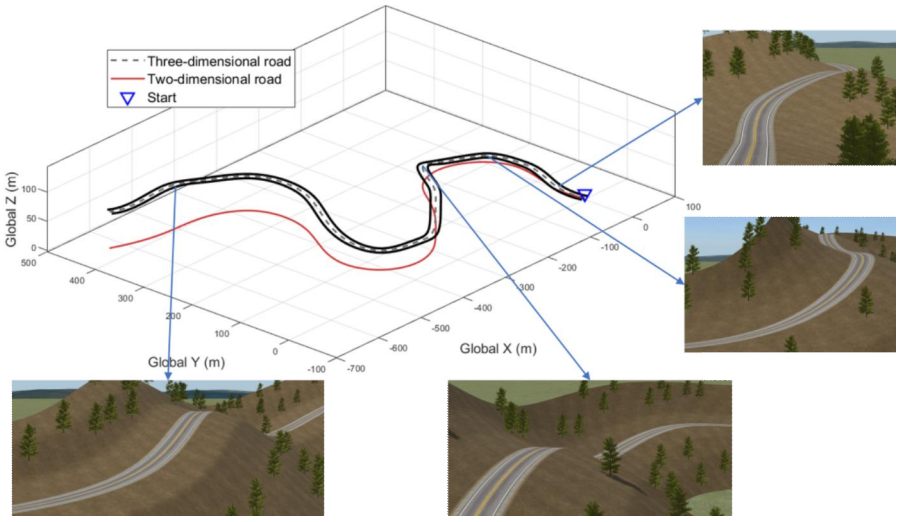


Figure 9. Scenario of Experiment 2.

Experiment 2 employs a mountainous roadway segment from CarSim, as illustrated in Figure 9. The elevation variation reaches $114.2\ m$ along a total distance of $1310\ m$. Relative to Experiment 1, although the horizontal curvature is milder, the more pronounced vertical undulation introduces substantial fluctuations in normal tire load and available road adhesion, thereby exerting a more substantial influence on vehicle longitudinal and lateral dynamics.

The experimental results are presented in Figure 10. The trajectory generated by the flat planner neglects vertical dynamic safety constraints. Consequently, as the vehicle accelerates to approximately $40\ m/s$, the minimum normal load approaches zero, resulting in wheel lift-off and eventual failure, as shown in Figure 11. The failure of F+N occurring before F+F is not because the nonplanar controller's performance is inferior to the flat controller. From the lateral error, it can be seen that the error of F+N is always smaller. Since the planning speed of the flat planner always exceeds the limit, the tracking accuracy of F+N is higher, resulting in a faster speed and earlier occurrence of overspeed instability.

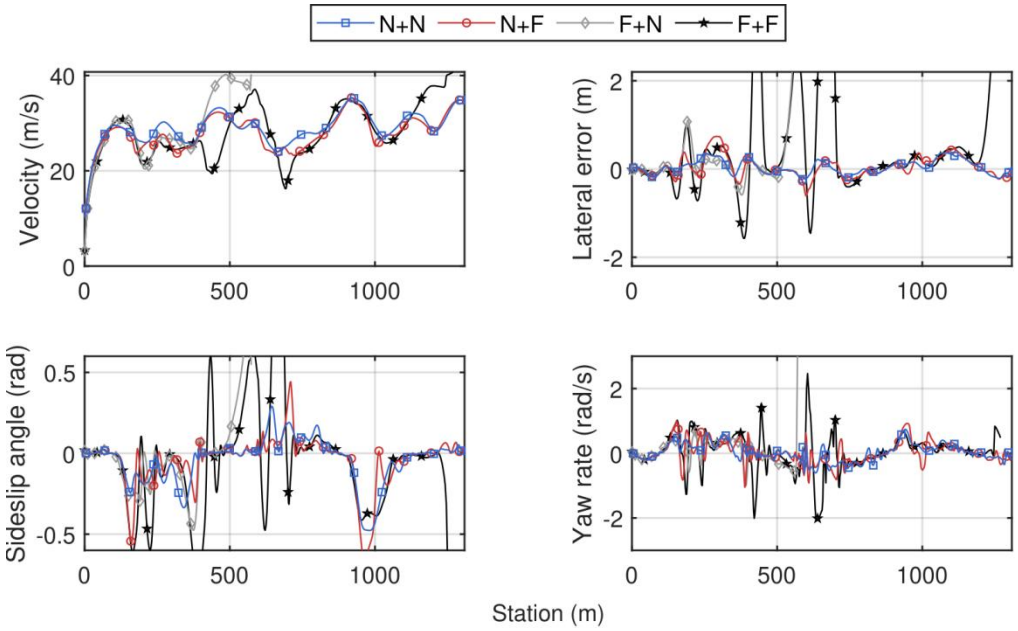


Figure 10. Results of Experiment 2.

In contrast, both N+F and N+N combinations remain stable throughout the experiment. The planned nonplanar trajectory enables smoother longitudinal speed variation over crest-sag segments, effectively suppressing excessive velocity peaks. Moreover, the peak lateral tracking error of N+N remains below $0.3\,m$, and its yaw rate exhibits a bounded and phase-consistent trend, demonstrating improved compatibility between planning and control. Moreover, the maximum centroid sideslip angle reaches $27°$. These results indicate that nonplanar model based planning and control significantly enhance safety and robustness on highly undulating terrains and under high-sideslip conditions.

Considering lap time, velocity evolution, lateral tracking accuracy, peak sideslip angle, and yaw rate dynamics, the nonplanar-controller-based combinations exhibit consistently improved overall performance relative to the flat-controller-based alternatives in Experiment 2. These findings further verify the effectiveness of nonplanar model based planning and control.



Figure 11. Failure of F+N due to overspeed.

4.4 Computational Efficiency Analysis

To quantify the impact of the proposed model on the computational performance of the optimization-based control method, we conducted a performance comparison analysis under Experiment 1. In this analysis, to eliminate the influence of other factors, we uniformly used the nonplanar planner. This

experiment is not a HIL experiment. Since the control performance has been verified earlier, it is necessary here to exclude the impact of real-time performance.

The problems and gradients of both the flat controller and the nonplanar controller are computed using CasADi's automatic differentiation [33], with code generated accordingly. The code is compiled using CMake with the O2 optimization level enabled. Figure 12 illustrates the decomposition of the solution time for the nonplanar controller and the flat controller across all sampling points. Overall, the computational burden introduced by the proposed model is relatively stable, with the increase in solution time remaining within $5\ ms$. Table 5 further presents quantitative data, such as problem size and average computation time, in detail. As shown in Table 5, the code corresponding to the proposed model is 50.8% larger than that of the flat model, reaching $8.9\ Mb$. In terms of the impact on computation time, the time consumed for Hessian matrix calculation increases significantly. Although the computation times for gradient and cost function calculations also show noticeable improvements, their contributions are negligible due to their small base values. Compared with the flat controller, the average total computation time of the nonplanar controller increases by $0.6\ ms$. This is completely acceptable compared to the controller's sampling time interval of $50\ ms$. In addition, we note that the number of iterations, the time consumed for matrix decomposition, and the time for solving linear equations remain almost unchanged.

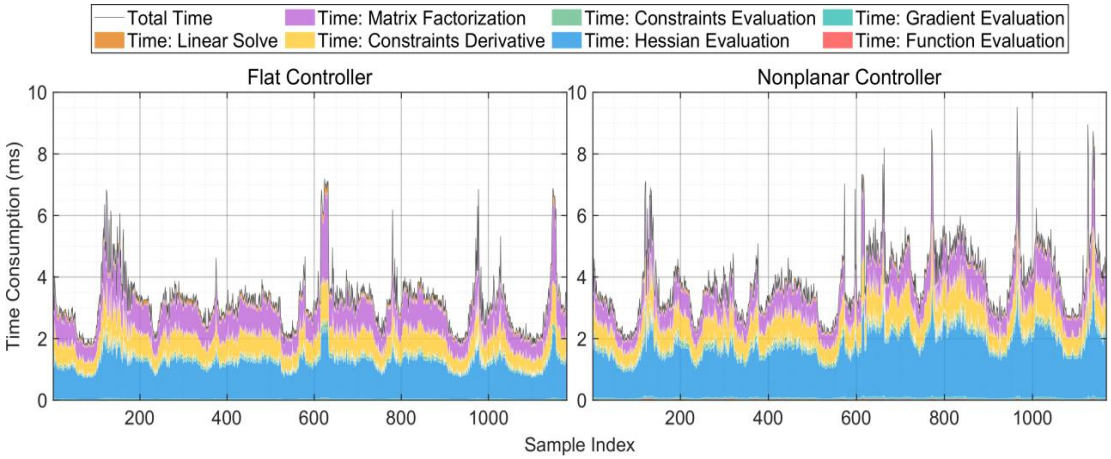


Figure 12. Time Consumption Breakdown.

Taken together with the above analysis, it can be concluded that although the model proposed in this paper introduces a certain computational burden, its impact is limited. Considering the improvement in comprehensive performance demonstrated in Experiments 1 and 2, the maximum increase in computation time of less than $5\ ms$ is completely acceptable.

Table 5. Comparison of Time Consumption Breakdowns

Metric	Flat Controller	Nonplanar ontroller	Difference	Difference/%
Problem File Size	5.9 Mb	8.9 Mb	+3.0 Mb	+50.8%
CPU Time	4.0224 ms	4.6184 ms	+0.5960 ms	+14.8%
Iteration	15.87	15.63	-0.24	-1.5%
Hessian Evaluation Time	1.2225 ms	1.7810 ms	+0.5585 ms	+45.7%
Gradient Evaluation Time	0.0258 ms	0.0473 ms	+0.0215 ms	+83.5%
Function Evaluation Time	0.0169 ms	0.0361 ms	+0.0192 ms	+113.2%
Constraints Evaluation Time	0.1212 ms	0.1731 ms	+0.0519 ms	+42.7%
Constraints Derivative Time	0.7245 ms	0.8534 ms	+0.1289 ms	+17.8%
Matrix Factorization Time	0.9351 ms	0.8604 ms	-0.0747 ms	-7.98%
Linear Solve Time	0.1366 ms	0.1249 ms	-0.0117 ms	-8.52%

5 Conclusion

To support near-limit vehicle operation on nonplanar roads and extend controllable handling boundaries, this study develops modeling and control methods for high-sideslip nonplanar vehicle dynamics. First, a nonplanar vehicle dynamic model incorporating road with ribbon curvature is formulated, and a first-order approximation of vertical suspension dynamics is introduced to enhance vertical load modeling accuracy. Second, based on this model, a nonplanar motion planner and an associated controller are designed to achieve time-optimal high-sideslip maneuvers on nonplanar road surfaces. Third, a hardware-in-the-loop testing platform is established, and two experimental studies are conducted to validate the proposed framework. The results demonstrate that the planner attains a favorable balance between limit-performance exploitation and safety assurance, while the controller delivers improved tracking accuracy relative to its flat-road counterpart. Finally, computational analysis shows that although the model increases gradient-evaluation complexity by approximately 1.5 times, the overall solution time remains acceptable, indicating a small impact on real-time performance.

References:

[1] A. Wischnewski, T. Herrmann, F. Werner, and B. Lohmann, “A Tube-MPC Approach to Autonomous Multi-Vehicle Racing on High-Speed Ovals,” IEEE Trans. Intell. Veh., vol. 8, no. 1, pp. 368–378, Jan. 2023.

[2] J. Y. M. Goh, M. Thompson, J. Dallas, and A. Balachandran, “Beyond the stable handling limits: nonlinear model predictive control for highly transient autonomous drifting,” Vehicle System Dynamics, vol. 62, no. 10, pp. 2590–2613, Oct. 2024.

[3] G. Chen, X. Zhao, Z. Gao, and M. Hua, “Dynamic Drifting Control for General Path Tracking of Autonomous Vehicles,” IEEE Trans. Intell. Veh., vol. 8, no. 3, pp. 2527–2537, Mar. 2023.

[4] R. Y. Hindiyeh and J. Christian Gerdes, “A Controller Framework for Autonomous Drifting: Design, Stability, and Experimental Validation,” Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 136, no. 5, p. 051015, Sept. 2014.

[5] S. Milani, H. Marzbani, and R. N. Jazar, “Vehicle drifting dynamics: discovery of new equilibria,” Vehicle System Dynamics, vol. 60, no. 6, pp. 1933–1958, June 2022.

[6] E. Velenis, D. Katzourakis, E. Frazzoli, P. Tsiotras, and R. Happee, “Steady-state drifting stabilization of RWD vehicles,” Control Engineering Practice, vol. 19, no. 11, pp. 1363–1376, Nov. 2011.

[7] T. Goel, J. Y. Goh, and J. C. Gerdes, “Opening New Dimensions: Vehicle Motion Planning and Control using Brakes while Drifting,” in 2020 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), Las Vegas, NV, USA: IEEE, Oct. 2020, pp. 560–565.

[8] J. Y. Goh, T. Goel, and J. Christian Gerdes, “Toward Automated Vehicle Control Beyond the Stability Limits: Drifting Along a General Path,” Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 142, no. 2, p. 021004, Feb. 2020.

[9] M. T. Peterson, T. Goel, and J. C. Gerdes, “Exploiting Linear Structure for Precision Control of Highly Nonlinear Vehicle Dynamics,” IEEE Trans. Intell. Veh., vol. 8, no. 2, pp. 1852–1862, Feb. 2023.

[10] C. Hu, L. Xie, Z. Zhang, and H. Xiong, “A novel model predictive controller for the drifting vehicle to track a circular trajectory,” Vehicle System Dynamics, vol. 63, no. 3, pp. 537–566, Mar. 2025.

[11] T. P. Weber and J. C. Gerdes, “Modeling and Control for Dynamic Drifting Trajectories,” IEEE Trans. Intell. Veh., vol. 9, no. 2, pp. 3731–3741, Feb. 2024.

[12] F. Zhang, J. Gonzales, S. E. Li, F. Borrelli, and K. Li, “Drift control for cornering maneuver of autonomous vehicles,” Mechatronics, vol. 54, pp. 167–174, Oct. 2018.

[13] P. Cai, X. Mei, L. Tai, Y. Sun, and M. Liu, “High-Speed Autonomous Drifting With Deep Reinforcement Learning,”

IEEE Robot. Autom. Lett., vol. 5, no. 2, pp. 1247–1254, Apr. 2020.

[14] D. Tavernini, M. Massaro, E. Velenis, D. I. Katzourakis, and R. Lot, “Minimum time cornering: the effect of road surface and car transmission layout,” Vehicle System Dynamics, vol. 51, no. 10, pp. 1533–1547, Oct. 2013.

[15] Y. Zhang, W. Wang, C. Yang, T. Qie, and R. Sun, “Vehicle dynamics analysis and adaptive control scheme design under coupled slope for trajectory tracking of four-wheel independent drive autonomous vehicles,” Vehicle System Dynamics, pp. 1–30, Aug. 2024.

[16] G. Perantoni and D. J. N. Limebeer, “Optimal Control of a Formula One Car on a Three-Dimensional Track Part 1: Track Modelling and Identification,” Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 137, no. 5, pp. 1–13, Mar. 2015.

[17] S. Lovato, M. Massaro, and D. J. N. Limebeer, “Curved-ribbon-based track modelling for minimum lap-time optimisation,” Meccanica, vol. 56, no. 8, pp. 2139–2152, Aug. 2021.

[18] T. Fork, H. E. Tseng, and F. Borrelli, “Models and Predictive Control for Nonplanar Vehicle Navigation,” in 2021 IEEE International Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC), Indianapolis, IN, USA: IEEE, Sept. 2021, pp. 749–754.

[19] T. Fork, H. E. Tseng, and F. Borrelli, “Models for ground vehicle control on nonplanar surfaces,” Vehicle System Dynamics, vol. 62, no. 4, pp. 976–1000, Apr. 2024.

[20] D. J. N. Limebeer and C. V. Van De Merwe, “Another look at 3D road surface modelling,” Vehicle System Dynamics, pp. 1–23, Jul. 2025.

[21] D. J. N. Limebeer and E. Warren, “A review of road models for vehicular control,” Vehicle System Dynamics, vol. 61, no. 6, pp. 1449–1475, June 2023.

[22] H. B. Pacejka, Tire Characteristics and Vehicle Handling and Stability. Elsevier, 2012.

[23] F. Christ, A. Wischnewski, A. Heilmeier, and B. Lohmann, “Time-optimal trajectory planning for a race car considering variable tyre-road friction coefficients,” Vehicle System Dynamics, vol. 59, no. 4, pp. 588–612, Apr. 2021.

[24] M. Brown and J. C. Gerdes, “Coordinating Tire Forces to Avoid Obstacles Using Nonlinear Model Predictive Control,” IEEE Trans. Intell. Veh., vol. 5, no. 1, pp. 21–31, Mar. 2020.

[25] X. Tian, S. Yang, Y. Yang, W. Song, and M. Fu, “A Multi-Layer Drifting Controller for All-Wheel Drive Vehicles Beyond Driving Limits,” IEEE/ASME Trans. Mechatron., vol. 29, no. 2, pp. 1229–1239, Apr. 2024.

[26] Z. Zhu, X. Tang, Y. Qin, Y. Huang, and E. Hashemi, “A Survey of Lateral Stability Criterion and Control Application for Autonomous Vehicles,” IEEE Trans. Intell. Transport. Syst., vol. 24, no. 10, pp. 10382–10399, Oct. 2023.

[27] C. G. Bobier-Tiu, C. E. Beal, J. C. Kegelman, R. Y. Hindiyeh, and J. C. Gerdes, “Vehicle control synthesis using phase portraits of planar dynamics,” Vehicle System Dynamics, vol. 57, no. 9, pp. 1318–1337, Sept. 2019.

[28] N. Guo, X. Zhang, Y. Zou, B. Lenzo, G. Du, and T. Zhang, “A Supervisory Control Strategy of Distributed Drive Electric Vehicles for Coordinating Handling, Lateral Stability, and Energy Efficiency,” IEEE Trans. Transp. Electrific., vol. 7, no. 4, pp. 2488–2504, Dec. 2021.

[29] J. Nocedal, A. Wächter, and R. A. Waltz, “Adaptive Barrier Update Strategies for Nonlinear Interior Methods,” SIAM J. Optim., vol. 19, no. 4, pp. 1674–1693, Jan. 2009.

[30] J. Nocedal and S. J. Wright, Numerical optimization, 2nd ed. in Springer series in operations research. New York: Springer, 2006.

[31] L. Numerow, A. Zanelli, A. Carron, and M. N. Zeilinger, “Inherently Robust Suboptimal MPC for Autonomous Racing With Anytime Feasible SQP,” IEEE Robot. Autom. Lett., vol. 9, no. 7, pp. 6616–6623, July 2024.

[32] A. Zanelli, R. Quirynen, J. Jerez, and M. Diehl, “A Homotopy-based Nonlinear Interior-Point Method for NMPC,” IFAC-PapersOnLine, vol. 50, no. 1, pp. 13188–13193, July 2017.

[33] J. A. E. Andersson, J. Gillis, G. Horn, J. B. Rawlings, and M. Diehl, “CasADi: a software framework for nonlinear optimization and optimal control,” Math. Prog. Comp., vol. 11, no. 1, pp. 1–36, Mar. 2019.

电磁液压先导溢流阀的 AMEsim 建模与参数敏感性分析

张添一[1]，杨林

（1. 北京理工大学 机械与车辆学院，北京 10081）

摘　要：针对连续阻尼控制（CDC）减振器电磁液压先导溢流阀内部机电液耦合关系复杂、关键结构参数影响规律不清的问题，分析电磁驱动、先导控制与主阀控制单元的协同工作机理，并在 AMESim 中建立减振器及阀体模型。以 0.05 m、1.67 Hz 正弦位移为激励，采用单因素法研究主阀等效直径、主阀弹簧刚度、电磁推杆上端直径及弹簧预紧力对复原行程速度-阻尼力特性的影响。结果表明：主阀等效直径增大使通流能力提高、阻尼力降低；其余三项参数增大均提高阀开启所需作用力或压差，使阻尼力输出范围增大。研究结果可为 CDC 阀结构设计与参数匹配提供参考。

关键词：CDC 减振器；电磁液压先导溢流阀；AMESim；参数敏感性；阻尼特性

Abstract: To clarify the coupled electro-mechanical-hydraulic behavior and parameter effects of the solenoid-operated pilot relief valve in a continuous damping control (CDC) damper, the coordinated mechanism of the electromagnetic drive, pilot control, and main-valve control units is analyzed, and damper and valve models are established in AMESim. Under a sinusoidal displacement excitation with an amplitude of 0.05 m and a frequency of 1.67 Hz, a one-factor-at-a-time method is used to investigate the effects of the main-valve equivalent diameter, main-valve spring stiffness, upper-end diameter of the solenoid push rod, and spring preload on the rebound-stroke velocity-damping-force characteristics. The results show that increasing the main-valve equivalent diameter improves the flow capacity and reduces the damping force, whereas increasing each of the other three parameters raises the force or pressure difference required for valve opening and enlarges the damping-force output range. The results provide a reference for structural design and parameter matching of CDC valves.

Key words: CDC damper; solenoid-operated pilot relief valve; AMESim; parameter sensitivity; damping characteristics

引言

随着车辆底盘向电子化、智能化和线控化方向发展，悬架系统已不再只承担承载与隔振任务，还需要根据路面激励和车辆运动状态实时调节阻尼特性。越野车长期行驶于起伏、松软及高冲击路面，所受外部激励幅值大、频率范围宽且工况转换频繁，固定阻尼减振器难以同时满足行驶平顺性、操纵稳定性和轮胎接地性要求。全主动悬架虽然具有较强的主动调节能力，但其能量消耗、系统成本及控制复杂度相对较高。连续阻尼控制（Continuous Damping Control，CDC）减振器可通过电磁阀改变油液通流状态，以较低附加能耗实现阻尼力的连续调节，因而成为半主动悬架的重要技术方案。对其核心阀件开展研究，对提升越野车辆的行驶性能与复杂环境适应能力具有实际意义。

电磁液压先导溢流阀是 CDC 减振器实现阻尼调节的关键执行元件。本文研究对象由电磁驱动、先导控制和主阀控制三部分组成，电磁线圈产生的电磁力经衔铁与推杆传递至先导阀芯，通过改变先导阀口通流面积调节控制腔压力，并利用主阀芯两端的压力差控制主阀开启。当电磁力较小时，主阀保持关闭，油液主要经小通道流动，阀呈现较大阻尼；电磁力适中时，先导阀口开度随阀芯位移变化，阀主要表现为可调节流特性；电磁力进一步增大时，先导级的周期性启闭使控制腔卸压，主阀在压差作用下开启，阀进入先导溢流工作状态。由于其内部存在电磁、机械与液压过程的相互耦合，仅依靠静态受力分析难以完整描述阀件的工作特性。

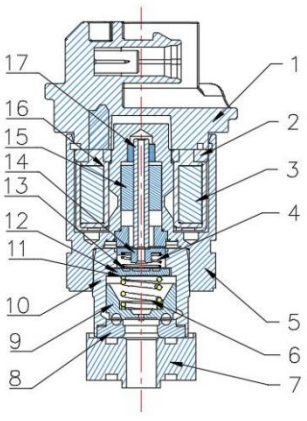
国外对比例电磁先导溢流阀的研究较早。Maiti 等建立了两级溢流阀的非线性数学模型，并通过试验分析了阀的稳态压力—流量特性及瞬态响应[1]。Dasgupta 和 Watton 基于键合图方法构建先导溢流阀模型，综合考虑阀口非线性、油液可压缩性及流动力等因素，分析了不同结构参数对阀动态响应的影响[2]。Morselli 等利用 AMESim 研究先导溢流阀在快速压力瞬变下的开启过程，指出控制腔容积对压力峰值和主阀开启特性具有显著影响[3]。Xu 等综合考虑电磁特性、流动力及阀片变形，建立了连续可调阻尼减振器模型[4]。相关研究逐步由单一元件的数学建模发展为多物理场联合仿真，为阀件的动态设计与优化提供了依据。

国内对 CDC 减振器及其先导电磁阀的研究主要集中在模型辨识、电磁特性、结构参数与压力—流量特性等方面。赵凯旋等辨识了阻尼可调减振器 AMESim 模型参数[5]。谢方伟等建立 CDC 先导阀电磁力模型，并对关键结构参数进行了协同优化[6]。丁二名等完成了比例电磁阀内置式 CDC 减振器的设计与验证[7]；郑志斌等分析了线径、导磁材料和结构尺寸等参数对先导阀性能的影响[8]。李明昊等针对 CDC 先导电磁阀开展了压力—流量特性分析与结构优化[9]。现有成果表明，控制腔容积、阀口面积、弹簧参数、油液弹性及电磁力均会影响阀的开启压力、通流能力和动态响应。然而，由于不同阀型在先导油路、阀口组合及主阀开启逻辑方面存在差异，已有结论难以直接适用于本文阀结构。现有设计过程仍较多依赖经验选参，且不同研究的工况与评价指标不一致，参数影响方向及作用机理难以直接比较。因此，有必要在统一工况和评价指标下开展单因素敏感性分析，系统比较关键结构参数对阻尼特性的影响。

针对上述问题，本文围绕电磁液压先导溢流阀的结构机理、动态建模及参数影响展开研究。首先，介绍阀的整体结构与油液流动路径，分析电磁力较小、适中和较大三种条件下先导阀芯、控制腔压力及主阀芯的动作过程，明确阀由被动大阻尼状态向可调节流和先导溢流状态转换的机理。其次，根据阀芯受力平衡、阀口节流关系、油液连续性及可压缩性，在 AMESim 中分别建立电磁驱动、先导控制和主阀控制子模型，并完成子模型之间的信号与液压连接。最后，以稳定周期内的速度-阻尼力回线为评价依据，采用单因素法比较主阀等效直径、主阀弹簧刚度、电磁推杆上端直径及主阀弹簧预紧力的影响方向和作用机理，为后续结构优化与参数匹配提供依据。

1 CDC 连续阻尼可调阀工作原理

1.1 阀体结构组成



1 电磁阀盖 2 磁轭 3 电磁线圈 4 复位弹簧 5 阀体外壳 6 主阀弹簧 7 电磁阀座 8 主阀座 9 主阀阀芯
10 套筒 11 主阀垫片 12 先导阀阀座 13 先导阀垫片 14 先导阀阀芯 15 衔铁 16 衬套 17 电磁推杆

图 1　CDC 连续阻尼可调阀结构

如图 1 所示，CDC 连续阻尼可调阀内部由电磁驱动单元、先导控制单元以及主阀控制单元构成，三个功能部分沿阀体轴向由上至下依次设置，形成分级控制的整体结构。位于最上部的电磁驱动单

元主要承担阀体的电磁执行功能，其组成部件包括电磁阀盖 1、磁轭 2、电磁线圈 3、复位弹簧 4、阀体外壳 5、衔铁 15、衬套 16 和电磁推杆 17。电磁线圈安装于磁轭内部，衔铁与电磁推杆沿阀体中心线进行轴向配置，使电磁力能够通过运动部件向下传递。复位弹簧 4 设置于运动机构中，用于在电磁驱动作用消失后提供回复力，使相关运动部件恢复至原始工作位置。

处于电磁驱动单元与主阀控制单元之间的是先导控制单元，其结构主要包括先导阀阀座 12、先导阀垫片 13 以及先导阀阀芯 14。该单元以电磁推杆的轴线为基准进行同轴设置，主要发挥中间控制作用，将上部电磁执行机构产生的驱动作用传递至下部主阀控制部分。内部结构按照先导阀阀芯、先导阀垫片和先导阀阀座的关系进行组合布置，相关部件相互配合形成先导油液通道，为后续主阀状态调节提供控制基础。

位于阀体下部的主阀控制单元直接承担减振器液压油路的调节功能，其主要结构由主阀弹簧 6、电磁阀座 7、主阀座 8、主阀阀芯 9、套筒 10 和主阀垫片 11 组成。其中，主阀阀芯 9 设置于主阀座 8 内部，并借助主阀弹簧 6 实现支撑与位置保持；套筒 10 等部件对阀内运动及油液通道起到相应的结构配合作用。主阀垫片 11 与主阀座 8 共同形成油路中的流通和密封界面。由于该部分直接与减振器内部液压回路连通，因此其阀芯运动及相关通流结构的变化能够直接影响油液的流动状态，是 CDC 控制阀实现阻尼调节的主要工作部位。

1.2 不同电磁力下的工作状态

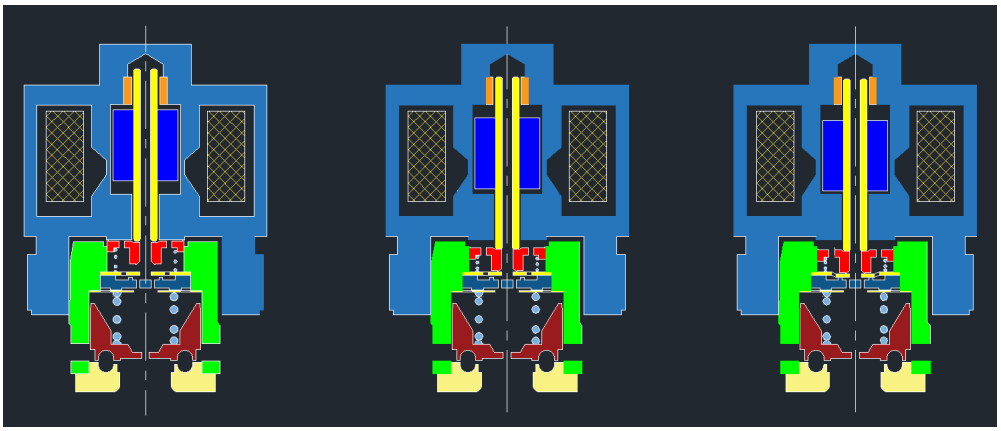


图 2　CDC 连续阻尼可调阀工作原理

阀内油液通路随电磁力变化而重构，根据先导阀口与主阀的开启状态，图 2 所示工作过程可分为被动大阻尼、可调节流和先导溢流三种典型工况。

在线圈不通电或电磁力极小的情况下，先导阀芯仍处于初始状态，此时主阀也处于闭合状态，油液只得通过先导阀芯与阀体间原有的小油路流出，液压阀处于被动大阻尼状态。

当线圈通电，电磁力适中时，电磁推杆可推动先导阀芯向下运动，但不足以完全克服复位弹簧和先导阀垫片的弹性力使先导阀芯、先导阀垫片紧贴在先导阀阀座上。先导阀芯在推杆作用下发生位移，使其与阀体之间的通流间隙增大，油液经该通道流出。此时由于油液一直流动，不会产生足够的压差使主阀打开。在这种情况下，电磁阀起到节流阀的作用，其节流特性由不同电磁力下产生的不同先导阀芯与阀体间隙大小、先导阀芯与先导阀垫片间隙大小、先导阀垫片与先导阀阀座间隙大小共同决定。

在电磁力更大时，电磁推杆推动先导阀芯向下运动与先导阀垫片接触后又将其紧贴在先导阀阀座上，使得油液无法通过先导阀阀芯与阀体间的通路流出。随着油液压力升高，作用在先导阀垫片下方的油液压力大于电磁力与电磁推杆上端控制腔液压力之和，推动先导阀垫片向上运动，先导阀垫片和先导阀阀座间重新出现间隙，油液经先导阀芯与阀体之间的通道流出，使得主腔室内油液压力骤减，主阀下方压力大于主腔室油液压力，克服主阀弹簧力推动主阀打开。在这种情况下，电磁阀为先导溢流阀，可通过继续增大电磁力来提高开阀压力。

2 CDC 连续可调阻尼阀 AMESim 模型的建立

2.1 仿真模型总体结构

根据上一小节对液压阀结构和工作原理的分析，接下来将使用 AMESim 仿真软件对其进行建模。

AMESim 是一款面向复杂工程系统的一维多领域仿真软件，其建模思想来源于键合图理论，最早由法国 Imagine S.A.公司推出。该软件内置液压、机械、气动、电气、热力学及控制等多个专业元件库，用户可根据实际系统的组成和能量传递关系，通过图形化模块完成模型搭建。借助 AMESim 建立的虚拟样机，可以对系统内部压力、流量、位移、速度等参数的变化规律及整体动态性能进行分析。目前，AMESim 已广泛应用于车辆工程、航空航天、工程机械、船舶与海洋装备等领域，主要用于系统方案设计、参数匹配、控制策略验证和性能优化。

2.2 关键元件等效与参数设置

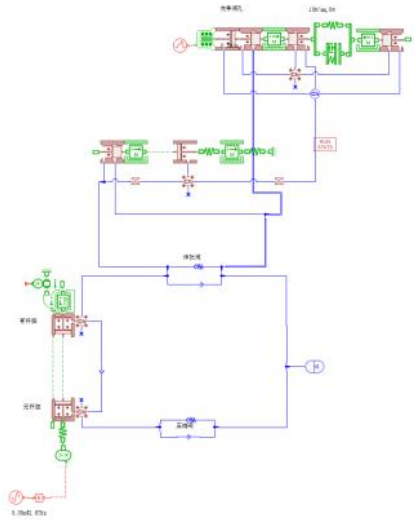


图 3　AMESim 减振器模型

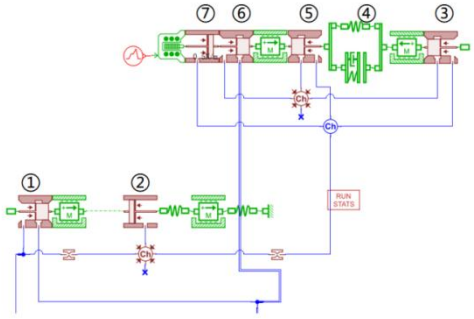


图 4　AMESim 电磁液压阀模型

图 3 为因仿真需要而建立的减振器模型，图 4 为具体液压阀模型部分。

由于真实的阀体结构复杂，在仿真模型的建立中，需要使用软件中的元件，通过参数的设置和合理的排列，达到具有相同物理原理的目的。

在模型构建过程中，采用 BAO012 阀元件分别表征先导式溢流阀主阀芯的进、出油通道，以及先导阀芯的进油口和回油口；主阀弹簧与节流垫片均通过 SPR000A 弹簧元件进行等效模拟；选用 BHORF0 孔口元件描述液压油流经背压腔孔系时产生的阻尼作用；利用 BAP015 阀元件等效表示电磁力驱动下电磁推杆的运动特性；同时，采用 BHA011 液压容腔元件模拟油液流经主阀和先导阀后在溢流阀内部形成的背压腔。

接下来对主要元件的建模过程进行说明，1 号元件用于等效主阀，左端为油液入口，右端为油液出口，正常情况下该元件处于关闭状态，只有当先导阀打开，代表主腔室的 2 号元件压力骤减，此时 1 号元件的左端压力较大，会推动其打开。1 号元件设置了参数 underlap corresponding to maximum area，代表在主阀打开时油液有一个最大流通截面积（该面积由此参数和 spool diameter 参数共同决定），与真实情况相符合。

3 号和 4 号元件共同组成了先导阀垫片，其中 3 号元件模拟其几何作用，4 号元件则模拟其弹性特性。5 号元件模拟了先导阀阀芯下半部分，即与先导阀垫片相关联的几何作用，6 号元件则模拟了先导阀阀芯的上半部分，即与阀体相关联的几何作用。3、5、6 号元件均设置了 underlap corresponding to maximum area 参数，其目的与之前所述相同，即为了体现真实的最大流通截面积。同时 3、5 元件还设定了 underlap corresponding to zero displacement 参数，这个参数表示该元件在零位置时阀口的开度大小，在这里即体现初始位置时先导阀阀芯和先导阀垫片间存在间隙、先导阀垫片和先导阀阀座间存在间隙，随着电磁力的增加，电磁推杆推动先导阀阀芯移动，这些间隙将相继消失，达到模拟完全压紧的效果。4 号元件可以通过设置其弹簧刚度参数来模拟先导阀垫片的真实刚度。

7 号元件用于等效电磁推杆上端控制腔，其液压力与电磁推杆共同构成先导级向下的作用载荷。

3 CDC 连续阻尼可调阀敏感性分析

3.1 分析方法与仿真工况

基于 AMESim 所建立的半主动悬架模型，对系统阻尼特性开展仿真分析。仿真过程中，减振器激励条件和 CDC 阀输入电流均保持恒定，采用单因素分析方法，每次仅调整一个元件参数，其余参数维持基准设定。通过重复仿真并比较不同参数条件下阻尼特性曲线的变化，分析各参数对减振器阻尼性能的影响方向。由于模型仅在复原行程单边设置电磁先导溢流阀，本文只对复原行程 CDC 阀进行参数扰动与敏感性分析。具体流程如下。

第一步，在 AMESim 模型中约束液压缸有杆腔与无杆腔的缸体部分，并将正弦位移信号接入模型的位移通道。该通道将激励信号传递至活塞杆，从而驱动活塞缸产生往复运动，同时保证活塞的相对位移方向与预先规定的激励方向一致。所采用的正弦激励信号可表示为：

$$z=A\sin(2\pi ft) \tag{3.1}$$

式中，A 表示正弦位移激励的幅值，f 为激励频率，z 为随时间变化的激励位移。结合车辆行驶过程中常见的激励频率范围，本次仿真将位移幅值设置为 0.05 m，激励频率设定为 1.67 Hz。

第二步，通过速度传感器获取液压缸活塞杆的运动速度，并利用与液压缸连接的力传感器测量减振器产生的阻尼力，为后续绘制阻尼特性曲线提供数据。

第三步，利用 XY 曲线模块绘制减振器的阻尼特性回线，其中横坐标设置为活塞杆与缸体之间的相对运动速度，纵坐标设置为减振器输出的阻尼力。为减小启动阶段瞬态响应对结果的干扰，仅选取系统进入稳定状态后的若干运动周期进行分析。具体可舍弃第一个周期，或截取第二、第三周期形成的稳定回线作为比较对象。

第四步，根据模型的初始参数配置确定基准参数组合，并在此基础上获得基准阻尼特性曲线，用作后续参数敏感性分析的参照。

第五步，依次对待研究参数进行单变量调整。改变某一参数时，其余参数均保持基准值不变；每完成一次参数调整，均重复执行前述数据采集及曲线绘制过程，得到相应的阻尼特性曲线，并将其与基准曲线叠加比较，以判断该参数对减振器阻尼性能的影响程度及变化趋势。

结合半主动油气悬架在 AMESim 中的典型液压回路，本节优先选择与阻尼力形成过程具有直接联系的元件参数进行敏感性分析。

3.2 主阀等效直径

分析主阀等效直径对 CDC 减振器阻尼特性的影响。由于主阀等效直径由 1 号元件的 spool diameter 决定，保持其他结构参数和输入激励不变，改变 1 号元件的 spool diameter 参数，分别取 5 mm、7 mm、10 mm、12 mm 和 15 mm 进行仿真，得到如图 5 所示不同的速度-阻尼力特性曲线。

从图中可以看出，随着主阀等效直径增大，相同活塞杆速度下的阻尼力整体降低，表明减振器等效阻尼系数减小。其原因在于主阀等效直径增大后，阀芯开启过程中有效通流面积随位移的增幅提高，油液流动阻力减小。因此，主阀等效直径是影响 CDC 阀阻尼力输出的重要参数；适当减小该直径有利于提高阻尼力，但过小也可能限制最大通流能力。

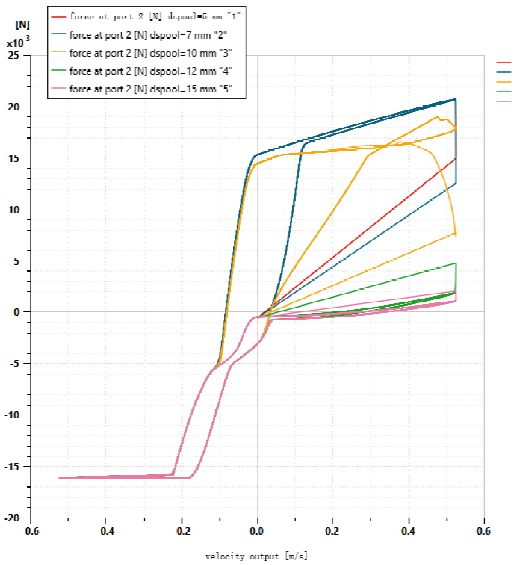


图 5　不同主阀等效直径的阻尼曲线

3.3 主阀弹簧刚度

分析主阀弹簧刚度对 CDC 减振器阻尼特性的影响。保持其他结构参数和输入激励不变，改变主阀弹簧的刚度，分别取 9 N/mm、12 N/mm、15 N/mm、18 N/mm 和 21 N/mm 进行仿真，得到如图 6 所示不同的速度-阻尼力特性曲线。

从图中可以看出，随着主阀弹簧刚度增大，相同活塞杆速度下的阻尼力整体提高，输出范围相应扩大。这是因为弹簧刚度增大后，主阀在相同位移下产生的弹簧力增大，阀芯开启所需压差随之提高。因此，主阀弹簧刚度能够显著改变 CDC 阀的开阀条件与阻尼力水平。

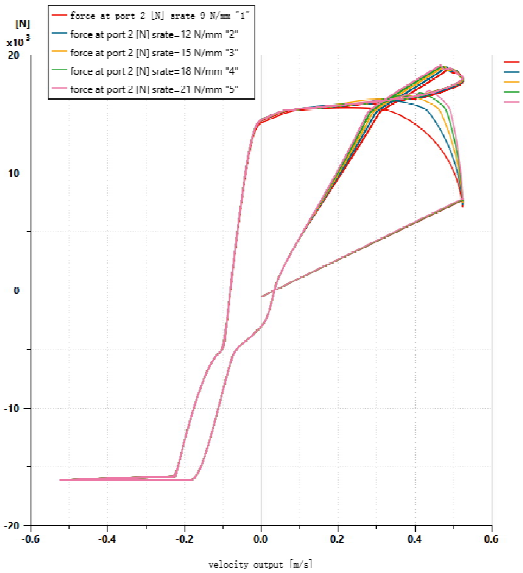


图 6　不同主阀弹簧刚度的阻尼曲线

3.4 电磁推杆上端直径

分析电磁推杆上端直径对 CDC 减振器阻尼特性的影响。保持其他结构参数和输入激励不变，改变电磁推杆上端直径，分别取 1.2 mm、1.4 mm、1.6 mm 和 1.8 mm 进行仿真，得到如图 7 所示不同的速度-阻尼力特性曲线。

从图中可以看出，随着电磁推杆上端直径增大，相同活塞杆速度下的阻尼力输出范围扩大。先导阀垫片重新开启时，其下端液压力需要克服电磁力与推杆上端液压力的合力；推杆上端直径增大使受压面积及向下液压力提高，进而抬升先导级开启条件。因此，电磁推杆上端直径会通过改变受压面积影响 CDC 阀的阻尼力水平。

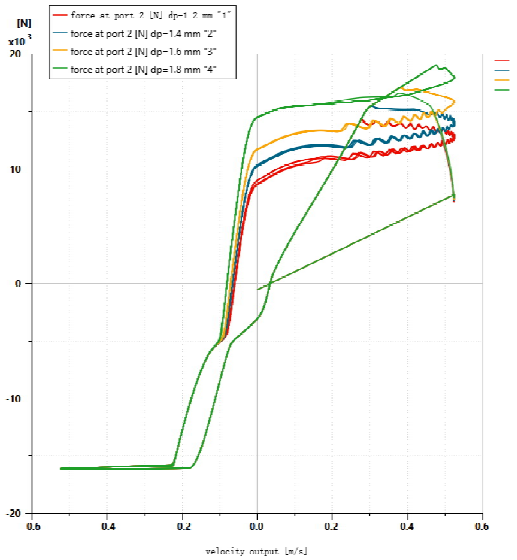


图 7　不同电磁推杆上端直径的阻尼曲线

3.5 主阀弹簧预紧力

分析主阀弹簧预紧力对 CDC 减振器阻尼特性的影响。保持其他结构参数和输入激励不变，将主阀弹簧预紧力分别设置为 1 N、2 N、3 N、4 N 和 5N 进行仿真，并比较相应的速度-阻尼力特性。

仿真结果表明，主阀弹簧预紧力增大后，相同活塞杆速度下的阻尼力提高。其原因在于预紧力直接增加了主阀初始开启载荷，需要更高的阀芯两端压差才能推动主阀开启。因此，增大预紧力可提高开阀压力和阻尼力，但应结合目标阻尼范围与主阀通流能力进行匹配。

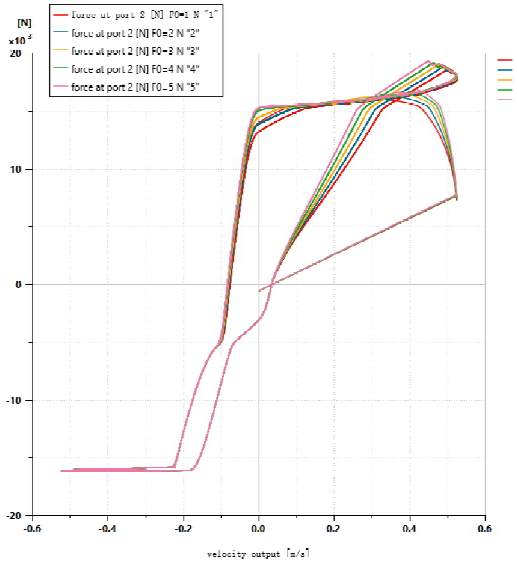


图 8　不同主阀预紧力的阻尼曲线

4 结论

本文围绕 CDC 连续阻尼可调阀的工作机理、AMESim 模型构建及关键参数影响规律开展了研究。通过分析电磁驱动、先导控主阀与先导级基本保持初始状态，油液经小通道流动，阀呈被动大阻尼特性；电磁力适中时，先导阀口开度随推杆位移改变，阀主要发挥可调节流作用；电磁力进一步增大时，先导级的启闭制与主阀控制单元之间的耦合关系，明确了阀在不同电磁力下的三种工作状态：电磁力较小时，引起主控制腔卸压，主阀在压差作用下开启，系统进入先导溢流状态。由此揭示了电磁作用、阀芯运动、控制腔压力与主阀开启之间的传递关系。

在工作原理分析的基础上，利用 AMESim 元件对阀口、弹簧、阻尼孔、电磁推杆及液压容腔进行等效描述，完成了 CDC 减振器及电磁液压先导溢流阀模型的搭建。以稳定周期内的速度-阻尼力回线为评价依据，在保持输入电流和激励条件不变的情况下，分别对主阀等效直径、主阀弹簧刚度、电磁推杆上端直径及主阀弹簧预紧力进行单因素分析。仿真结果显示，主阀等效直径增大时，阀口有效通流能力增强，复原行程阻尼力随之减小；主阀弹簧刚度、推杆上端直径和主阀弹簧预紧力增大时，主阀或先导级开启所需克服的作用力与压差提高，减振器的阻尼力输出范围相应增大。

综合分析可知，主阀等效直径主要决定通流能力，弹簧参数和推杆受压面积共同影响开启载荷。设计时需协调开阀压力、阻尼水平与调节范围，避免参数失配造成阻尼输出不足或开阀困难。本文结果可为 CDC 阀结构选型和参数匹配提供依据。当前研究仅采用单因素法并分析复原行程，后续可结合台架试验校核模型，进一步考虑输入电流、油液温度及控制腔容积等因素的交互作用，开展多参数优化。

参考文献：

[1] MAITI R, SAHA R, WATTON J. The static and dynamic characteristics of a pressure relief valve with a proportional solenoid-controlled pilot stage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2002, 216(2): 143-156. DOI: 10.1243/0959651021541516.

[2] DASGUPTA K, WATTON J. Dynamic analysis of proportional solenoid controlled piloted relief valve by bondgraph[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2005, 13(1): 21-38. DOI: 10.1016/j.simpat.2004.08.002.

[3] MORSELLI S, GESSI S, MARANI P, et al. Dynamics of pilot operated pressure relief valves subjected to fast hydraulic transient[C]//AIP Conference Proceedings. 2019, 2191: 020116. DOI: 10.1063/1.5138849.

[4] XU J, KOU F, ZHANG X, et al. Modeling and testing for continuously adjustable damping shock absorber equipped with proportional solenoid valve[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37: 3851-3866. DOI: 10.1007/s12206-023-0701-5.

[5] 赵凯旋, 陈双. 汽车半主动悬架系统阻尼可调减振器 AMESim 模型参数辨识[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(36): 253-260.

[6] 谢方伟, 徐纯洁, 万快弟, 等. CDC 减振器用先导阀参数协同优化设计[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2021, 49(2): 131-139. DOI: 10.12141/j.issn.1000-565X.200599.

[7] 丁二名, 戴开宇. 比例电磁阀内置式 CDC 减振器设计与验证[J]. 液压与气动, 2024, 48(4): 83-90. DOI: 10.11832/j.issn.1000-4858.2024.04.012.

[8] 郑志斌, 曲宝军, 张广世. 汽车阻尼连续可调减振器先导阀参数对其性能的影响[J]. 液压与气动, 2024, 48(8): 46-55. DOI: 10.11832/j.issn.1000-4858.2024.08.006.

[9] 李明昊, 时文卓, 李世振, 等. 阻尼连续可调减振器用先导电磁阀压力-流量特性分析及优化[J]. 液压与气动, 2025, 49(6): 88-101. DOI: 10.11832/j.issn.1000-4858.2025.06.011.

基于物理信息神经网络的路面不平度与悬架力学特性联合辨识方法

吕宇璠，孔运，董明明

北京理工大学 机械与车辆学院，北京 100081

摘　要：针对传统路面不平度识别方法依赖专用测量设备或精确车辆动力学模型，以及数据驱动模型可解释性不足的问题，提出一种基于物理信息神经网络的路面不平度识别方法。采用多个独立多层感知机分别表征减振器、悬架弹簧和轮胎的非线性力学特性，依据悬架动力学方程组织网络前向传播，并引入物理损失、梯度解耦、低通滤波和物理残差容许区间机制，实现路面不平度与悬架力学特性参数的联合辨识。结果表明：仅使用少量 F 级路面数据训练，并在与训练样本相互独立的 B-F 级路面样本上开展对比试验，结果表明，所提方法整体性能优于 1D-CNN、LSTM 和 MLP；消融实验验证了所用四种机制的有效性，表明其有助于提升模型由 F 级训练路面向低等级路面的泛化能力；所辨识减振器、悬架弹簧和轮胎非线性力学特性参数与仿真设定参数吻合良好，验证了所提方法对悬架力学特性参数的辨识能力。

关键词：物理信息神经网络；悬架动力学模型；路面不平度识别；力学特性辨识；智能车辆

1 引言

路面不平度描述了路面相对于基准平面的高度沿道路走向的变化，是车辆悬架系统的主要外部激励源，对车辆振动水平具有显著影响[1]。准确获取路面不平度信息，可为智能悬架控制算法提供关键的前馈输入，有助于改善车辆的乘坐舒适性与操纵稳定性。因此，发展准确、鲁棒的路面不平度识别方法，对于主动悬架控制策略设计以及车辆平顺性与操控性的综合优化具有重要意义，尤其在智能车辆与智能交通系统中具有广泛的应用前景。

传统的路面不平度识别方法大致可分为直接测量法和间接识别法。直接测量法依赖纵向轮廓仪或激光雷达等专用设备，成本高昂、仅适用于低速工况，且对光照与天气敏感，难以大规模部署[2]。间接识别法则通过车载传感器获取车辆动态响应，并基于车辆动力学逆向模型反求路面不平度，典型的方法包括基于频响函数的逆动力学识别[3,4]以及基于卡尔曼滤波的状态估计[5,6]，无需昂贵的专用测量仪器即可实现路面不平度间接识别。然而，间接识别法对准确的动力学模型依赖性强、算法计算复杂度高、参数设定相对繁琐，限制了其在工程应用中的进一步发展。近年来，数据驱动的机器学习方法逐渐成为主流，尤其是卷积神经网络（Convolutional Neural Network, CNN）、长短期记忆网络（Long Short-Term Memory, LSTM）等深度学习模型实现了端到端识别[7,8]，大幅降低了对人工特征工程的依赖。然而，纯数据驱动模型内部的黑箱特性使其识别逻辑难以追溯和验证，一旦在关键场景下发生误判，极易造成无法预知的安全隐患，进而制约了模型在实车中的部署。

近年来，物理信息神经网络（Physics-Informed Neural Network, PINN）的发展为解决纯数据驱动模型物理可解释性缺失的问题提供了新的技术路径。PINN通过将物理定律和先验约束嵌入网络训练过程，天然具备高可解释性、小样本学习能力和跨工况泛化潜力，并已在流体力学[9]、声学[10]、传热学[11]等多领域得以应用。此外，已有研究开始将PINN引入动力学系统辨识领域[12,13]，借助PINN估计未测量状态与系统参数、识别未知控制方程或微分方程项，以及在已知控制方程下重构物理场或边界相关量。例如，Mahar等人[14]将动力学方程约束引入LSTM，在外部输入力未知或难以准确测量的情况下，通过物理约束引导网络学习系统响应，实现线性动力系统状态与参数的同步估计，避免了传统状态估计方法对准确输入激励的依赖，为复杂激励条件下的线性系统状态估计提供了新思路。

构建基于PINN的路面不平度识别方法，核心在于将悬架动力学方程作为物理先验嵌入网络训练

全过程。相比于依赖精确动力学模型的传统间接识别法，物理方程作为软约束而非硬性求解条件，降低了对模型的高精度要求，同时在训练数据有限及存在噪声干扰时能够限制模型的搜索空间，约束输出结果满足悬架动力学特性，提升识别方法的泛化能力和鲁棒性；相比于纯数据驱动方法，物理约束的引入则使路面不平度识别从端到端黑箱映射转变为动力学方程引导的透明化求解，能够赋予识别逻辑明确的物理可解释性，并增强识别结果的可信度与可验证性。

为此，本文结合四分之一非线性悬架模型，提出一种基于物理信息神经网络的路面不平度识别方法，并实现悬架力学特性的联合辨识。本方法的基本思想是将四分之一悬架动力学方程显式嵌入网络前向传播结构，以悬架受力平衡为物理约束，以多个独立的多层感知机（Multi-Layer Perceptron, MLP）分别表征未知的悬架阻尼、弹簧和轮胎力学关系，为其提供可学习的函数逼近形式，在数据驱动条件下实现路面不平度与悬架非线性特性的协同求解。具体而言，在前向传播过程中，各MLP子网络的输出分别对应悬架弹簧力、阻尼力和轮胎压缩量等中间物理量，并通过悬架力学平衡关系与路面输入建立约束关联；反向传播阶段则联合优化路面识别误差、动力学残差、零点约束及平滑约束，确保路面不平度识别结果与各中间力学变量在拟合数据的同时符合悬架动力学规律，从而提升识别逻辑的可解释性与识别结果的物理一致性。

本文主要贡献如下：

(1) 提出一种基于PINN的路面不平度与悬架力学特性联合辨识方法。将四分之一悬架动力学方程嵌入网络前向传播与反向优化过程，在车辆振动响应、悬架力学特性和路面输入之间建立具有明确物理含义的信息流，实现路面不平度与悬架非线性力学特性的联合辨识。

(2) 设计悬架动力学引导的前向传播结构。采用多个相互独立的MLP子网络分别对悬架阻尼、弹簧和轮胎力学关系进行非线性函数逼近，并通过悬架动力学方程将各中间量与路面输入建立直接关联，使网络的前向传播过程具备明确的可解释性。

(3) 采用结合物理约束的多目标联合优化策略。以路面识别误差为数据损失项，并引入动力学残差、零点约束及平滑约束，共同优化各MLP子网络输出的弹簧力、阻尼力与轮胎压缩量，使其满足悬架受力平衡关系，从而确保识别结果与中间力学变量间的物理一致性。

2 所提方法

本节提出一种基于PINN的路面不平度与悬架力学特性联合辨识方法。首先，建立四分之一非线性悬架动力学模型，明确路面输入、悬架力学特性与车辆振动响应之间的物理约束关系，为后续PINN构建提供理论基础。在此基础上，所提方法的整体框架如图1所示。具体地，该方法由训练集构建与模型输入构造、非线性力学特性表征、动力学方程约束前向传播与路面不平度识别、多目标优化损失与联合优化四个模块组成。

2.1 四分之一非线性悬架模型动力学建模

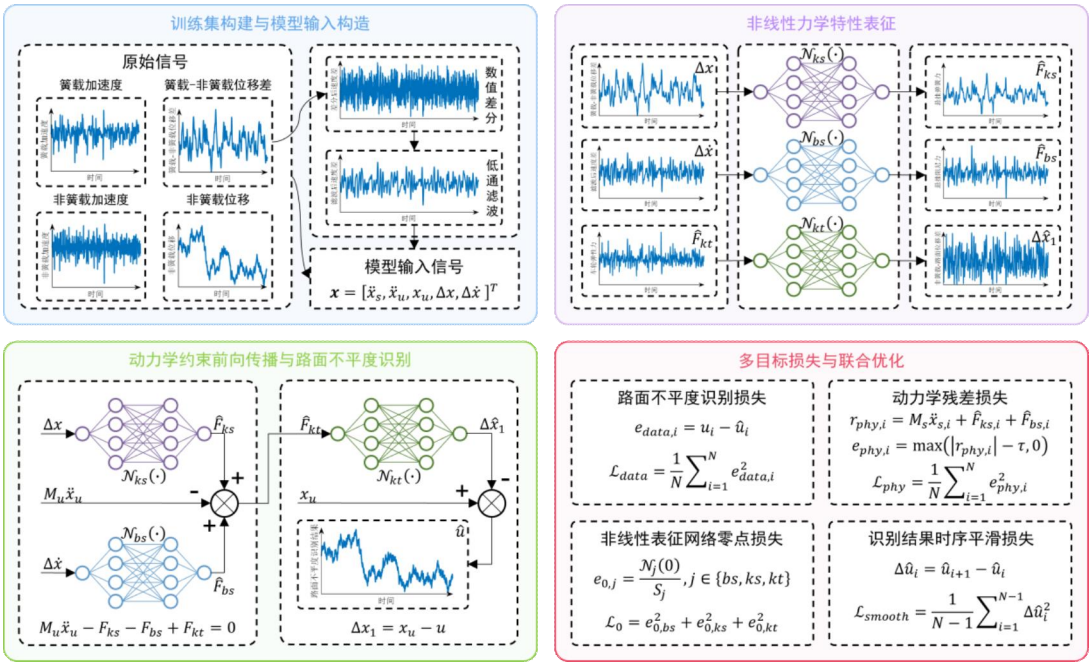


图 1　所提 PINN 框架

Fig.1 The proposed PINN framework

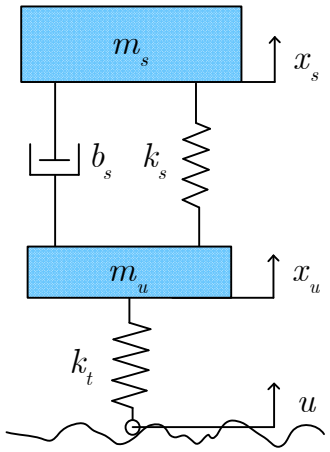


图 2　四分之一悬架动力学模型

Fig. 2 Quarter-car suspension dynamic model

四分之一悬架模型是车辆悬架系统常用的简化动力学模型。如图2所示，其由簧载质量 m_s、非簧载质量 m_u、阻尼系数为 b_s 的减振器以及刚度系数分别为 k_s 和 k_t 的悬架弹簧和轮胎弹簧组成。当 b_s、k_s 和 k_t 取为常数时，悬架为线性系统；当 b_s、k_s 和 k_t 为非线性函数时，模型则为非线性系统。本文主要针对 b_s、k_s 和 k_t 为非线性函数的情况开展研究，并将其统称为悬架力学特性。

根据牛顿第二定律，四分之一悬架模型的动力学方程可写为：

$$m_s\ddot{x}_s+F_{bs}+F_{ks}=0, \tag{1}$$

$$m_u\ddot{x}_u-F_{bs}-F_{ks}+F_{kt}=0, \tag{2}$$

式中，F_{bs} 为减振器阻尼力，F_{ks} 为悬架弹簧力，F_{kt} 为轮胎弹性力。对于非线性悬架，上述三个力可进一步表示为：

$$F_{bs} = f_{bs}(\Delta\dot{x}), \tag{3}$$

$$F_{ks} = f_{ks}(\Delta x), \tag{4}$$

$$F_{kt} = f_{kt}(\Delta x_1), \tag{5}$$

式中，$\Delta x = x_s - x_u$ 为簧载-非簧载位移差，$\Delta x_1 = x_u - u$ 为非簧载-路面位移差；$f_{bs}(\cdot)$、$f_{ks}(\cdot)$ 和 $f_{kt}(\cdot)$ 分别表示非线性的减振器阻尼力函数、悬架弹簧力函数和轮胎弹性力函数。

联立式(1)-(5)，四分之一非线性悬架模型的动力学方程最终可写为：

$$m_s\ddot{x}_s + f_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + f_{ks}(x_s - x_u) = 0, \tag{6}$$

$$m_u\ddot{x}_u - f_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - f_{ks}(x_s - x_u) + f_{kt}(x_u - u) = 0. \tag{7}$$

2.2 PINN 架构设计

式(7)表明，输入四分之一悬架模型的路面不平度激励可以表示为悬架动力学响应与悬架力学特性的函数，因此，将式(7)重新整理为：

$$f_{kt}(x_u - u) = f_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + f_{ks}(x_s - x_u) - m_u\ddot{x}_u, \tag{8}$$

然而，当悬架力学特性未知时，式(8)右侧的非线性函数 $f_{bs}(\cdot)$ 和 $f_{ks}(\cdot)$ 无法直接确定，使得无法基于动力学响应计算轮胎弹性力 $F_{kt} = f_{kt}(x_u - u)$；同时，路面不平度 u 隐含于轮胎压缩量 $x_u - u$ 中，其在 $f_{kt}(\cdot)$ 未知的条件下难以显式分离。因此，在悬架力学特性未知的条件下，难以依据式(8)直接实现路面不平度的识别。

鉴于神经网络对复杂非线性映射的拟合能力，本文引入神经网络表征未知悬架力学特性，并在此基础上实现路面不平度识别。不同于直接建立悬架动力学响应与路面不平度端到端映射的方法，本文采用三个互相独立的MLP子网络 $\mathcal{N}_{bs}(\cdot)$、$\mathcal{N}_{ks}(\cdot)$ 和 $\mathcal{N}_{kt}(\cdot)$ 分别替代式(8)中的 $f_{bs}(\cdot)$、$f_{ks}(\cdot)$ 和 $f_{kt}(\cdot)$，以分别逼近悬架阻尼、弹簧和轮胎力学特性，进而实现路面不平度与悬架力学特性的联合辨识。

引入三个MLP子网络后，式(8)可进一步写为：

$$\mathcal{N}_{kt}(x_u - u) = \mathcal{N}_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + \mathcal{N}_{ks}(x_s - x_u) - m_u\ddot{x}_u, \tag{9}$$

与式(8)不同，MLP子网络的引入初步建立了悬架动力学响应与轮胎弹性力之间的数据驱动映射，从而实现轮胎弹性力的估计。然而，本文的研究目的在于路面不平度的识别，而非轮胎弹性力的估计；另一方面，轮胎弹性力通常难以直接测得，不宜直接作为模型的训练标签。因此，式(9)尚不能用于路面不平度的识别。

考虑到轮胎弹性力通常随其压缩量的增大而增大，本文假定在轮胎正常工作范围内，二者满足严格的单调递增关系。在此假设下，轮胎弹性力函数存在反函数 $f_{kt}^{-1}(\cdot)$，并可通过轮胎弹性力计算路面不平度：

$$u = x_u - f_{kt}^{-1}(F_{kt}). \tag{10}$$

联立式(9)与式(10)，可将路面不平度从轮胎非线性力学关系中显式分离：

$$u = x_u - f_{kt}^{-1}(\mathcal{N}_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + \mathcal{N}_{ks}(x_s - x_u) - m_u \ddot{x}_u), \tag{11}$$

同理，使用MLP子网络替代轮胎弹性力反函数 $f_{kt}^{-1}(\cdot)$，且为简化起见，将其同样记作 $\mathcal{N}_{kt}(\cdot)$，则式(11)可写作：

$$\hat{u} = x_u - \mathcal{N}_{kt}(\mathcal{N}_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + \mathcal{N}_{ks}(x_s - x_u) - m_u \ddot{x}_u). \tag{12}$$

式(12)即为本文所提PINN的前向传播架构。其并非直接学习悬架动力学响应与路面不平度之间的端到端映射，而是将悬架动力学关系嵌入网络前向传播过程，确保网络的前向传播信息流严格遵循四分之一悬架模型的动力学方程。

2.3 PINN损失函数构建

数据损失是监督学习模型损失函数的基本组成部分。对于本文所提PINN，其数据损失用于度量真实路面不平度与所识别路面不平度之间的误差：

$$\mathcal{L}_{data} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(u_i - \hat{u}_i\right)^2, \tag{13}$$

式中，u_i 和 $\hat{u}_i$ 分别表示第 i 个时间点的真实路面不平度与所识别路面不平度，N 为训练样本的总时间点数。

与传统PINN使用自动微分计算网络输出的各阶偏微分，进而构造偏微分方程残差作为物理约束不同，本文不直接对网络输出自动微分，而是利用式(6)对应的动力学方程，构造动力学响应输入与MLP子网络输出之间的动力学一致性残差，以作为物理损失约束模型训练过程。具体而言，将MLP子网络 $\mathcal{N}_{bs}(\cdot)$ 和 $\mathcal{N}_{ks}(\cdot)$ 替换式(6)中的非线性函数 $f_{bs}(\cdot)$ 和 $f_{ks}(\cdot)$，可得：

$$m_s \ddot{x}_s + \mathcal{N}_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + \mathcal{N}_{ks}(x_s - x_u) = 0, \tag{14}$$

定义动力学一致性残差为：

$$r_{phy} = m_s \ddot{x}_s + \mathcal{N}_{bs}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + \mathcal{N}_{ks}(x_s - x_u), \tag{15}$$

若输入动力学响应均无噪声，则式(14)应严格满足，动力学一致性残差理论上为零。然而，实际测量的动力学响应不可避免地受到噪声干扰，使式(14)难以严格满足；若仍强制动力学残差趋近于零，可能迫使各MLP子网络通过调整所表征的悬架力学特性来补偿测量噪声，进而造成对噪声的过度拟合。为此，本文在动力学残差中引入容差阈值 τ，仅对超出容差范围的残差部分施加惩罚，从而在保证物理约束的同时，允许测量噪声带来的合理偏差。此时物理损失可表示为：

$$\mathcal{L}_{phy} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left[\max\left(\left|r_{phy,i}\right| - \tau, 0\right)\right]^2. \tag{16}$$

在数据损失和物理损失外，对各MLP子网络进一步施加零点损失：

$$\mathcal{L}_0 = \left(\frac{\mathcal{N}_{bs}(0)}{S_{bs}}\right)^2 + \left(\frac{\mathcal{N}_{ks}(0)}{S_{ks}}\right)^2 + \left(\frac{\mathcal{N}_{kt}(0)}{S_{kt}}\right)^2, \tag{17}$$

式中，$\mathcal{N}_j(0), j \in \{bs, ks, kt\}$ 为各子网络在零输入时的输出，理论上应满足 $\mathcal{N}_j(0) = 0$；由于不同子网络输出所对应的物理量及数值尺度存在差异，引入尺度因子 $S_j, j \in \{bs, ks, kt\}$ 对各零点偏差进行缩放，以减小量纲及数值尺度差异对损失计算的影响。

此外，考虑到相邻时刻的路面不平度通常具有一定的连续性，为抑制测量噪声及模型识别误差

引起的识别结果局部振荡，本文引入时序平滑损失：

$$\mathcal{L}_{smooth}=\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N-1}\left(\hat{u}_{i+1}-u_i\right)^2, \tag{18}$$

通过约束相邻时刻识别结果的变化幅度，抑制非物理的高频波动，提高路面不平度识别结果的时序连续性。

综合上述数据损失、物理损失、零点损失及时序平滑损失，构建多目标损失函数，并引入相应权重系数平衡各损失项对模型训练的贡献。最终的损失函数定义如下：

$$\mathcal{L}=\lambda_{data}\mathcal{L}_{data}+\lambda_{phy}\mathcal{L}_{phy}+\lambda_0\mathcal{L}_0+\lambda_{smooth}\mathcal{L}_{smooth}, \tag{19}$$

式中，λ_{data}、λ_{phy}、λ_0、λ_{smooth}分别为数据损失、物理损失、零点损失和时序平滑损失的权重系数。通过上述多目标联合优化，可在提高路面不平度识别精度的同时，维持模型的悬架动力学一致性，并实现路面不平度与悬架力学特性的联合辨识。

2.4 PINN输入构造

式(12)表明，基于PINN前向传播架构识别路面不平度所需的动力学响应包括：非簧载加速度$\ddot{x}_u$、簧载-非簧载速度差$\Delta\dot{x}$、簧载-非簧载位移差Δx以及非簧载位移x_u。此外，式(15)所定义的动力学一致性残差还额外依赖于簧载加速度$\ddot{x}_s$。因此，将模型的输入设定为：

$$\boldsymbol{x}=\left[\ddot{x}_s,\ddot{x}_u,x_u,\Delta x,\Delta\dot{x}\right]^T, \tag{20}$$

其中，$\Delta\dot{x}$难以通过传感器直接测得，故本文对Δx进行数值微分，得到$\Delta\dot{x}$的初始估计：

$$\widetilde{\Delta\dot{x}}=\begin{cases}\left(\Delta x_{i+1}-\Delta x_i\right)/\Delta t, & i=1\\ \left(\Delta x_{i+1}-\Delta x_{i-1}\right)/(2\Delta t), & 2\le i\le N-1,\\ \left(\Delta x_i-\Delta x_{i-1}\right)/\Delta t, & N\end{cases} \tag{21}$$

由于数值微分会放大原始信号中的高频噪声，进一步对$\widetilde{\Delta\dot{x}}$进行低通滤波，得到最终用于模型输入的簧载-非簧载速度差估计值：

$$\widehat{\Delta\dot{x}}=\mathcal{F}^{-1}\left\{H(f)\mathcal{F}\left(\widetilde{\Delta\dot{x}}\right)\right\}, \tag{22}$$

式中，$\mathcal{F}(\cdot)$和$\mathcal{F}^{-1}(\cdot)$分别表示傅里叶变换及其逆变换，$H(f)$为低通滤波器频率响应函数。使用数值微分与低通滤波后的$\widehat{\Delta\dot{x}}$等效真值$\Delta\dot{x}$，最终模型的输入构造为：

$$\boldsymbol{x}=\left[\ddot{x}_s,\ddot{x}_u,x_u,\Delta x,\widehat{\Delta\dot{x}}\right]^T. \tag{23}$$

3 试验验证

3.1 数据集介绍

本文基于Matlab/Simulink搭建四分之一非线性悬架仿真模型，生成用于训练与测试的仿真数据集。仿真路面包括B、C、D、E和F共5个等级，不同等级路面的时域信号通过滤波白噪声法生成。每次仿真时长为100s，采样间隔为0.001s。为模拟实际传感器测量环境，各悬架动力学响应中均添加了信噪比为30dB的高斯白噪声。

训练集选取单个F级路面样本的前6000个时间步，即约6s的动力学响应。选择F级样本用于训练的原因在于，其路面不平度幅值较大，可激发更宽范围的悬架动力学响应，使各MLP子网络的输入于输出覆盖更宽的悬架工作区间，有利于对未知悬架力学特性的充分表征。测试集则由独立于训练样本的B-F级路面数据构成，每个路面等级包含5个不同随机种子生成的100s完整时序数据。

3.2 模型参数与试验设置

所提PINN由三个相互独立的MLP子网络组成，分别用于拟合三个未知的悬架力学特性。由于悬架力学特性本质上均为单输入单输出的低维映射，且在正常工作区间内通常呈现出连续、平滑的变化特征，因此无需采用过深或过宽的网络即可实现有效的拟合。基于此，本文将三个MLP子网络设置为结构完全相同的轻量全连接网络，在确保悬架力学特性表征能力的同时，降低网络参数冗余及过拟合风险，提高训练的稳定性与计算效率。MLP子网络的具体结构如表1所示。在PINN前向传播过程中，于轮胎弹性力计算后引入梯度解耦操作，将其从计算图中分离后再输入 $\mathcal{N}_{kt}(\cdot)$，以避免路面识别损失通过轮胎弹性力反向传播对 $\mathcal{N}_{bs}(\cdot)$ 和 $\mathcal{N}_{ks}(\cdot)$ 产生耦合干扰。

表 1　三个 MLP 子网络的结构

Tab. 1 Architecture of three MLP sub-networks

网络层	输入维度	输出维度	激活函数
全连接层	1	4	Tanh
全连接层	4	4	LeakyReLU
全连接层	4	1	/

所提PINN的多目标损失函数各损失项具有不同的物理含义，量纲与数量级不尽相同，为此，引入权重系数以平衡各损失项对训练的相对贡献。本文将四个权重系数分别设置为 $\lambda_{data}=1\times10^{7}$、$\lambda_{phy}=1\times10^{-3}$、$\lambda_{0}=1\times10^{2}$、$\lambda_{smooth}=1\times10^{4}$。此外，物理损失 $\mathcal{L}_{phy}$ 的容差阈值设置为 $\tau=100N$；零点损失 $\mathcal{L}_{0}$ 中的三个尺度因子分别设置为 $S_{bs}=2\times10^{4}N$、$S_{ks}=1\times10^{4}N$、$S_{bs}=1\times10^{-1}m$。

所提PINN使用数值微分与低通滤波相结合的方式构造簧载-非簧载速度差 $\widehat{\Delta\dot{x}}$，其中所用低通滤波器频率响应函数 $H(f)$ 为：

$$H(f)=1\Big/\left[1+\left(f/f_c\right)^{2p}\right], \tag{24}$$

该频响函数具有巴特沃斯型滤波器衰减特性，且为关于零频对称的实值函数，不会在滤波时引入额外的相位偏移。其在通带内变化平缓，在截止频率后随频率升高逐渐衰减，能够在保留悬架主要低频动态响应的同时抑制数值微分引入的高频噪声。式中截止频率设置为 $f_c=20Hz$，阶次参数设置为 $p=4$。

模型训练采用Adam优化器，对三个MLP子网络的参数进行联合更新，初始学习率设置为 ，在第50000轮训练后将学习率衰减为原来的0.5倍，总训练轮数设置为100000。模型以多目标损失函数作为优化目标，所有试验均采用固定随机种子，以保证试验结果的可复现性。

为验证所提PINN对路面不平度识别的有效性，本文选取1D-CNN、LSTM和MLP作为纯数据驱动对比模型。三种模型均将 $\ddot{x}_s$、$\ddot{x}_u$、x_u 和 Δx 组织为四通道时序信号作为输入；1D-CNN沿时间维度进行一维卷积，逐步提取局部时序特征，并逐时刻输出路面不平度识别结果；LSTM通过递推更新其隐藏状态，建模悬架动力学响应中的时间依赖关系，并将每个时刻的隐藏状态经输出映射层转换为对应的路面不平度识别结果；MLP采用三分支并行结构，将四通道输入划分为三个独立分支，各分支独立完成逐时刻的非线性映射，最终将输出相加得到路面不平度识别结果。各模型的具体结构如表2-表4所示。

为定量评价不同模型的路面不平度识别性能，本文采用相关系数R、平均绝对误差MAE和均方

根误差RMSE作为评价指标。其中，R用于评价识别结果对真实路面不平度变化趋势的一致性；MAE衡量识别值与真实值之间的平均绝对偏差；RMSE反映识别结果的整体误差水平，并对局部较大偏差更为敏感。R越接近1、MAE和RMSE越小，表明模型的识别性能越好。评价时对测试集中各独立样本逐样本计算上述指标，并按路面等级统计均值，以综合评估各模型的识别精度与跨等级泛化能力。此外，为评价所提PINN对悬架力学特性的辨识能力，同样采用上述三项指标对各MLP子网络所拟合的减振器阻尼力函数、悬架弹簧力函数及轮胎弹性力反函数与仿真模型设定的力学特性进行定量对比。

3.3 试验结果

表5给出了各方法在五种等级路面下的路面不平度识别结果。可以看出，所提PINN在各路面等级的三项评价指标上均取得最优结果，其相关系数始终高于0.999，且MAE和RMSE均保持在较低水平。随着路面等级升高，路面不平度幅值增大，PINN的识别误差也会有所增加，但相关系数基本保持稳定，说明该方法能够准确学习不同等级路面的变化趋势，并具有较好的识别稳定性。

与PINN相比，1D-CNN虽能够提取局部时序特征并取得较好的识别效果，但整体误差仍相对较大；LSTM在当前训练条件下的表现则较为有限。MLP的识别结果优于1D-CNN和LSTM，一定程度上说明三分支并行结构有助于表征不同动力学响应与路面不平度之间的映射关系；然而，其在各路面等级上的相关系数仍低于PINN，MAE和RMSE也更大，表明将悬架动力学方程嵌入网络前向传播与反向优化过程可进一步提高路面不平度识别的精度与稳定性。上述结果验证了所提PINN的有效性及其由F级路面训练数据向其他更低路面等级泛化的能力。

为分析所提 PINN 各关键机制对路面不平度识别性能的影响，分别构建包括去除物理损失、去除梯度解耦、去除低通滤波以及去除物理残差容许区间的四种消融模型。各消融模型仅移除对应机制，其余网络结构、训练数据及超参数均与完整模型保持一致。消融试验结果如表 6 所示。

表 2　1D-CNN 模型的结构

Tab.2 Architecture of 1D-CNN model

网络层	输入维度	输出维度	卷积核大小	填充
Conv1d+BN	4	32	3	1
Conv1d+BN	32	128	3	1
Conv1d+BN	128	64	3	1
Conv1d+BN	64	1	3	1

表 3　LSTM 模型的结构

Tab.3 Architecture of LSTM model

网络层	输入维度	输出维度	参数设置
LSTM 层	4	16	隐藏层维度 16；层数 8
全连接层	16	4	/
全连接层	4	1	/

表 4　MLP 模型的结构

Tab.4 Architecture of MLP model

分支	网络层	输入维度	输出维度	激活函数
$\ddot{x}_s$	全连接层	1	4	Tanh
	全连接层	4	4	LeakyReLU
	全连接层	4	1	/
$\ddot{x}_u$	全连接层	1	4	Tanh
	全连接层	4	4	LeakyReLU
	全连接层	4	1	/

	全连接层	2	4	Tanh
$\left[\Delta x, x_u\right]$	全连接层	4	4	LeakyReLU
	全连接层	4	1	/

表 5　对比试验结果

Tab.5 Comparison results

评价指标	方法	B	C	D	E	F
R	**PINN**	**0.9992**	**0.9993**	**0.9993**	**0.9993**	**0.9993**
	1D-CNN	0.9857	0.9897	0.9963	0.9982	0.9947
	LSTM	0.2069	0.4199	0.6922	0.7762	0.7696
	MLP	0.9961	0.9981	0.9987	0.9988	0.9954
MAE	**PINN**	**0.0003**	**0.0006**	**0.0011**	**0.0023**	**0.0043**
	1D-CNN	0.0037	0.0029	0.0027	0.0035	0.0098
	LSTM	0.0619	0.1086	0.1094	0.0854	0.0995
	MLP	0.0008	0.0010	0.0016	0.0030	0.0083
RMSE	**PINN**	**0.0004**	**0.0008**	**0.0014**	**0.0029**	**0.0055**
	1D-CNN	0.0039	0.0034	0.0033	0.0048	0.0183
	LSTM	0.0669	0.1173	0.1186	0.0976	0.1258
	MLP	0.0009	0.0012	0.0020	0.0039	0.0158

表 6　消融实验结果

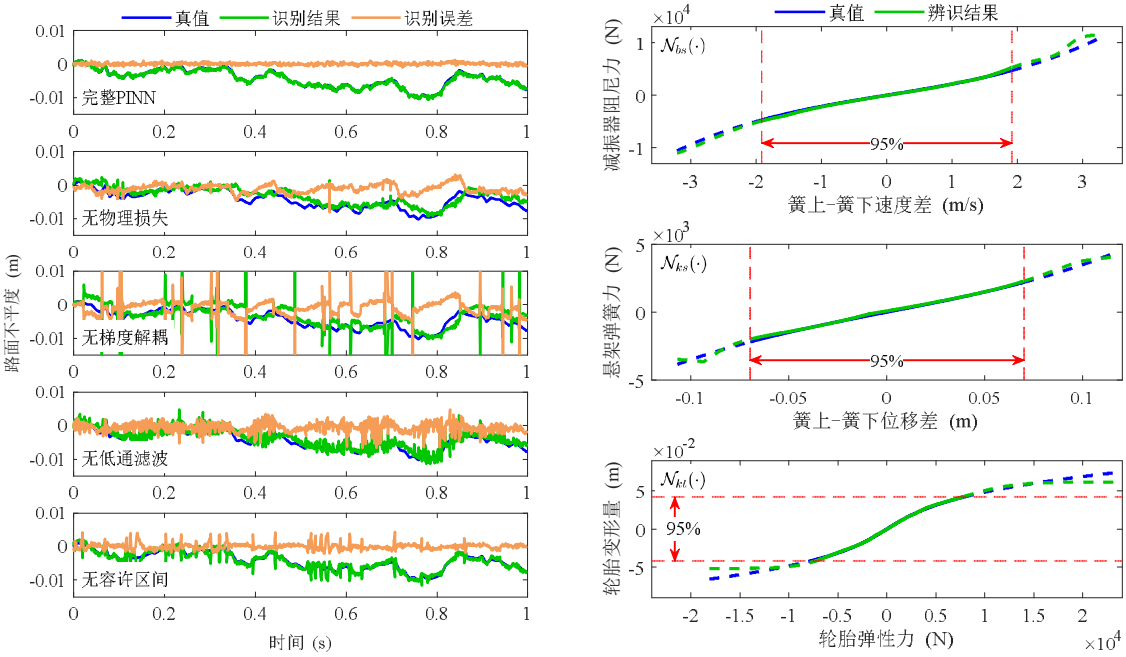
Tab.6 Ablation Study Results

评价指标	方法	B	C	D	E	F
R	**完整 PINN**	**0.9992**	**0.9993**	**0.9993**	**0.9993**	**0.9993**
	无物理损失	0.9852	0.9893	0.9909	0.9914	0.9925
	无梯度解耦	0.5342	0.8681	0.9735	0.9895	0.9923
	无低通滤波	0.9848	0.9930	0.9955	0.9961	0.9969
	无容许区间	0.9949	0.9988	0.9993	0.9994	0.9993
MAE	**完整 PINN**	**0.0003**	**0.0006**	**0.0011**	**0.0023**	**0.0043**
	无物理损失	0.0015	0.0025	0.0044	0.0084	0.0146
	无梯度解耦	0.0032	0.0033	0.0047	0.0084	0.0146
	无低通滤波	0.0013	0.0019	0.0030	0.0056	0.0095
	无容许区间	0.0006	0.0007	0.0011	0.0022	0.0046
RMSE	**完整 PINN**	**0.0004**	**0.0008**	**0.0014**	**0.0029**	**0.0055**
	无物理损失	0.0020	0.0032	0.0055	0.0105	0.0185
	无梯度解耦	0.0148	0.0109	0.0092	0.0115	0.0187
	无低通滤波	0.0018	0.0024	0.0037	0.0070	0.0119
	无容许区间	0.0009	0.0009	0.0014	0.0027	0.0058

消融实验进一步验证了各机制的作用。移除物理损失后，模型缺少动力学一致性约束，识别精度明显下降；移除梯度解耦引起的性能退化最为显著，表明子网络间的梯度耦合直接影响到路面不平度的识别；去除低通滤波后，差分噪声直接传递至子网络 $\mathcal{N}_{bs}(\cdot)$，导致路面不平度识别误差的增大。相比之下，移除物理残差容许区间对识别性能的影响相对较小，但仍会降低模型对含噪动力学残差的容错能力。对比分析B级路面结果可以发现，移除物理损失后，MAE和RMSE均增至完整模型的4.5倍以上；移除梯度解耦后，R降至0.5342，RMSE更达到完整模型的37倍；移除低通滤波后，MAE和RMSE也分别增至完整模型的4倍以上；即便移除影响相对较小的物理残差容许区间，MAE和RMSE

仍增至完整模型的2倍以上；图3(a)展示了五种模型对单个B级路面测试样本前1s识别结果的对比。而这一性能退化情况在更高等级路面下有所减弱，表明各关键机制对弱激励条件下的识别作用更为重要。总体而言，所提PINN的四种关键机制能够有效增强模型从F级训练路面向低等级路面的泛化能力，避免其在低等级路面下出现显著的识别性能退化。

图3(b)展示了所提方法对减振器、悬架弹簧和轮胎非线性力学特性的辨识结果。为确定训练数据点的密集分布区间，$\mathcal{N}_{bs}(\cdot)$ 和 $\mathcal{N}_{ks}(\cdot)$ 选用输入变量绝对值95百分位数作为区间边界，$\mathcal{N}_{kt}(\cdot)$ 则选用可直接获得的输出参考值的95百分位数作为区间边界，图中红色虚线标识了该区间范围。可以看出，在密集分布区间内，各子网络的辨识曲线均与真实特性高度吻合，能够准确表征各悬架力学特性；而在该区间外，部分辨识结果与真实特性之间出现一定偏差，且在两端端点处更为明显。这主要是由于区间外的训练数据点较少，使子网络难以充分学习区间外的非线性特性。总体而言，所提方法能够较准确地拟合训练数据密集分布区间内的减振器阻尼、悬架弹簧和轮胎非线性特性，验证了其对悬架力学特性的联合辨识与物理表征能力。



(a)各消融模型识别结果　　(b)悬架力学特性辨识结果

图 3　模型识别结果可视化

Fig.3 Visualization of model recognition results

4 总结

本文针对传统路面不平度识别对专用设备或精确车辆模型依赖较强、数据驱动方法可解释性不足的问题，提出一种基于物理信息神经网络的路面不平度识别方法。该方法采用多个独立的MLP子网络分别表征减振器、悬架弹簧和轮胎的非线性力学特性，并依据悬架动力学方程组织网络前向传播，构建动力学响应、悬架力学特性与路面不平度之间的物理关联。为提高联合训练的稳定性及含噪条件下的识别性能，引入物理损失、梯度解耦、低通滤波和物理残差容许区间机制。基于四分之一非线性悬架仿真模型的试验结果表明，仅使用少量F级路面数据训练，所提方法便可在独立的B-F级路面样本上均取得较优的识别精度，整体性能优于1D-CNN、LSTM和MLP。消融实验验证了四种关键机制的有效性，尤其表明其对模型向低等级路面的泛化具有重要作用；各子网络所辨识的悬架力学特性与仿真设定具有较高的一致性，验证了所提方法对悬架力学特性的联合辨识能力。

后续研究将进一步面向更高维车辆模型以及半主动或主动悬架系统开展验证，并结合实车试验数据研究复杂工况和模型不确定性对所提方法联合辨识能力的影响，以提升其泛化能力和工程应用价值。

参考文献：

[1] 段虎明,石峰,谢飞,等.路面不平度研究综述[J].振动与冲击,2009,28(9):95-101+216.

[2] Florea, I. Cofaru, A. Patrausanu, N. Cofaru, U. Fiore, Superposition of populations in multi-objective evolutionary optimization of car suspensions, Eng. Appl. Artif. Intell. 126 (2023) 107026.

[3] J. Chang, J. Jhan, P. Yang, K. Lin, Development and accuracy validation of an image-based pavement roughness inspection system, J. Transp. Eng. B-Pave., 152(2) (2026) 04026005.

[4] M. Rizelioğlu, M. Yazıcı, New approach to determining the roughness of bicycle roads, Transp. Res. Rec. J. Transp. Res. Board 2678 (2024) 781–793.

[5] 刘浪,张志飞,鲁红伟,等. 基于增广卡尔曼滤波并考虑车辆加速度的路面不平度识别[J]. 汽车工程,2022,44(2): 247-255,297.

[6] Y. Qin, J.J. Rath, C. Hu, C. Sentouh, R. Wang, Adaptive nonlinear active suspension control based on a robust road classifier with a modified super-twisting algorithm, Nonlinear Dyn. 97 (2019) 2425–2442.

[7] R. Pietersen, M. Beauregard, H. Einstein, Automated method for airfield pavement condition index evaluations, Autom. Constr. 141 (2022) 104408.

[8] 梁冠群,赵通,王岩,等. 基于LSTM网络的路面不平度辨识方法[J]. 汽车工程,2021,43(4): 509-517,628.

[9] T. Botarelli, M. Fanfani, P. Nesi, L. Pinelli, Using physics-informed neural networks for solving Navier-Stokes equations in fluid dynamic complex scenarios, Eng. Appl. Artif. Intell. 148 (2025) 110347.

[10] J.D. Schmid, P. Bauerschmidt, C. Gurbuz, M. Eser, S. Marburg, Physics-informed neural networks for acoustic boundary admittance estimation, Mech. Syst. Signal Process. 215 (2024) 111405.

[11] 陆至彬,瞿景辉,刘桦,等. 基于物理信息神经网络的传热过程物理场代理模型的构建[J]. 化工学报,2021,72(3): 1496-1503.

[12] N. Mahar, S. Sen, L. Mevel, Physics informed Long Short-Term Memory neural network for dual state-parameter estimation of linear dynamical systems robust to input forces, Mech. Syst. Signal Process. 236 (2025) 113012.

[13] R.D.O. Teloli, R. Tittarelli, M. Bigot, L. Coelho, E. Ramasso, P.L. Moal, M. Ouisse, A physics-informed neural networks framework for model parameter identification of beam-like structures, Mech. Syst. Signal Process. 224 (2025) 112189.

[14] N. Mahar, S. Sen, L. Mevel, Physics informed Long Short-Term Memory neural network for dual state-parameter estimation of linear dynamical systems robust to input forces, Mech. Syst. Signal Process. 236 (2025) 113012.

基于 LESO 的双阀 CDC 半主动悬架 $H_2/H\infty$控制研究

马新

北京理工大学

摘　要：针对复杂路面激励及车辆参数偏差对 CDC 半主动悬架控制性能的影响，提出一种基于线性扩张状态观测器扰动前馈补偿的混合 H_2 /H∞控制方法。建立双阀 CDC 减振器 AMESim 物理模型，采用改进 Hysteretic 模型描述其非线性滞回特性，并构建期望阻尼力到控制输入的逆向映射。在四分之一车辆模型基础上，以车身垂向加速度为 H_2 优化目标，将悬架动挠度、轮胎动载荷及控制输入纳入 H∞性能约束；利用 LESO 估计模型偏差、外部扰动及未建模动态形成的总扰动，并对反馈控制力实施前馈补偿。B、C、D 级随机路面和减速带工况结果表明，D 级路面下车身垂向加速度和悬架动挠度 RMS 较被动悬架分别降低 11.2%和 12.6%，轮胎动载荷增幅控制在 2.7%，所提方法在较强路面扰动下具有较好的综合控制性能。

关键词：半主动悬架；双阀 CDC；H_2 /H∞控制；线性扩张状态观测器；扰动前馈补偿

Abstract： To address the effects of complex road excitations and vehicle parameter deviations on the control performance of CDC semi-active suspensions, a mixed H_2 /H∞ control method with disturbance feedforward compensation based on a linear extended state observer (LESO) is proposed. An AMESim physical model of a dual-valve CDC damper is established, and an improved Hysteretic model is employed to characterize its nonlinear hysteresis characteristics. An inverse mapping from the desired damping force to the control input is further constructed. Based on a quarter-car model, the vehicle body vertical acceleration is selected as the H_2 optimization objective, while the suspension dynamic deflection, tire dynamic load, and control input are incorporated into the H∞ performance constraints. The LESO is used to estimate the total disturbance composed of model deviations, external disturbances, and unmodeled dynamics, and the estimated disturbance is introduced as feedforward compensation for the feedback control force. Simulation results under class B, C, and D random road profiles and a speed-bump condition show that, under the class D road profile, the RMS values of the vehicle body vertical acceleration and suspension dynamic deflection are reduced by 11.2% and 12.6%, respectively, compared with the passive suspension, while the increase in tire dynamic load is limited to 2.7%. The proposed method therefore provides favorable overall control performance under relatively severe road disturbances.

Keywords: semi-active suspension; dual-valve CDC; H_2 /H∞ control; linear extended state observer; disturbance feedforward compensation

1 引言

车辆悬架承担车身与车轮之间的载荷传递和振动隔离，其动力学特性直接影响行驶平顺性、悬架工作状态及轮胎接地性能。随着底盘系统向电控化和智能化发展，固定刚度和固定阻尼的被动悬架越来越难以适应路面条件与车辆载荷的持续变化，悬架参数可调及主动干预成为车辆底盘的重要发展方向[1]。半主动悬架利用可控减振器改变车身与车轮之间的阻尼作用，在无需持续提供主动机械能的条件下调节车辆垂向响应，与主动悬架相比具有结构相对简单、能量消耗较低等特点[2]。对于路面不平度较大的运行环境，车身振动、悬架行程和轮胎动态载荷之间存在明显制约关系，仅依靠固定阻尼难以在不同工况下保持稳定的综合性能。

CDC（Continuous Damping Control）减振器利用比例电磁阀改变液压回路的节流状态，使阻尼力能够随控制输入连续变化。围绕该类减振器的结构与建模，陈双等[3]通过实物结构分析建立了电磁阀式阻尼可调减振器 AMESim 模型，并结合试验验证模型有效性；丁二名等[4]针对比例电磁阀内

置式 CDC 减振器开展了结构设计及阻尼力模型研究；Bai 等[5]从内部液压回路出发建立数学模型，分析不同工作行程下的油液流动关系。单阀结构的伸张和压缩阻尼受同一调节通道影响，Koch[6]在半主动悬架中采用双阀 CDC 方案，使两个运动方向可以分别进行阻尼调节。真实执行器还受到阀系动态特性影响，李靖玮等[7]针对 CDC 系统时滞开展控制研究，说明执行机构并不能完全等效为理想的瞬时阻尼力发生装置。将 CDC 用于闭环控制时，需要在上层期望阻尼力与实际控制输入之间建立合理的映射关系，并考虑其阻尼输出边界。

半主动悬架控制需要处理的不是单一车身振动问题，降低车身垂向加速度通常有利于提高平顺性，但控制力变化也会作用于悬架相对位移和轮胎动态载荷。李刚等[8]采用模糊 LQG 方法研究磁流变半主动悬架控制，体现了综合状态反馈对多性能指标的协调作用。Sammier 等[9]将 H_∞控制应用于半主动悬架，通过约束外部扰动至性能输出的增益改善系统鲁棒性；Zhang 和 Gong[10]在车辆悬架研究中采用 H_2/H_∞综合性能框架，将性能优化与鲁棒约束置于统一控制问题中。基于这类思想，若将车身垂向加速度作为主要优化对象，再对悬架动挠度、轮胎动载荷和执行器输出进行约束，可以避免控制策略过度偏向某一项悬架性能。

控制器设计所采用的车辆模型通常包含确定参数，而实际车辆载荷、减振器输出和外部路面激励均存在变化。Du 等[11]通过悬架参数估计研究半主动控制中的参数变化问题，说明名义参数与实际对象之间的偏差会影响固定反馈控制效果。依靠状态反馈处理这类偏差时，扰动需要先引起车辆响应变化，再通过反馈环节修正控制力。Dixit 和 Buckner[12]将滑模观测器与半主动悬架控制结合，用于部分状态不可直接获取情况下的状态估计；Zhang 等[13]进一步将扩张状态观测器用于半主动悬架，把模型误差和外部作用统一描述为总扰动并进行在线估计和补偿。总扰动观测不要求分别确定路面输入、车辆参数变化及执行误差的具体来源，为复杂工况下基于车辆实时响应修正控制力提供了可行途径。

针对现有半主动悬架鲁棒控制中理想阻尼力假设与 CDC 实际执行特性之间的差异，以及车辆参数变化和外部扰动对固定反馈控制性能的影响，本文以双阀 CDC 减振器为执行机构，建立包含 AMESim 物理模型、改进 Hysteretic 模型及逆向映射的执行器模型。在四分之一车辆模型上构建混合 H_2/H_∞状态反馈控制器，以车身垂向加速度为 H_2性能优化目标，将悬架动挠度、轮胎动载荷和控制输入纳入 H_∞约束；进一步利用 LESO 在线估计车辆垂向通道中的综合扰动，并通过前馈补偿修正期望阻尼力。采用 B、C、D 级随机路面及减速带工况，对所提方法在路面激励增强和模型参数存在偏差条件下的控制性能进行分析。

2 双阀 CDC 半主动悬架系统建模

2.1 四分之一车辆动力学模型

采用二自由度四分之一车辆模型研究单轮对应的车辆垂向动力学，如图 1 所示。模型由簧载质量 m_s、簧下质量 m_u、悬架弹簧、轮胎及 CDC 减振器组成，悬架刚度和轮胎刚度分别记为 k_s 和 k_t，路面位移输入为 q，车身和车轮垂向位移分别为 z_s 和 z_u，减振器输出阻尼力为 f。

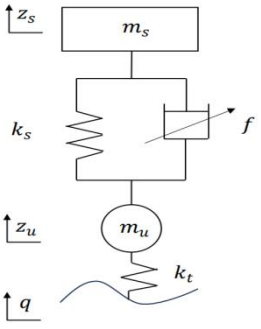


图 1　四分之一车辆动力学模型

根据牛顿第二定律，四分之一车辆模型的垂向运动方程为：

$$m_s\ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - f \tag{1}$$

$$m_u\ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - q) + f \tag{2}$$

为便于控制器设计，选取车身和车轮的垂向位移及速度作为系统状态变量，状态向量定义为：

$$x = [z_s, z_u, \dot{z}_s, \dot{z}_u]^T \tag{3}$$

令控制输入为$u = f$，路面扰动为$w = q$，则车辆动力学模型可整理为标准状态空间形式：

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gw \tag{4}$$

式中，A、B 和 G 分别为系统状态矩阵、控制输入矩阵和路面扰动输入矩阵。

车辆垂向动力学性能采用车身垂向加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷进行评价。车身垂向加速度反映路面激励传递至簧载质量后的振动水平；悬架动挠度描述车身与车轮之间的相对运动，其幅值受到悬架工作行程限制；轮胎动载荷反映轮胎垂向作用力的动态变化，与轮胎接地状态有关。三个指标受到悬架作用力的共同影响，变化趋势并不完全一致，因此后续控制器需要在车辆平顺性、悬架工作行程和轮胎接地性能之间进行综合权衡。

2.2 双阀 CDC 减振器建模

双阀 CDC 在伸张和压缩方向分别布置控制支路，比例电磁作用改变先导阀工作状态后，控制腔压力及主阀开度随之变化，通过调节主油路节流压降改变减振器阻尼力。根据内部液压回路，在 AMESim 中采用单杆液压缸、蓄能器、单向阀、控制阀、弹簧和液压容腔等元件建立物理模型，如图 2 所示。

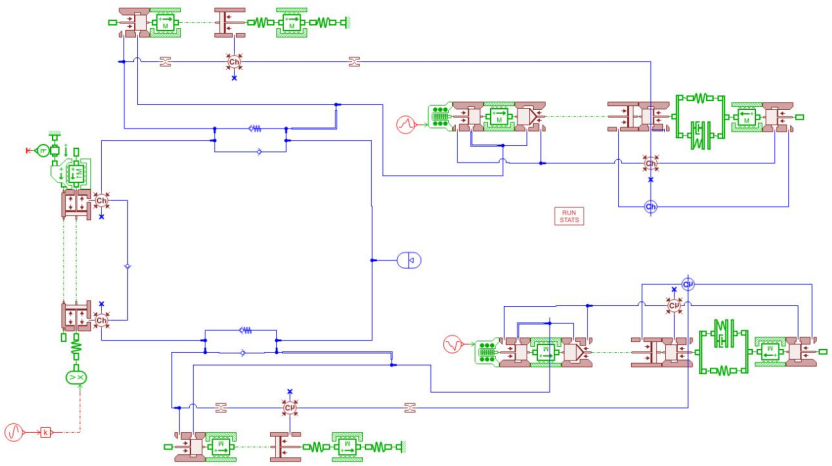


图 2　双阀 CDC 减振器 AMESim 模型

通过主阀流道尺寸、弹簧预紧力、先导阀参数、开阀压力及液压缸结构参数的匹配，确定 CDC 减振器在伸张和压缩行程下的阻尼输出特性。基于匹配后的减振器模型改变控制输入，得到不同控制作用下的阻尼力外特性，如图 3 所示。随着控制输入变化，减振器阻尼力幅值及滞回特性均发生明显变化，各组特性曲线具有较为清晰的调节规律，表明双阀 CDC 减振器能够在一定范围内连续调节阻尼力输出，为后续半主动悬架控制提供执行基础。

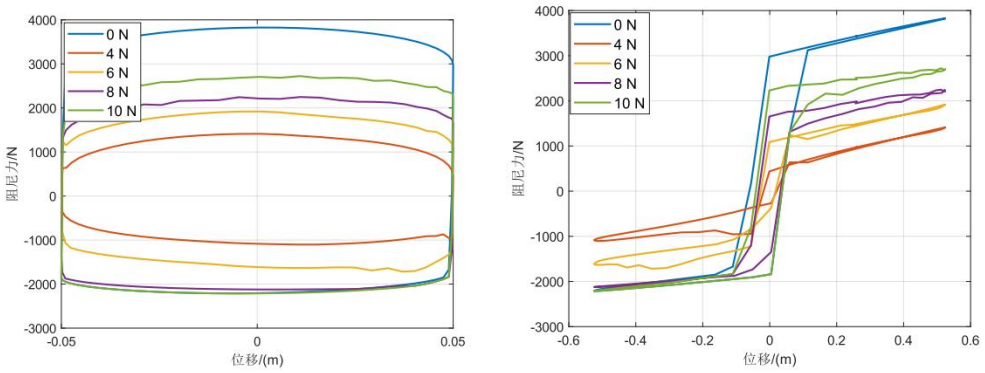


图 3 不同控制输入下双阀 CDC 减振器阻尼力特性

CDC 减振器的阻尼力不仅与悬架相对速度有关，还受到相对位移及控制输入影响，在换向区域表现出明显的非线性和滞回特性。为建立适用于控制器计算的执行器数学模型，采用改进 Hysteretic 模型描述其阻尼特性，其表达式为：

$$F_d = (c + c^*)\dot{x} + kx + \alpha z + f_0 \tag{5}$$

其中：

$$c^* = \gamma\left[\text{sign}(\dot{x}) + 1\right]$$

$$z = \tanh\left[\beta\dot{x} + \delta\,\text{sign}(\dot{x})\right]$$

式中，x 和 $\dot{x}$ 分别为减振器相对位移和相对速度；c 为黏性阻尼系数，c^* 为伸张行程附加阻尼项；k 为等效刚度系数；z 为滞回变量；α 表征滞回项幅值；β 和 δ 用于描述滞回曲线形状；f_0 为阻尼力偏置项。

采用非线性最小二乘方法对不同控制输入下的减振器阻尼特性进行参数辨识，其中 β 和 δ 取固定值，α、c、f_0、k 和 γ 表示为控制输入的二次函数，由此得到统一的 CDC 阻尼力模型：

$$\begin{aligned} F_d(x,\dot{x},I) = &\left\{c(I) + \gamma(I)\left[\text{sign}(\dot{x}) + 1\right]\right\}\dot{x} + k(I)x + f_0(I) + \\ &\alpha(I)\tanh\left[\beta\dot{x} + \delta\,\text{sign}(\dot{x})\right] \end{aligned} \tag{6}$$

辨识后的数学模型能够根据减振器相对位移、相对速度和控制输入计算阻尼力。图 4 给出了 Hysteretic 模型与 AMESim 模型的外特性对比，两者在主要阻尼幅值、伸压差异及换向附近的滞回变化上具有较好的一致性，表明所建立的数学模型能够较好描述双阀 CDC 减振器的非线性阻尼特性。

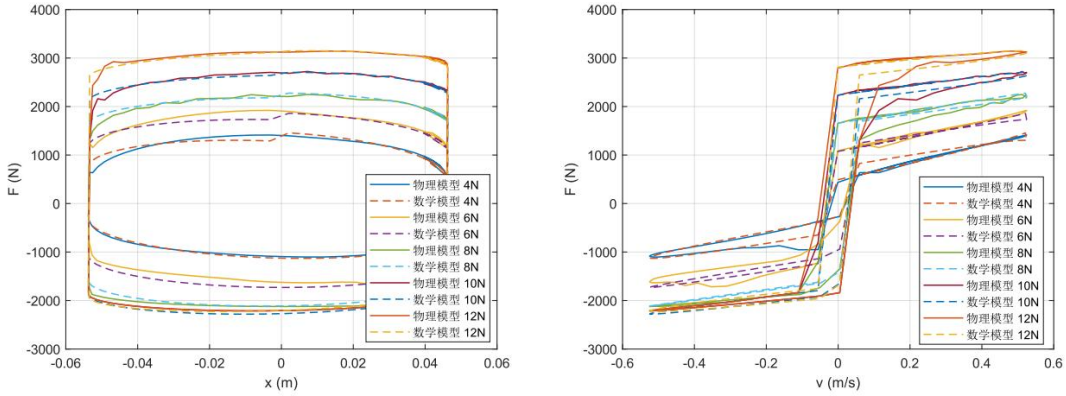


图 4 Hysteretic 模型与 AMESim 模型外特性对比

上层悬架控制器输出为期望阻尼力，而 CDC 实际接受比例控制输入。依据不同控制状态下的速

度—阻尼力关系，以悬架相对速度和期望阻尼力作为输入，通过查表插值得到对应控制量。对于超出当前速度条件下实际阻尼包络的控制指令，通过限幅函数限制在 CDC 有效工作范围，再由正向数学模型计算最终输出阻尼力。由此建立从期望阻尼力到实际 CDC 输出的执行器链路，实现上层控制指令与减振器实际阻尼输出之间的转换。

3 LESO-H₂/H∞半主动悬架控制器设计

3.1 混合 H_2/H_∞控制器

半主动悬架控制需要同时考虑车身振动、悬架工作行程和轮胎接地状态。本文将车身垂向加速度作为 H_2性能输出，以降低簧载质量振动水平；将悬架动挠度、轮胎动载荷和控制输入构成 H_∞性能输出，通过约束路面扰动至性能输出之间的传递增益，限制平顺性改善过程中其他悬架性能的过度恶化。

根据四分之一车辆垂向动力学关系，构建半主动悬架广义控制对象：

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u_n \\ z_2 = C_2 x + D_2 u_n \\ z_\infty = C_\infty x + D_\infty u_n \end{cases} \tag{7}$$

式中，w 为路面扰动输入，u_n 为悬架控制输入，z_2 为 H_2性能输出，z_∞ 为 H_∞性能输出。其中，H_2性能输出取车身垂向加速度，H_∞性能输出由归一化后的悬架动挠度、轮胎动载荷和控制输入构成。采用全状态反馈形式 $u = Kx$，控制器设计目标是在满足 H_∞扰动抑制约束的条件下，使 H_2性能指标尽可能小，即：

$$\left\| T_{z_\infty w} \right\|_\infty < \gamma_1 \tag{8}$$

$$\min \left\| T_{z_2 w} \right\|_2^2 \tag{9}$$

通过线性矩阵不等式方法求解满足上述性能条件的状态反馈增益矩阵。H_∞扰动抑制度决定约束性能与 H_2优化性能之间的权衡，参数过小会增强鲁棒约束并限制车身振动性能的进一步优化，参数过大则会削弱对悬架动挠度和轮胎动载荷的限制。综合不同扰动抑制度下的悬架性能，本文取 γ_1=15。

3.2 LESO 扰动估计

混合 H_2/H_∞控制器依据车辆名义模型获得固定反馈增益，而实际运行过程中车辆载荷、CDC 阻尼输出及外部激励均可能发生变化。簧载质量偏差、执行机构控制误差以及其他未建模动态会造成名义模型与实际对象之间的偏差，因此将这些因素对簧载质量垂向运动产生的综合影响统一描述为总扰动，并利用 LESO 进行在线估计。该处理方式不需要分别辨识不同扰动来源，而是直接利用车辆响应获得其综合作用。

定义 $x_1 = z_s$、$x_2 = \dot{z}_s$，并将包含模型偏差和外部扰动的项扩展为状态 x_3，则簧载质量垂向运动可表示为：

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = B_1 u + x_3 \\ \dot{x}_3 = h_z(t) \end{cases} \tag{10}$$

其中 $B_1 = -1/m_s$，$h_z(t)$ 表示扩展扰动状态的变化率，针对上述增广系统构造三阶 LESO：

$$\begin{cases}\dot{\hat{x}}_1=\hat{x}_2+l_1(x_1-\hat{x}_1)\\ \dot{\hat{x}}_2=B_1u+\hat{x}_3+l_2(x_1-\hat{x}_1)\\ \dot{\hat{x}}_3=l_3(x_1-\hat{x}_1)\end{cases} \tag{11}$$

式中，$\hat{x}_1$、$\hat{x}_2$和$\hat{x}_3$分别为状态估计值，l_1、l_2和l_3为观测器增益。采用带宽法整定 LESO 参数，将三阶观测器极点统一配置于ω_o，则观测器增益满足：

$$l_1=3\omega_o,\qquad l_2=3\omega_o^2,\qquad l_3=\omega_o^3 \tag{12}$$

提高观测器带宽能够加快状态和扰动估计速度，但也会增强系统对高频测量噪声的敏感性。综合扰动跟踪速度与控制效果，本文取$\omega_o=15$。在总扰动变化率有界的条件下，三阶 LESO 的观测误差保持有界并收敛至有限邻域。

3.3 扰动前馈补偿及 CDC 控制实现

LESO 扩展状态中包含簧载质量通道的综合扰动信息。由于扩展状态同时包含名义悬架弹簧力对应的加速度项，根据其定义可由 LESO 输出反算作用于簧载质量垂向通道的总扰动力：

$$\hat{d}_z(t)=m_s\hat{f}_z(t)+k_s\left(z_s-z_u\right) \tag{13}$$

在混合 H_2/H_∞反馈控制的基础上，将估计得到的总扰动力作为前馈补偿量，即：

$$u_f(t)=\hat{d}_z(t) \tag{14}$$

反馈控制与扰动前馈补偿共同形成期望阻尼力：

$$u^*(t)=u^*_{H_\infty}(t)+u_f(t) \tag{15}$$

状态反馈控制用于协调车身垂向加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷等性能指标，LESO 根据车辆实时响应估计模型不确定性和外部激励形成的总扰动。将扰动估计结果引入前馈通道后，可在 H_2/H_∞反馈控制基础上对期望阻尼力进行实时修正，从而增强控制系统对车辆参数变化和外部扰动的适应能力。

受 CDC 减振器阻尼调节范围限制，期望阻尼力不能直接作为执行器输入。根据当前悬架相对速度和期望阻尼力，通过 CDC 逆模型求取相应控制输入，并结合减振器可实现阻尼范围进行限幅。限幅后的控制输入作用于 CDC 减振器，得到实际阻尼力并反馈至车辆垂向动力学系统，从而完成从控制器期望阻尼力到执行器实际输出的转换。

4 仿真结果与分析

4.1 仿真条件

为验证 LESO-H_2/H_∞控制策略在不同路面激励及模型参数存在偏差条件下的控制效果，在 Simulink 中建立四分之一车辆半主动悬架仿真模型。为引入模型参数偏差，车辆名义簧载质量取 340 kg，仿真对象实际簧载质量设置为 345 kg；簧下质量为 45 kg，悬架刚度和轮胎刚度分别为 17 N/mm 和 192 N/mm；LESO 观测器带宽和 H_∞扰动抑制度均取 15。随机路面包括 B、C、D 三个等级，车辆以 40 km/h 速度行驶，仿真时间为 20 s；减速带工况下车速取 20 km/h，仿真时间为 1 s。控制效果分别与被动悬架、SH-ADD 控制及 H_2/H_∞控制进行对比。

4.2 随机路面控制结果

不同等级随机路面下的 RMS 结果汇总于表 1。路面由 B 级提高至 D 级后，三个车辆响应量均随激励增强而显著增加，控制算法之间的性能差异也逐渐显现。

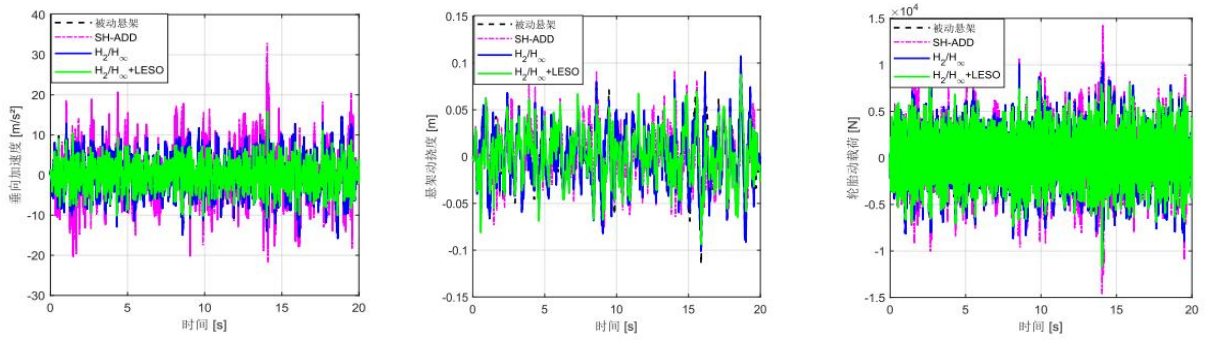
表 22　不同等级随机路面下各性能指标 RMS 值

路面	控制方法	垂向加速度/(m·s⁻²)	悬架动挠度/m	轮胎动载荷/N
B 级	被动悬架	1.0230	0.0077	594.00
	SH-ADD	0.9411	0.0073	782.00
	H_2/H_∞	1.0002	0.0073	591.00
	LESO-H_2/H_∞	0.9983	0.0061	582.00
C 级	被动悬架	2.0465	0.0155	1189.81
	SH-ADD	1.8821	0.0146	1565.27
	H_2/H_∞	1.8666	0.0179	1250.76
	LESO-H_2/H_∞	1.8369	0.0135	1221.28
D 级	被动悬架	4.0930	0.0309	2379.63
路面	控制方法	垂向加速度/(m·s⁻²)	悬架动挠度/m	轮胎动载荷/N
D 级	SH-ADD	3.7643	0.0293	3130.54
	H_2/H_∞	3.7336	0.0358	2502.00
	LESO-H_2/H_∞	3.6330	0.0270	2442.85

B 级路面激励较弱时，各控制策略在车身垂向加速度上的差异相对有限。LESO-H_2/H_∞控制下车身垂向加速度 RMS 为 0.9983 m/s²，较被动悬架降低约 2.4%，悬架动挠度由 0.0077 m 下降至 0.0061 m，降幅约 20.8%，轮胎动载荷同时略有降低。相比之下，SH-ADD 虽然能够进一步减小车身垂向加速度，但轮胎动载荷增加至 782 N，表明其平顺性改善以较明显的轮胎动态载荷恶化为代价。

C 级路面下，LESO 扰动补偿的作用更加明显。LESO-H_2/H_∞控制下车身垂向加速度和悬架动挠度 RMS 分别为 1.8369 m/s²和 0.0135 m，较被动悬架分别降低 10.2%和 12.9%。轮胎动载荷增加约 2.6%，明显低于 SH-ADD 控制下 31.6%的增幅。单独采用 H_2/H_∞控制虽然能够降低车身垂向加速度，但悬架动挠度由 0.0155 m 增加至 0.0179 m，说明在模型参数存在偏差时，仅依靠固定状态反馈难以同时维持多个悬架性能指标。

D 级路面对悬架系统形成较强随机激励，不同控制策略下的车身垂向加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷时域响应如图 5 所示。



(a) 车身垂向加速度　　(b) 悬架动挠度　　(c) 轮胎动载荷

图 5　D 级随机路面下不同控制策略的时域响应

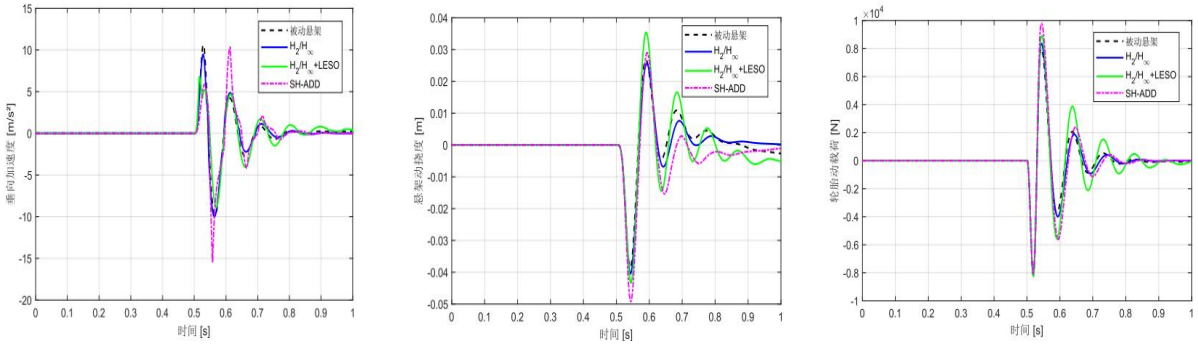
D 级路面下，LESO-H_2/H_∞控制的车身垂向加速度 RMS 由被动悬架的 4.0930 m/s²降低至 3.6330 m/s²，降幅为 11.2%；悬架动挠度由 0.0309 m 降低至 0.0270 m，降幅为 12.6%。轮胎动载荷由 2379.63 N 增加至 2442.85 N，增幅为 2.7%。SH-ADD 控制的车身垂向加速度虽然降低 8.0%，但轮胎动载荷增加 31.6%；H_2/H_∞控制的车身垂向加速度降低 8.7%，而悬架动挠度增加 15.9%。因此，在较强随机

路面激励下，LESO-H_2/H_∞控制在抑制车身振动的同时，对悬架动挠度具有较好的控制效果，并将轮胎动载荷的增幅限制在较低水平。

从三级随机路面的结果看出，LESO-H_2/H_∞控制对车身垂向加速度的改善幅度随路面激励增强而提高，在 B、C、D 级路面下分别为 2.4%、10.2%和 11.2%。悬架动挠度在三级路面下均得到降低，轮胎动载荷相对于被动悬架的变化幅度保持在较小范围内。这表明 LESO 前馈补偿在模型参数存在偏差并受到较强外部激励时能够进一步改善固定 H_2/H_∞反馈控制的性能协调能力。

4.3 减速带冲击响应

随机路面主要反映悬架系统在连续不平度激励下的控制性能，而减速带激励持续时间短、变化速度快，可用于考察控制策略在突发冲击条件下的瞬态响应能力。设置车辆以 20 km/h 速度通过减速带，仿真时间为 1 s，对被动悬架、SH-ADD 控制、H_2/H_∞控制和 LESO-H_2/H_∞控制进行对比，车身垂向加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷的时域响应如图 6 所示。



(a) 车身垂向加速度　　(b) 悬架动挠度　　(c) 轮胎动载荷

图 6　减速带工况下不同控制策略的时域响应

减速带冲击发生后，各控制策略的车辆响应均在较短时间内出现明显波动。相比被动悬架，半主动控制能够对冲击过程中车身垂向振动进行一定抑制，其中 LESO-H_2/H_∞控制通过引入总扰动估计和前馈补偿，对车身垂向加速度响应具有较好的调节作用。由于减速带输入具有较强的瞬态特征，扰动幅值和变化率在短时间内迅速增大，控制器在抑制车身振动的同时，也会改变悬架相对运动和轮胎垂向作用力。

从悬架动挠度和轮胎动载荷响应可以看出，减速带工况下各性能指标之间的制约关系较随机路面更加突出。LESO 扰动补偿主要针对簧载质量垂向通道中的综合扰动进行修正，因此车身振动性能的改善并不意味着悬架动挠度和轮胎动载荷在整个冲击过程中同步降低。结合三项响应进行评价，LESO-H_2/H_∞控制能够在 CDC 可实现阻尼范围内改善冲击过程中的车身垂向响应，同时在悬架动挠度和轮胎动载荷之间保持必要的性能权衡。

减速带工况表明，LESO 前馈补偿能够在固定 H_2/H_∞反馈基础上根据实时车辆响应修正控制力，提高系统对快速变化外部激励的适应能力。

5 结论

针对复杂路面激励及模型参数偏差对双阀 CDC 半主动悬架控制性能的影响，构建了结合混合 $H_2/H\infty$状态反馈与 LESO 扰动前馈补偿的控制方法，并通过 B、C、D 级随机路面及减速带工况进行了仿真验证。结果表明，LESO 能够对模型偏差、外部扰动及未建模动态形成的综合扰动进行在线估计，并在 H_2/H_∞反馈控制基础上修正期望阻尼力；随着路面激励增强，扰动补偿对车身垂向加速度和悬架动挠度的改善作用更加明显。D 级随机路面下，车身垂向加速度和悬架动挠度 RMS 较被动悬架分别降低 11.2%和 12.6%，轮胎动载荷增幅控制在 2.7%；减速带工况下也能够改善车身垂向冲击响应。所提出的控制方法在较强路面扰动条件下能够兼顾车辆平顺性、悬架工作行程和轮胎动态载荷，具有较好的综合控制性能。

参考文献：

[1] 雷先华, 朱相臣, 杨程伟, 等. 汽车悬架研究现状和发展趋势探讨[J]. 机电工程技术, 2025, 54(02): 1-5+24.

[2] 郭国盛. 汽车半主动悬架关键技术的发展现状和展望[J]. 企业技术开发, 2013, 32(9): 81-83.

[3] 陈双, 赵凯旋. 电磁阀式阻尼可调减振器 AMESim 建模研究[J]. 机械设计与制造, 2019(04): 31-34+38.

[4] 丁二名, 戴开宇. 比例电磁阀内置式 CDC 减振器设计与验证[J]. 液压与气动, 2024, 48(04): 83-90.

[5] BAI X, HUANG Y, TANG W, et al. A study on mathematical modeling of CDC damper and its characteristics test[C]//2015 International Conference on Intelligent Systems Research and Mechatronics Engineering. Atlantis Press, 2015: 870-873.

[6] KOCH G. Adaptive control of mechatronic vehicle suspension systems[D]. Munich: Technische Universität München, 2011.

[7] 李靖玮, 罗建南, 黄震. 考虑 CDC 系统时滞的半主动悬架控制器设计研究[J]. 汽车工程, 2024, 46(05): 913-922.

[8] 李刚, 顾瑞恒, 徐荣霞, 等. 车辆磁流变半主动悬架模糊 LQG 控制策略研究[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(04): 129-136.

[9] SAMMIER D, SENAME O, DUGARD L. Skyhook and H_∞ control of semi-active suspensions: Some practical aspects[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 39(4): 279-308.

[10] ZHANG L P, GONG D L. Passive fault-tolerant control for vehicle active suspension system based on H_2/H_∞ approach[J]. Journal of Vibroengineering, 2018, 20(4): 1828-1849.

[11] DU C, YIN Z, XIA Z, et al. Control strategy for semi-active suspension based on suspension parameter estimation[R]. SAE Technical Paper, 2024.

[12] DIXIT R K, BUCKNER G D. Sliding mode observation and control for semiactive vehicle suspensions[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(2): 83-105.

[13] ZHANG Z, KARIMI H R, HUANG H, et al. Vibration control of a semiactive vehicle suspension system based on extended state observer techniques[J]. Journal of Applied Mathematics, 2014, 2014(1): 248297.

基于双向区域拓展引导采样的非结构路面越野车辆RBRRT*路径规划

刘增辉

北京理工大学

摘　要：针对非结构路面越野车辆在复杂作业环境中面临的道路边界不规则、障碍物分布离散、车辆转弯包络大以及规划实时性要求高等问题，提出一种基于双向区域拓展引导采样的RBRRT*路径规划方法。该方法在障碍膨胀后的栅格空间中从起点侧和目标侧同步构造矩形可行区域，通过区域重叠获得连通走廊，并将采样重点限制在高价值区域内；随后结合目标偏置、区域父代/子代引导、近邻择优和重连优化，提高首条路径生成效率和路径质量；在路径输出阶段，采用粗轨迹剪枝、局部投影优化、圆弧转角平滑、固定间距重采样及局部曲线连接等处理，使规划结果更符合越野车辆低速行驶和连续跟踪需求。碰撞检测方面，综合考虑栅格占据、障碍安全膨胀、中心线走廊宽度、车身旋转扫掠和动态车辆障碍物。结果表明，RBRRT*能够在非结构路面中兼顾搜索效率、避障安全性和轨迹可执行性。

关键词：非结构路面；越野车辆；RBRRT*；区域引导采样；碰撞检测

1 引言

非结构路面越野车辆常运行于施工便道、野外道路、装卸场、临时作业区和低等级道路等环境。与结构化城市道路相比，此类场景缺少连续清晰的车道线和标准化交通边界，路面宽度、障碍分布和可通行区域会随任务、地形及周边车辆状态变化而改变。车辆自身通常具有车身尺寸大、轴距长、转弯半径大、低速重载和局部倒车需求强等特点，因此路径规划不仅要找到一条几何上连通的路线，还需要满足障碍安全距离、车身转向包络、路径平滑性和控制可跟踪性等要求。

采样型路径规划方法具有较好的空间适应性，可在复杂连续空间中通过随机探索逐步建立起点到目标点之间的连通关系。其中RRT*在保留概率完备性的同时具备渐近优化能力，适合处理大范围全局路径搜索。然而，标准RRT*在非结构路面中也存在明显不足：一是全局均匀采样会在无关空旷区域产生大量无效节点；二是在狭窄通道、障碍边缘和复杂路口处，随机树容易反复碰撞或产生冗余折线；三是得到的稀疏路径往往包含尖锐折角，若不进行后处理，难以直接用于越野车辆跟踪控制。

为解决上述问题，本文提出RBRRT*路径规划方法。其核心思路是先在栅格地图中进行双向区域拓展，从起点侧和目标侧分别生成可扩展矩形区域，通过区域重叠建立可行走廊，再利用该走廊引导RRT*采样和扩展。与单纯目标偏置采样相比，区域引导能够将搜索空间从全地图压缩到更可能连通的可行带，同时保留少量自由空间探索以避免启发式失效。算法还结合车身尺度碰撞判断和多级轨迹后处理，使路径规划结果从“可连通”进一步提升到“可安全行驶、可稳定跟踪”。

2 国内外研究现状

近年来，针对传统RRT及RRT*算法存在随机采样盲目、无效节点较多以及复杂环境下搜索效率较低等问题，国内外学者主要从采样空间约束、方向引导、双向搜索以及车辆运动约束等方面开展了大量研究。

2024年，Ganesan等提出一种混合采样RRT路径规划方法，通过结合均匀采样与非均匀采样策略，在保留全局探索能力的同时增强随机树向有效区域的搜索倾向，从而改善复杂环境中的规划效率和路径质量[1]。Zhang等提出RSA-RRT算法，通过动态限制随机采样区域，将采样点集中于更可

能形成有效路径的空间，并针对狭窄区域设计相应的采样策略，有效减少了大范围自由空间中的无效随机搜索[2]。Feng 等提出 DBVS-APF-RRT 算法，将方向偏置、变步长策略与人工势场相结合，使随机树在障碍环境中具有更加明确的拓展方向，提高了初始路径生成速度和最终路径质量[3]。此外，Tao 等针对自动驾驶车辆路径规划提出基于可变概率策略和人工势场的改进 RRT*算法，通过动态调整目标偏置概率，并利用人工势场引导树节点向目标区域拓展，从而降低随机采样带来的搜索冗余[4]。

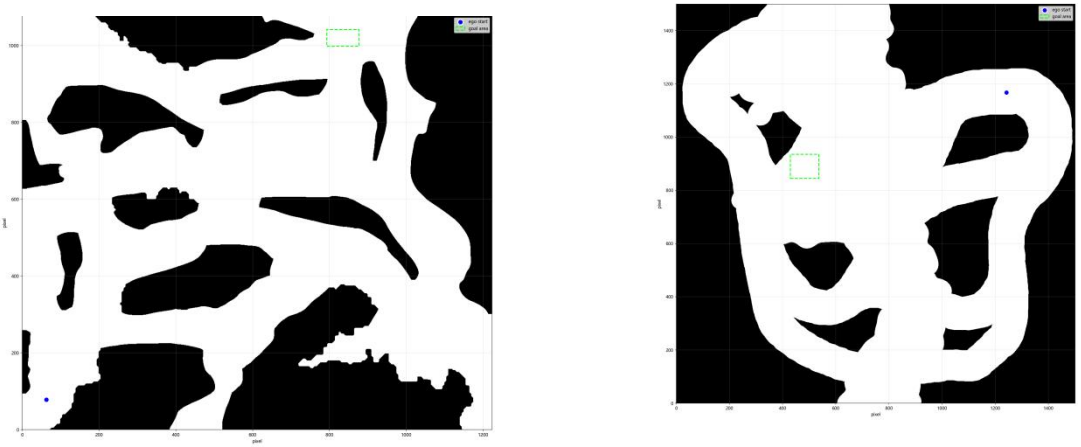
2025 年，RRT 类算法的研究进一步向自适应搜索和复杂环境适应方向发展。Guo 等提出 DBVSB-P-RRT 算法，通过双向搜索、方向偏置以及变步长机制增强随机树的定向拓展能力，提高了复杂障碍环境中的规划速度和稳定性[5]。Sheng 等将自适应策略与人工势场引入双向 RRT 算法，根据搜索过程动态调整树的拓展方式，并利用目标和障碍信息引导随机树生长，进一步减少无效节点生成[6]。针对不规则复杂地图，Duan 等提出 VGA-RRT 算法，利用全局粗路径为随机树提供搜索方向，使 RRT 能够减少在与目标路径无关区域中的随机探索，提高复杂环境下的规划效率[7]。Wang 等则提出面向自动驾驶车辆的自适应空间扩展 RRT*方法，通过动态调整采样空间降低随机搜索的不确定性，并进一步考虑车辆几何尺寸和运动学特性，使规划结果更加符合实际车辆行驶要求[8]。

在采样空间结构化引导方面，Yang 等于 2026 年提出基于双向区域拓展引导采样的 BR-RRT*算法。该方法从起点和目标点分别进行区域拓展，通过区域重叠建立连通的无障碍采样空间，并利用区域之间的父代、子代层级关系指导随机树沿连通区域逐步拓展，从而将传统 RRT 的全局盲目采样转化为具有环境拓扑信息的方向性搜索。同时，该方法结合全局贪心剪枝和局部节点位置优化进一步改善路径长度和平滑性[9]。

综上，近年来 RRT 类路径规划算法已经由单纯改进树的拓展方式逐渐发展到限制采样空间、构造方向性引导区域以及融合车辆运动约束。现有方法能够有效降低无效采样并提高复杂环境中的规划效率，但对于非结构路面越野车辆而言，仍需进一步考虑道路边界不规则、通行区域宽度变化明显以及大尺寸车辆转向扫掠范围较大等特点。因此，本文在双向区域拓展引导采样的基础上，进一步引入车辆尺度碰撞检测和轨迹后处理方法，以提高规划路径的安全性和车辆可执行性。

3 路径规划算法实现

面向非结构路面越野车辆路径规划需求，本文以障碍物分布不规则、通行边界不清晰、局部道路宽度变化明显的越野环境作为规划对象。与结构化道路相比，该类环境通常缺乏规则车道约束，可通行区域受地形、障碍物及作业场景影响较大，同时越野车辆具有车身尺寸大、轴距长、转弯包络宽等特点，因此路径规划不仅需要保证起点与目标点之间的几何连通性，还应兼顾规划效率、障碍安全距离及轨迹可执行性。图 1 给出了本文所面向的非结构越野环境。



a) b)

图 1　非结构路面场景

为适应上述环境特点，本文首先对环境栅格及障碍区域进行预处理，在此基础上从起点侧和目

标侧双向构建可行区域，并形成具有环境拓扑信息的连通采样走廊；随后利用区域引导的混合采样策略驱动 RRT*进行路径搜索，并在节点拓展、父节点选择及重连过程中引入车辆运动包络碰撞检测；最后对搜索得到的离散路径进行剪枝、局部优化与平滑处理，从而获得适用于非结构越野环境的安全可行轨迹。

3.1 双向区域拓展与连通走廊构建

RB 区域拓展的目标不是直接生成最终轨迹，而是在随机树搜索之前构造一个由起点到目标点逐步连通的高价值采样空间。设起点为 S、目标点为 G，算法分别以 S 侧和 G 侧作为两个区域拓展源，在可扩展空间内生成一系列矩形主区域。每个主区域由一个种子栅格、区域边界、所属侧别、子区域和父区域关系共同描述。生成父代/子代层级表示该区域距离本侧初始区域的拓展层级，父区域关系用于在两侧区域连通后回溯得到主通行区域链。

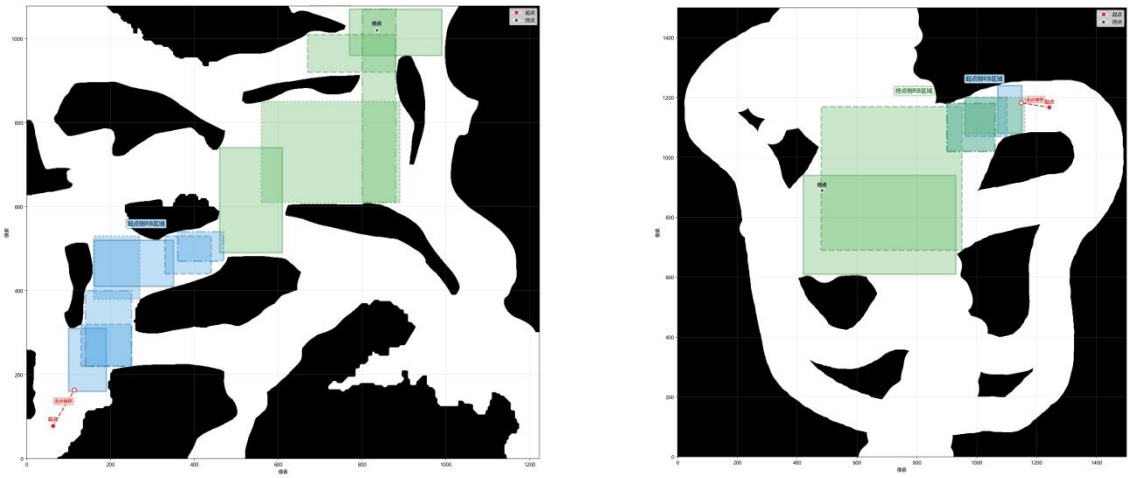
矩形主区域的生成采用逐边扩张方式。算法先以种子栅格构造最小矩形，然后分别向左、右、下、上四个方向尝试扩展区域边界。每次扩展并不是只检查新增角点，而是检查整条候选边带是否全部位于可扩展空间内；若候选边带中存在障碍栅格、安全膨胀栅格或越界栅格，则该方向停止扩张。四个方向反复迭代，直到没有任何方向能够继续扩展为止。由此得到的主区域能够尽可能贴合局部自由空间的最大矩形范围，在开阔区域可以形成较大的采样块，在狭窄通道中则会被障碍边界自然限制。

双向区域拓展按照层级交替推进。起点侧首先生成初始父代区域，目标侧也生成初始父代区域，随后算法从当前区域的四条外边界寻找前沿种子点。若某条边界外侧存在连续可扩展栅格段，则选取该连续段的中部栅格作为下一代区域种子。这样做可以避免在边界上密集产生过多相邻区域，同时保证区域拓展方向能够覆盖可通行空间的主要出口。起点侧和目标侧不断生成子区域，并分别维护各自已覆盖的区域集合。若新生成区域与另一侧已生成区域在可扩展栅格上发生重叠，则说明两侧区域链已经建立连通关系。

区域连通后，算法并不立即结束拓展，而是继续保留有限父代/子代层级的扩展过程。这一设计用于提高连接稳定性：在复杂非结构路面中，首次重叠可能发生在很窄的边缘位置或局部绕行区域，若直接采用该重叠区域作为采样走廊，后续随机树可能仍然难以获得平顺路径。继续扩展若干层父子区域后，算法可获得多个候选连接区域对，再根据区域链与起终点连线的偏离程度、区域宽度和连通完整性选择更适合作为主通道的连接。随后从连接区域对分别回溯到起点侧初始区域和目标侧初始区域，得到一条由矩形区域组成的主链，并裁剪掉与主链无关或贡献较小的区域。

双向拓展采用交替推进方式，起点侧区域向目标方向沿父子区域生成，目标侧区域反向生成。当两侧区域在自由空间中出现重叠时，说明起终点之间存在一条由区域组成的可行连通带。为避免首次重叠点过于偶然，算法允许在连接出现后继续拓展若干层父子区域，并根据区域链与起终点连线的偏离程度选择较优连接。随后对区域进行裁剪和适度膨胀，形成最终采样走廊。该策略既减少了无关区域采样，又保留了足够横向余量，适合非结构路面中宽度变化明显的通行空间。

考虑到越野车辆起步姿态对短期可行性影响较大，起点侧区域拓展还引入航向半平面约束。若车辆当前航向已知，则起点侧区域优先保留车头前方可通行空间，减少树在车辆后方无效扩展的概率。目标侧区域则保持较大自由度，以便在目标附近寻找更合适的接入方向。该处理能够降低起点附近大角度回折现象，减少生成与起点反向的通道导致后续 RRT*得到的路径不可行。



a) b)

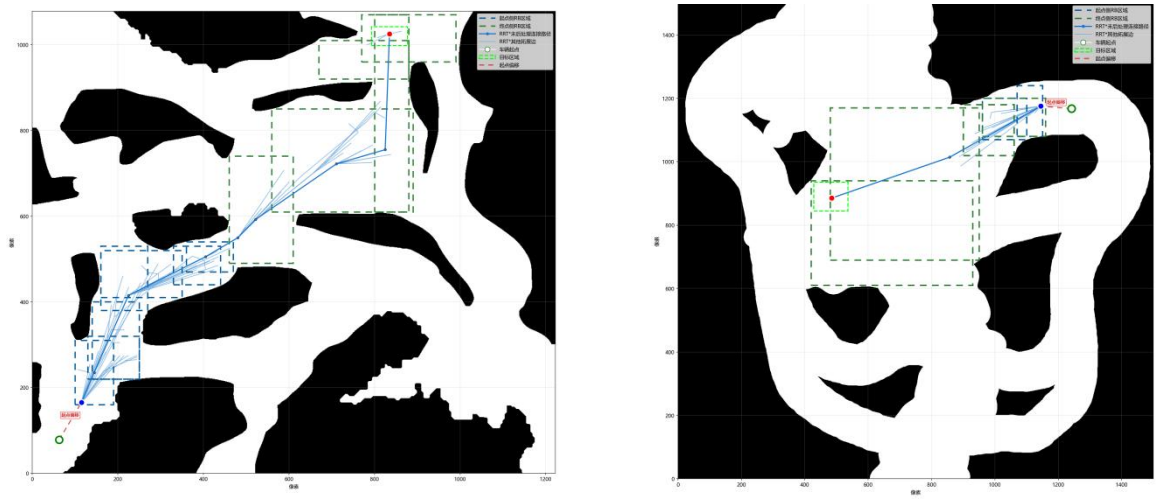
图 2　引导区域拓展

从图 2 中可以看出，拓展出的采样引导区域可以大幅删减掉地图中的无效区域，且狭长的走廊式空间，可以使 RRT*的拓展更加具有方向性，大幅减少无效点的采样。

3.2 区域引导采样与随机树扩展

在随机树搜索阶段，RBRRT 不再采用全局自由空间均匀采样，而是利用双向区域拓展得到的可行区域链构造具有方向性的混合采样策略。通过将目标偏置采样、RB 区域外自由采样、RB 区域内均匀采样以及父代/子代区域引导采样相结合，在保留 RRT 随机探索能力的同时，提高采样点落入有效通行空间的概率。

本文设置目标偏置采样概率为 20%，直接选取目标点作为候选采样点，使随机树在整个搜索过程中保持向目标区域扩展的趋势，从而提高随机树接近目标区域后的连接效率。为避免 RB 区域拓展结果对搜索空间产生过强限制，取 10%的概率在 RB 区域之外的自由空间中进行随机采样。该部分采样用于保留算法对全局自由空间的探索能力。当区域拓展所得主通道受到局部障碍物限制，或者当前区域链并非较优通行方向时，区域外随机采样仍有可能搜索到其他可行连接，从而降低区域引导对搜索结果产生过强约束的风险。同时，30%的概率在 RB 区域采样池中进行均匀随机采样。区域采样池由起点侧区域、目标侧区域及两侧连接区域共同构成。区域内均匀采样不严格受当前区域父子层级限制，因此随机树可以在整个连通区域内部进行横向探索，并在不同区域之间尝试建立更加直接的连接，为后续缩短路径和减少局部绕行提供条件。最后 40%的采样概率用于父代/子代区域引导采样，该部分构成 RBRRT*主要的方向性搜索机制。对于从起点向外拓展形成的区域链，若当前区域存在朝连接方向延伸的子代区域，则优先在其子代区域中生成候选采样点，使随机树沿“父区域—子区域”方向逐渐向区域连接位置推进。对于由目标点反向拓展得到的区域链，其父子层级方向与起点侧区域相反，因此当采样进入目标侧区域后，按照目标侧区域层级关系向连接区域方向进行引导。



a) b)

图 3　双向区域拓展及 RBRRT*路径搜索

由图 3 可以看出，本文所采用的双向区域拓展方法能够根据非结构环境中的障碍物分布和可通行空间形状，自适应生成由起点侧和目标侧向中间逐步延伸的矩形引导区域，并最终形成连通的有效采样走廊。在此基础上，RBRRT*的随机树拓展主要集中于区域链所覆盖的可通行空间内，并沿区域连接方向逐步向目标位置推进。相比在整个自由空间内进行无方向随机采样，该方法能够明显减少与起终点连通关系较弱区域中的无效搜索，使随机树具有更加明确的拓展方向，同时在障碍物密集及通行空间不规则的非结构环境中仍能够获得连续可行的路径。

3.3 基于车辆运动包络的碰撞检测

考虑到非结构路面越野车辆通常具有车身宽、轴距较长以及转向过程中车身扫掠范围较大的特点，若仅采用路径中心点或中心线进行碰撞判断，容易出现规划路径中心线处于自由空间，而车辆外轮廓与障碍物发生干涉的问题。为提高规划路径的车辆可执行性，本文在 RBRRT*搜索过程中引入基于车辆运动包络的碰撞检测方法，并将其嵌入节点拓展、父节点选择及重连优化过程。

碰撞检测主要包括直线路径段车辆包络检测和转向拐点车辆旋转扫掠检测两部分。对于任意候选路径段，在路径中心线左右两侧分别进行等距拓展，形成宽度为

$$W_{\text{safe}} = W + 1.0\ \text{m}$$

的车辆安全通行包络。通过判断该带状区域是否与障碍物发生交叠，可以近似描述车辆沿当前路径段直线运动时所占据的空间范围。当该安全包络内存在障碍栅格或不可通行区域时，候选路径段被判定为碰撞，不再继续进行节点加入、父节点更新或重连操作。

然而，仅对路径段进行横向拓展不能完全反映车辆在转向过程中的空间占据。当相邻两条路径段形成拐角时，车辆航向需要连续变化，车身角点会绕车辆中心向转弯外侧扫掠。其运动范围可能超出前后两条直线路径包络，因此还需针对路径拐点建立旋转扫掠碰撞检测模型。

设相邻路径段的航向角分别为ψ_1和ψ_2，则车辆在拐点处的局部转向角为

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1$$

以拐点处车辆中心为旋转中心，从车辆中心向车身角点建立径向线段。车辆中心至角点距离记为 R_c。随着车辆航向由ψ_1变化至ψ_2，该径向线段同步绕车辆中心旋转，车身角点形成一段半径为R_c、圆心角为$|\Delta\psi|$ 的圆弧。

因此，车身角点的局部扫掠轨迹可描述为以拐点车辆中心为圆心，以$R_c = \sqrt{l_c^2 + \left(\frac{W}{2}\right)^2}$为半径，并由车辆起始航向旋转至终止航向所形成的圆弧。其中，(l_c 表示车辆中心至相应车身角点的纵向距离。

算法沿该圆弧按照一定角度间隔进行离散检测。当圆弧上的任意检测点进入障碍区域时，说明车辆在由前一路径方向向后一路径方向转动过程中，车身角点可能与障碍物发生干涉，此时当前连

接被判定为不可行。即使前后两条直线路径段的带状安全区域均未发生碰撞，只要旋转扫掠检测未通过，也直接放弃该次节点拓展或重连。只有两种碰撞检测均满足安全要求时，该树枝才被判定为有效连接。

通过上述处理，碰撞检测不再仅针对规划路径中心线，而是同时考虑车辆沿路径平移产生的横向车身占据范围以及车辆在转向过程中产生的附加扫掠范围。相比对每一个车辆位姿进行完整矩形多边形碰撞计算，该方法利用路径带状拓展和车身角点圆弧扫掠对车辆运动包络进行近似描述，在提高大尺寸越野车辆碰撞判断可靠性的同时，避免显著增加 RRT*节点拓展和重连过程中的计算负担。

4 轨迹后处理

BRRRT*搜索得到的路径主要用于建立起点与目标点之间的可行连通关系，其路径节点受随机采样、障碍物分布及区域引导结果影响，虽然能够满足基本的避障要求，但仍可能存在节点冗余、局部折线明显以及航向变化不连续等问题。对于车身尺寸较大、转向包络范围较宽的越野车辆而言，直接采用此类离散路径作为跟踪参考轨迹，容易造成车辆转向频繁变化，降低轨迹跟踪的稳定性和行驶平顺性。因此，在保证路径碰撞安全的基础上，本文进一步对 RBRRT*生成的初始路径进行后处理。

4.1 粗轨迹剪枝与局部优化

受随机采样特性的影响，RRT*生成的初始路径通常包含较多冗余节点，局部路径段还可能出现不必要的折线和较大的方向变化。为降低路径长度并改善后续平滑处理的初始条件，本文在粗路径生成后依次采用全局贪心剪枝和基于父子节点连线投影的局部优化方法。

设 RRT*得到的初始路径节点序列为

$$P = p_0, p_1, ..., p_n$$

其中，p_0和p_n分别表示起点和目标点。首先对初始路径进行贪心剪枝。从当前保留节点开始，依次向后搜索能够直接连接的较远节点，并对候选直连路径执行碰撞检测。若当前节点与较远后继节点之间能够无碰撞连接，且直接连接距离不大于经过中间节点形成的原始折线路径长度，则删除两节点之间的冗余节点，并将该较远节点作为新的当前节点继续向后搜索；若候选直连路径不能满足碰撞约束，则保留相应中间节点。该过程持续进行直至目标节点，从而在保持路径可行性的基础上减少冗余节点数量和路径长度。该处理思路与 BR-RRT*原文中的全局贪心剪枝过程一致，即不断尝试跨过中间节点建立更远的直接连接，并同时进行碰撞与路径长度判断。

经过全局剪枝后，虽然大部分冗余节点已被删除，但剩余节点的位置仍继承随机树生成时的随机性，相邻路径段之间可能存在一定程度的折线波动。因此，进一步对剪枝后的每一个中间节点进行局部位置优化，使其尽可能向相邻父子节点之间的直接连线靠近。

设剪枝后的路径节点序列为

$$P' = p'_0, p'_1, ..., p'_k$$

对于任意中间节点p'_i，分别将其父节点 p'_{i-1}和子节点p'_{i+1}的连线视为局部参考线段。随后计算当前节点 p'_i在该线段上的垂直投影点 p_i^{proj}。该投影点代表在不改变前后节点位置的情况下，使当前节点最大程度贴近父子节点直接连线的理想位置。

若记

$$a = p'i - 1,$$
$$b = p'i + 1,$$
$$p = p'_i$$

则当前节点在线段ab上的投影位置可以表示为

$$p_{\text{po}a} + \frac{(p-a)^T(b-a)}{|b-a|^2}(b-a)$$

当投影位置位于父节点和子节点之间的有效线段范围内时，将其作为当前节点的局部优化目标。

考虑到当前节点直接移动至投影点可能改变原有路径的障碍物安全关系，本文不直接使用投影

点替换原节点，而是按照 BR-RRT*中的局部优化思想，采用二分搜索的方式使当前节点逐步向投影点靠近。论文中同样是针对剪枝后的每一个中间节点，建立其前驱节点与后继节点之间的连线，并求取当前节点在该连线上的垂足，然后通过二分搜索逐步调整节点位置，在保持路径无碰撞的条件下使节点尽可能接近该直接连接线。

具体而言，在当前节点 $p_i^{'}$与投影点p_i^{proj}之间选取候选位置。第一次迭代取两者的中点，即

$$p_i^{(1)} = \frac{p_i^{'} + p_i^{\mathrm{proj}}}{2}$$

随后分别检查父节点$p_{i-1}^{'}$ 到候选节点$p_i^{(1)}$以及候选节点 $p_i^{(1)}$ 到子节点 $p_{i+1}^{'}$两条新路径段的碰撞状态。若两条路径段均满足车辆运动包络碰撞约束，则接受当前移动，并继续向投影点方向搜索；若候选位置导致任一新路径段发生碰撞，则缩小节点移动范围，并在原安全位置与当前候选位置之间继续进行二分搜索。

通过重复上述过程，可在不破坏路径碰撞安全性的条件下，使每个中间节点逐渐向其父节点和子节点的连接线贴合。换言之，原随机树中由$p_{i-1}^{'} \to p_i^{'} \to p_{i+1}^{'}$形成的局部折线路径被逐渐向$p_{i-1}^{'} \to p_i^{\mathrm{proj}} \to p_{i+1}^{'}$所对应的较直路径形态逼近。

该优化过程依次作用于剪枝路径中的各个中间节点，使节点位置由随机采样产生的离散分布逐步向相邻父子节点的直接连线靠拢。其本质是在不改变原有路径的条件下，通过局部节点位置调整降低相邻路径段之间的弯折程度。相比直接删除节点，该方法能够保留障碍物附近为保证可行性所必须的路径节点；相比采用复杂的全局非线性优化，其计算过程简单，并能够在每次节点移动过程中直接调用已有碰撞检测方法保证路径安全。

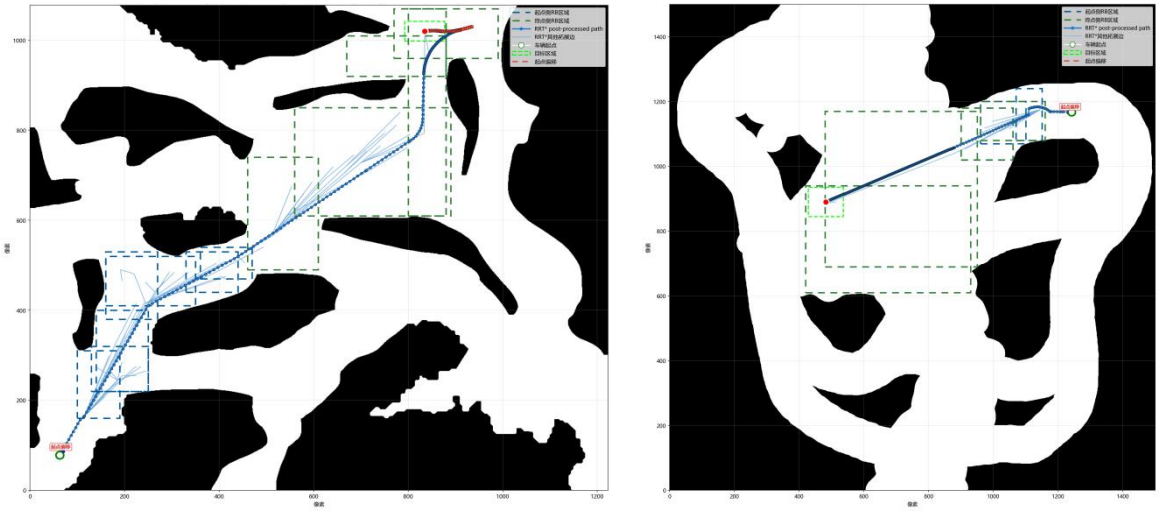
4.2 圆弧平滑、重采样

经过贪心剪枝和局部节点贴线优化后，路径整体长度和折线冗余得到明显降低，但由于部分节点受到障碍物约束无法进一步向父子节点连线移动，局部路径仍可能存在较为明显的折角。对于越野车辆而言，直接跟踪此类折线路径会导致参考航向在节点附近发生突变，使转向控制量产生较大的瞬时变化。因此，本文进一步采用圆弧替换方法对明显转角进行几何平滑。

对于路径中的连续三个节点，首先计算进入当前节点的路径方向和离开当前节点的路径方向，并由此确定局部转角。对于满足平滑条件的转角，在前后两条路径段上分别确定圆弧切点，并根据切线方向和设定圆弧半径计算圆心，使原有的两条折线路径由“直线—圆弧—直线”的连续几何结构进行替代。

圆弧生成过程中，根据圆弧起始角、终止角及半径进行离散采样，形成局部平滑路径点。考虑到圆弧可能向原折线路径外侧扩张，插入圆弧前需对生成的全部圆弧采样点重新进行碰撞检测。当圆弧扫掠范围满足车辆安全通行要求时，才使用圆弧采样点替换原有折角；若圆弧与障碍物或不可通行区域发生冲突，则保留局部原路径，避免因平滑操作降低原路径的安全裕度。

此外，对于起点前移、目标点回退以及局部轨迹处理可能产生的路径连接问题，采用局部曲线连接方式实现车辆实际位姿与规划轨迹之间的连续过渡，避免在路径首尾或局部拼接位置形成新的航向突变。最终输出轨迹包括车辆参考位置、参考航向及行驶方向等信息，可直接提供给后续横向和纵向控制模块。



a) b)

图 4　非结构环境下 RBRRT*最终路径规划结果

经过轨迹后处理后即可得到图 4 最终轨迹。需要指出的是，整个轨迹后处理过程始终以碰撞安全为前提。全局剪枝可能跨越多个原始路径节点，父子节点贴线优化会改变中间节点位置，圆弧平滑则可能使轨迹向原路径外侧扩张，因此每一次路径结构或节点位置发生变化后均重新执行碰撞检测,使各级轨迹优化始终限制在安全可行空间内，在改善路径长度、折线程度和轨迹连续性的同时保证最终轨迹的车辆可执行性。

5 结论

本文提出一种面向非结构路面越野车辆的 RBRRT*路径规划方法。该方法通过起点侧与目标侧双向区域拓展构建连通采样走廊，并在 RRT*搜索过程中结合目标偏置、区域父代/子代引导、近邻择优和重连优化，提高复杂环境中的规划效率和路径质量。针对越野车辆尺寸大、转向包络宽和轨迹跟踪要求高等特点，本文进一步引入多层碰撞检测、动态障碍建模、粗轨迹剪枝、局部投影优化、圆弧平滑，使最终轨迹更符合实际车辆行驶需求。

后续研究可从以下方向继续完善：一是将坡度、附着系数、路面不平度等通过性指标融入区域拓展，使可行区域不仅避障，而且具备地形适应性；二是将动态障碍物预测与区域引导采样结合，形成随时间变化的安全采样带。

参考文献：

[1] GANESAN S, RAMALINGAM B, MOHAN R E. A hybrid sampling-based RRT* path planning algorithm for autonomous mobile robot navigation[J]. Expert Systems with Applications, 2024, 258: 125206.

[2] ZHANG L, YIN H, LI A, et al. RSA-RRT: A path planning algorithm based on restricted sampling area[J]. Journal of King Saud University - Computer and Information Sciences, 2024, 36: 102152.

[3] FENG Z, ZHOU L, QI J, et al. DBVS-APF-RRT*: A global path planning algorithm with ultra-high speed generation of initial paths and high optimal path quality[J]. Expert Systems with Applications, 2024, 249: 123571.

[4] TAO F, DING Z, FU Z, et al. Efficient path planning for autonomous vehicles based on RRT* with variable probability strategy and artificial potential field approach[J]. Scientific Reports, 2024, 14: 24698.

[5] GUO S, GONG J, SHEN H, et al. DBVSB-P-RRT*: A path planning algorithm for mobile robot with high environmental adaptability and ultra-high speed planning[J]. Expert Systems with Applications, 2025, 266: 126123.

[6] SHENG Z, SONG T, SONG J, et al. Bidirectional rapidly exploring random tree path planning algorithm based on adaptive strategies and artificial potential fields[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2025, 148: 110393.

[7] DUAN M, WANG Z, SHAO X, et al. VGA*-RRT*: A mobile robot path planning algorithm for irregular and complex maps[J]. IEEE Access, 2025, 13: 50714-50726.

[8] WANG Y, LIU F, WANG C, et al. Path planning based on adaptive space expansion-RRT* for autonomous vehicle[J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2026, 48(11): 2551-2561.

[9] YANG J, HE K, WU J, et al. Bidirectional region expansion guided sampling-based RRT*: Achieving high stability and ultra-high planning efficiency[J]. Expert Systems with Applications, 2026, 310: 131326.

基于相平面稳定裕度的自适应模型预测路径跟踪控制方法

徐可

北京理工大学 机械与车辆学院，北京 10081

摘 要：针对固定权重模型预测控制难以兼顾不同路面附着条件下路径跟踪精度与横向稳定性的问题，提出一种基于相平面稳定裕度的权重自适应模型预测控制方法。采用质心侧偏角和横摆角速度构建车辆横向运动相平面，通过网格扫描和四边形边界拟合获得稳定域。根据车辆状态点到稳定域边界的归一化距离定义综合稳定裕度，建立稳定裕度与权重缩放系数的映射关系，在线调节横向稳定性状态权重。CarSim-Simulink 联合仿真结果表明：高附着工况下自适应控制与固定权重控制的路径跟踪性能基本一致；低附着工况下，质心侧偏角峰值和横摆角速度偏差峰值分别降低 57.29%和 8.45%，且路径跟踪精度未明显下降。所提方法能够根据车辆失稳风险协调路径跟踪与横向稳定控制。

关键词：四轮转向；路径跟踪；模型预测控制；相平面；横向稳定性

Abstract: To address the difficulty of fixed-weight model predictive control in balancing path-tracking accuracy and lateral stability under different road adhesion conditions, a weight-adaptive model predictive control method based on the phase-plane stability margin is proposed. A vehicle lateral-motion phase plane is constructed using the sideslip angle and yaw rate, and the stable region is obtained through grid scanning and quadrilateral boundary fitting. A comprehensive stability margin is defined according to the normalized distance from the current vehicle state to the stable-region boundaries. A mapping relationship between the stability margin and the weight scaling factor is then established to adaptively adjust the weights of the lateral-stability-related states. CarSim-Simulink co-simulation results show that the adaptive controller and fixed-weight controller achieve comparable path-tracking performance under the high-adhesion condition. Under the low-adhesion condition, the proposed controller reduces the peak sideslip angle and peak yaw-rate error by 57.29% and 8.45%, respectively, without noticeably degrading path-tracking accuracy. The proposed method can coordinate path tracking and lateral stability according to the real-time risk of vehicle instability.

Key words: four-wheel steering; path tracking; model predictive control; phase plane; lateral stability

引言

分布式驱动四轮转向车辆能够独立调节各车轮驱动转矩及前、后轮转角，具有控制自由度高、附加横摆力矩可控等特点，为路径跟踪与横向稳定协调控制提供了执行器基础[1][2]。然而，在高速转向或低附着路面条件下，轮胎侧向力容易接近附着极限，车辆可能出现较大的质心侧偏角和横摆响应，仅以减小路径跟踪误差为目标难以保证车辆稳定行驶。

模型预测控制能够利用车辆预测模型滚动求解最优控制输入，并显式处理车辆状态及执行器约束，已广泛应用于智能车辆路径跟踪控制[3][4]。MPC 可通过状态加权矩阵协调路径跟踪误差与车辆横向动态响应，但其权重参数多采用离线整定并保持不变。当运行工况发生变化时，固定权重可能导致常规工况下稳定性约束过强，或极限工况下稳定性约束不足。

质心侧偏角和横摆角速度能够反映车辆横向运动状态，相平面方法可利用二者构成的状态轨迹描述车辆稳定性[5]。已有研究通过协调车轮转角和附加横摆力矩[6]，或在轨迹跟踪过程中引入横摆稳定性约束[7]，改善车辆的横向响应。然而，相关方法多采用固定控制参数或根据预设阈值切换控制目标，难以依据车辆失稳风险连续调整路径跟踪与横向稳定控制的相对优先级。

车辆相平面稳定域会随车速、路面附着系数及转向输入发生变化。已有极限工况稳定性判据能够判断车辆是否处于稳定状态[8]，但仅依据状态点位于稳定域内部或外部，难以量化其接近稳定边

界的程度。因此，有必要在时变稳定域基础上构建连续稳定裕度，并将其用于 MPC 权重在线调节。

针对上述问题，提出一种基于相平面稳定裕度的自适应模型预测路径跟踪控制方法。通过相平面轨迹扫描和边界拟合构建车辆横向稳定域，并在线估计稳定域边界；根据车辆状态点到稳定域边界的归一化距离定义综合稳定裕度，建立其与权重缩放系数的映射关系，在线调节质心侧偏角和横摆角速度相关权重；最后通过高、低附着双移线联合仿真验证所提方法的有效性。

1 车辆路径跟踪预测模型

1.1 车辆横向动力学模型

为兼顾路径跟踪控制精度与模型预测控制的在线计算效率，本文采用二自由度车辆模型描述车辆横向与横摆运动。建模过程中假设车辆在水平路面行驶，纵向速度在单个控制周期内近似不变，忽略车辆侧倾、俯仰及左右轮载荷转移等高阶动力学因素，并将同一车轴左右轮的侧向力等效作用于车轴中心。

根据车辆横向受力平衡和横摆力矩平衡关系，可建立车辆横向动力学方程，如式（1）所示。

$$\begin{cases} mv_x(\dot{\beta}+\omega_r) = F_{yf}+F_{yr} \\ I_z\dot{\omega}_{\mathrm{r}} = aF_{yf}-bF_{yr}+\Delta M \end{cases} \tag{1}$$

式中，m为整车质量，I_z为车辆绕垂直轴的转动惯量，a和b分别为车辆质心到前、后轴的距离，v_x为车辆纵向速度，β为质心侧偏角，ω_r为横摆角速度，F_{yf}和F_{yr}分别为前、后轴侧向力，ΔM为分布式驱动系统产生的附加横摆力矩。

考虑到模型预测控制所采用的预测模型需要具有较低的计算复杂度，在车辆轮胎工作于线性区域的条件下，采用线性轮胎模型描述轮胎侧向力。结合前、后轮侧偏角的小角度近似关系，可将轮胎侧向力表示为式（2）。

$$\begin{cases} F_{yf}=k_1\alpha_f\ ,F_{yr}=k_2\alpha_r \\ \alpha_f\approx\delta_f-\beta-\dfrac{a\omega_r}{v_x},\alpha_r\approx\delta_r-\beta+\dfrac{b\omega_r}{v_x} \end{cases} \tag{2}$$

将式（2）代入式（1），并对车辆横向与横摆动力学方程进行整理，可得式（3）所示的二自由度车辆状态方程。

$$\begin{cases} \dot{\beta}=a_{11}\beta+a_{12}\omega_r+b_{11}\delta_f+b_{12}\delta_r \\ \dot{\omega}_{\mathrm{r}}=a_{21}\beta+a_{22}\omega_r+b_{21}\delta_f+b_{22}\delta_r+b_{31}\Delta M \end{cases} \tag{3}$$

式（3）表明，车辆质心侧偏角和横摆角速度不仅受到前、后轮转角影响，还可以通过附加横摆力矩进行调节。因此，将前轮转角、后轮转角和附加横摆力矩共同作为控制输入，有利于发挥四轮转向分布式驱动车辆多执行器协同控制的优势。

1.2 路径跟踪误差模型

为使控制器同时考虑路径跟踪精度和车辆横向稳定性，选取质心侧偏角偏差、横摆角速度偏差、航向角偏差和横向偏差组成控制系统状态向量。

根据车辆质心与参考路径之间的几何关系，在航向角偏差较小的条件下，横向偏差和航向角偏差的变化率可以表示为式（4）。

$$\begin{cases} \dot{e}_{\mathrm{y}}=v_x\beta+v_xe_\varphi \\ \dot{e}_\varphi=\omega_r-v_x\rho \end{cases} \tag{4}$$

其中，e_y为车辆质心相对于参考路径的横向偏差，e_φ为车辆航向角与参考路径切线方向之间的偏差，ρ为参考路径曲率。

车辆理想质心侧偏角取为零，理想横摆角速度根据线性稳态车辆模型确定。因此，质心侧偏角偏差和横摆角速度偏差分别定义为式（5）。

$$\begin{cases} e_\beta=\beta-\beta_d\ ,\beta_d=0 \\ e_\omega=\omega_r-\omega_d,\omega_d=\dfrac{v_x}{(a+b)(1+Kv_x^2)}\delta_f \end{cases} \tag{5}$$

将车辆动力学方程与路径跟踪误差方程联立，可以得到统一的路径跟踪误差状态空间模型：

$$\dot{x} = Ax + Bu + C\rho$$

式中，状态向量和控制输入分别为：

$$x = [e_\beta \quad e_\omega \quad e_\varphi \quad e_y]^T, u = [\delta_f \quad \delta_r \quad \Delta M]^T$$

该模型将路径几何误差与车辆横向动态状态统一纳入控制器设计。其中，e_y和e_φ主要反映路径跟踪性能，e_β和e_ω主要反映车辆横向稳定状态，从而为后续协调路径跟踪精度与横向稳定性提供模型基础。

2 增量式模型预测控制器设计

考虑到车辆转向执行器和驱动系统均存在幅值与变化率限制，本文采用增量式模型预测控制结构，并以控制增量作为优化变量。首先，采用前向欧拉方法对连续状态空间模型进行离散化，得到式（6）所示的离散模型。

$$\begin{cases} x(k+1) = A_d x(k) + B_d u(k) \\ A_d = I + T_s A \ , \ B_d = T_s B \end{cases} \tag{6}$$

定义控制增量为当前时刻控制输入与上一时刻控制输入之差。通过将上一时刻控制量引入增广状态向量，可以将离散模型改写为增广状态空间形式。

$$\xi(k+1) = \overline{A}\xi(k) + \overline{B}\Delta u(k) \tag{7}$$

$$\xi(k) = \begin{bmatrix} x(k) \\ u(k-1) \end{bmatrix}, \overline{A} = \begin{bmatrix} A_d & B_d \\ 0 & I \end{bmatrix}, \overline{B} = \begin{bmatrix} B_d \\ I \end{bmatrix}$$

在预测时域(N_p)和控制时域(N_c)内对增广模型进行递推，并将未来各时刻的预测输出和控制增量进行堆叠，可得到多步预测模型：

$$Y(k) = \Phi\xi(k) + \Theta\Delta U(k) \tag{8}$$

式中，Φ反映当前车辆状态对未来预测输出的影响，Θ反映未来控制增量对预测输出的影响。该表达式将车辆未来状态表示为当前状态与待优化控制序列的线性组合，为构造二次规划问题提供了基础。

为兼顾路径跟踪误差、车辆横向动态响应和控制输入平滑性，构造式（9）所示的性能指标函数。

$$J(k) = \sum_{i=1}^{N_p} \left\| \eta(k+i) - \eta_{ref}(k+i) \right\|_Q^2 + \sum_{j=0}^{N_c-1} \|\Delta u(k+j)\|_R^2,$$

$$J(k) = (Y - Y_{ref})^T Q_p (Y - Y_{ref}) + \Delta U^T R_p \Delta U \tag{9}$$

式中，Q_p为状态误差权重矩阵，用于调节不同状态偏差在优化目标中的重要程度；R_p为控制增量权重矩阵，用于限制前、后轮转角及附加横摆力矩的剧烈变化。将多步预测模型代入目标函数，可将控制问题转换为标准二次规划形式。

$$min \frac{1}{2} \Delta U^T H \Delta U + f^T \Delta U \tag{10}$$

$$H = 2(\Theta^T Q_p \Theta + R_p), f = 2\Theta^T Q_p (\Phi\xi - Y_{ref})$$

在求解过程中，还需考虑前、后轮最大转角、附加横摆力矩幅值及各控制输入变化率等物理约束。每个采样时刻求解得到一组最优控制增量序列，但仅将其中第一个控制增量施加于车辆，并在下一采样时刻根据最新车辆状态重新进行预测与优化。

传统 MPC 采用固定权重矩阵。当车辆工况发生变化时，固定权重难以同时满足正常工况下的路径跟踪精度要求和极限工况下的横向稳定性要求。为此，本文进一步引入相平面方法在线评价车辆横向稳定程度，并根据稳定裕度调整 MPC 状态权重。

3 基于相平面的车辆横向稳定域构建

3.1 相平面动力学建模

车辆横向失稳通常表现为质心侧偏角持续增大以及横摆角速度异常变化。单独采用其中任意一个状态均难以完整反映车辆横向运动特性，因此本文选取质心侧偏角β和横摆角速度ω_r构建车辆横向运动相平面。

$$x_p = \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_r \end{bmatrix}$$

与 MPC 预测模型不同，相平面分析的目的是描述车辆接近附着极限时的非线性横向动力学特性。因此，相平面模型采用非线性轮胎模型计算前、后轴侧向力，车辆相平面状态方程表示为式（11）。

$$\dot{x}_p = f(x_p; \chi)$$

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \dfrac{F_{yf}cos\delta_f + F_{yr}cos\delta_r}{mv_x} - \omega_r \\ \dot{\omega}_r = \dfrac{aF_{yf}cos\delta_f - bF_{yr}cos\delta_r + \Delta M}{I_z} \end{cases} \tag{11}$$

$$F_{yi} = 2D_i sin(Carctan(B_i\alpha_i)), \quad i = f, r$$

$$\alpha_f = \delta_f - arctan(\beta + \frac{a\omega_r}{v_x}), \alpha_r = \delta_r - arctan(\beta - \frac{b\omega_r}{v_x})$$

式中，相平面状态演化同时受到车速、路面附着系数、前后轮转角和附加横摆力矩影响。给定车辆工况和任意初始状态(β,ω_r)后，通过对相平面动力学方程进行数值积分，可以获得车辆状态随时间变化的相轨迹。

3.2 稳定域获取与边界拟合

为获得指定工况下的车辆横向稳定范围，在预先设定的质心侧偏角和横摆角速度范围内进行均匀网格采样，并将每一个网格点作为相平面动力学模型的初始状态。根据状态轨迹是否保持有界、是否收敛至稳定平衡点以及轨迹末端是否趋于平稳，将所有初始状态划分为稳定点和不稳定点。

由稳定点构成的区域可视为当前工况下车辆的横向稳定域。车辆状态位于该区域内部时，其横向运动具有返回稳定平衡状态的趋势；车辆状态接近稳定域边界时，横向稳定裕度降低；当状态越过边界时，车辆存在侧滑或甩尾风险。

直接获得的稳定域由大量离散点构成，难以用于控制器在线计算。为降低计算复杂度，采用四边形对离散稳定域进行近似描述：

$$\Omega_{stable} = \{(\beta, \omega_r) \mid \beta_L \le \beta \le \beta_R, E_1\beta + E_3 \le \omega_r \le E_1\beta + E_2\} \tag{12}$$

式中，E_1为上下边界的公共斜率，E_2和E_3分别为上下边界截距，β_L和β_R为质心侧偏角的左右边界。通过提取稳定点与不稳定点的分界位置，并采用最小二乘法拟合上下边界，可以得到不同工况下的稳定域参数。

考虑到离散采样和直线拟合可能导致拟合区域内部包含少量不稳定点，本文对上下边界进行适当向内收缩，并采用域内不稳定点比例评价拟合稳定域的可靠性。

$$\eta_{red} = \frac{N_{red}}{N_\Omega} \tag{13}$$

该指标越小，表示拟合稳定域越保守。通过合理选取边界收缩量，使典型工况下拟合区域内部的不稳定点比例均低于设定阈值。

3.3 稳定域边界参数在线重构

车辆横向稳定域并不是固定不变的。随着车速提高或路面附着系数降低，稳定域通常逐渐收缩；当前、后轮转角发生变化时，稳定域中心还会产生相应偏移。因此，固定稳定域边界难以准确反映不同工况下车辆的稳定状态。

为实现稳定域边界的快速在线计算，定义稳定域半高度h和中心偏置c：

$$\begin{cases} h = \dfrac{E_2 - E_3}{2} \\ c = \dfrac{E_2 + E_3}{2} \end{cases} \tag{14}$$

其中，h反映稳定域在横摆角速度方向上的宽度，c反映稳定域相对于横摆角速度零点的整体偏移。在此基础上，分别建立E_1、h、c与车速、路面附着系数及前后轮转角之间的参数映射模型。

$$\begin{cases} E_1 = a_0 + a_1\mu + a_2\dfrac{1}{v_x} + a_3\dfrac{\mu}{v_x} \\ h = b_0\mu + b_1\dfrac{\mu}{v_x} + b_2\mu\left|\delta_f\right| + b_3\mu\left|\delta_r\right| \\ c = k_1\mu\delta_f + k_2\mu\delta_r + k_3\dfrac{\mu\delta_f}{v_x} + k_4\dfrac{\mu\delta_r}{v_x} \end{cases} \tag{15}$$

上述模型参数通过典型工况下的稳定域样本采用最小二乘法辨识获得。在线控制过程中，只需将当前车速、附着系数及前后轮转角代入拟合模型，即可计算当前工况对应的稳定域边界，避免在线重复进行大规模相平面扫描。

4 基于稳定裕度的 MPC 权重自适应策略

4.1 归一化稳定裕度

获得当前工况下的稳定域后，车辆当前状态可表示为相平面内的状态点(β,ω_r)。为了量化该状态点距离稳定域边界的远近，分别计算质心侧偏角方向以及横摆角速度上下边界方向的归一化裕度。

首先，根据质心侧偏角左右边界计算稳定域中心和半宽，并定义质心侧偏角方向的归一化裕度：

$$m_{\beta,n} = 1 - \frac{|\beta - \beta_{mid}|}{\beta_{half}} \tag{16}$$

$$\beta_{mid} = \frac{\beta_L + \beta_R}{2},\ \beta_{half} = \frac{\beta_R - \beta_L}{2}$$

当车辆质心侧偏角位于稳定域中心时，该裕度取 1；当车辆状态位于左右边界时，裕度取 0；当车辆状态越过边界时，裕度为负。

对于横摆角速度方向，根据当前质心侧偏角计算稳定域上下边界，并分别定义车辆状态相对于上下边界的归一化裕度：

$$\begin{cases} m_{\omega,up,n} = \dfrac{\omega_{up} - \omega_r}{h} \\ m_{\omega,lo,n} = \dfrac{\omega_r - \omega_{lo}}{h} \end{cases} \tag{17}$$

$$\omega_{up} = E_1\beta + E_2,\ \omega_{lo} = E_1\beta + E_3$$

由于车辆横向稳定性取决于状态点与各边界之间最不利的相对位置，取三个方向归一化裕度的最小值作为综合稳定裕度：

$$m_n = min(m_{\beta,n}, m_{\omega,up,n}, m_{\omega,lo,n}) \tag{18}$$

综合稳定裕度越大，表示车辆状态距离稳定域边界越远；当其接近零时，车辆状态逐渐逼近稳定边界；当其小于零时，车辆状态已经越出拟合稳定域。

4.2 权重缩放系数

为了将稳定裕度用于 MPC 参数调节，建立综合稳定裕度与权重缩放系数之间的分段映射关系。

$$q_{scale} = \begin{cases} q_{min},\ m_n \geq m_{safe} \\ q_{max},\ m_n \leq m_{danger} \\ q_{min} + \dfrac{m_{safe} - m_n}{m_{safe} - m_{danger}}(q_{max} - q_{min}),\ m_{danger} < m_n < m_{safe} \end{cases} \tag{19}$$

当综合稳定裕度高于安全阈值时，车辆处于充分稳定状态，权重缩放系数保持最小值，控制器

主要保证路径跟踪精度。当稳定裕度进入安全阈值和危险阈值之间时，随着车辆状态逐渐接近稳定域边界，权重缩放系数连续增大。当稳定裕度低于危险阈值时，权重缩放系数达到设定上限，使控制器进入横向稳定性优先状态。

分段函数在过渡区域内采用线性连续变化形式，可以减少权重突变对前、后轮转角及附加横摆力矩造成的不利影响。其中，危险阈值取为零，使车辆状态到达或越过稳定域边界时，控制器能够充分增强横向稳定性调节。

4.3 MPC 权重在线更新

在 MPC 状态向量中，质心侧偏角偏差和横摆角速度偏差主要反映车辆横向稳定性，航向角偏差和横向偏差主要反映路径跟踪性能。因此，本文仅利用权重缩放系数调节前两项状态权重，而保持路径几何误差权重不变。

$$Q_{step}(k) = diag(q_{scale}q_{\beta 0}, q_{scale}q_{\omega 0}, q_{\varphi 0}, q_{y0}) \tag{20}$$

当车辆稳定裕度较大时，权重缩放系数接近基础值，控制器保持原有路径跟踪性能；当车辆状态接近稳定域边界时，质心侧偏角和横摆角速度偏差对应权重逐渐增大，使 MPC 更加重视车辆横向动态响应。

将单步时变权重矩阵扩展至整个预测时域：

$$Q_p(k) = I_{N_p} \otimes Q_{step}(k) \tag{21}$$

随后将时变权重矩阵代入 MPC 二次规划问题，得到随车辆稳定状态在线变化的 Hessian 矩阵和一次项：

$$\begin{cases} H(k) = 2\left[\Theta^T Q_p(k)\Theta + R_p\right] \\ f(k) = 2\Theta^T Q_p(k)\left[\Phi\xi(k) - Y_{ref}(k)\right] \end{cases} \tag{22}$$

由此，车辆相平面稳定状态通过“稳定裕度—权重缩放系数—时变权重矩阵”的形式进入 MPC 优化过程。控制器能够根据车辆距离稳定域边界的远近，在线调整路径跟踪与横向稳定性在目标函数中的相对重要程度，并通过协调前轮转角、后轮转角和附加横摆力矩实现不同工况下的自适应控制。

综上，所提出方法并未改变 MPC 的基本预测和滚动优化结构，而是在固定参数 MPC 的基础上增加车辆横向稳定状态反馈。当车辆处于稳定区域内部时，控制器以路径跟踪为主要目标；当车辆逐渐逼近稳定边界时，控制器自动增强对质心侧偏角和横摆角速度的抑制，从而实现路径跟踪精度与车辆横向稳定性的协调。

5 联合仿真验证

5.1 仿真平台与参数设置

为验证所提出控制方法，搭建 CarSim-Simulink 联合仿真平台。CarSim 用于建立四轮转向分布式驱动车辆非线性整车模型，Simulink 用于完成路径跟踪误差、相平面稳定域、稳定裕度及 MPC 控制量的计算。控制器根据车辆反馈状态在线求解前轮转角、后轮转角和附加横摆力矩，并将控制指令输入整车模型形成闭环控制。

设置固定权重 MPC 和自适应 MPC 进行对比，两种控制器采用相同的车辆模型、预测时域、控制时域和输入约束，仅状态权重的调节方式不同，主要参数见表 1。仿真采用双移线参考路径，目标车速均为 54 km/h；高、低附着工况的路面附着系数分别为 0.85 和 0.3。

表 1　两种 MPC 控制器主要参数对比

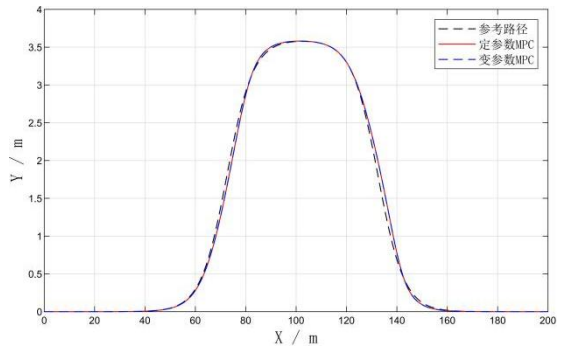
参数名称	符号	固定参数 MPC	在线参数 MPC
采样周期/s	T_s	0.01	0.01
预测步长	N_p	80	80
控制步长	N_c	50	50
松弛因子	ρ	10	10

状态加权矩阵	Q_{step}	diag(0.1,1,1,20)	diag(0.1q_{scale},1q_{scale},1,20)
权重缩放系数	q_{scale}	1	1~10
状态量	x	$[e_\beta, e_\omega, e_\phi, e_y]^{\mathrm{T}}$	
控制量	u	$[\delta_f, \delta_r, \Delta M]^{\mathrm{T}}$	
控制加权矩阵	R_{step}	diag(100,100, 10^{-4})	
前轮转角约束/rad	δ_f	$[-0.44,0.44]$	
后轮转交约束/rad	δ_r	$[-0.44,0.44]$	
附加横摆力矩约束/(N·m)	ΔM	$[-500,500]$	

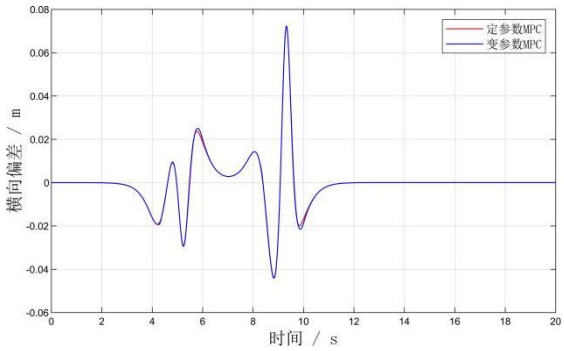
5.2 高附着工况验证

由图 1(a)可知，在高附着双移线工况下，两种控制方法均能较好地跟踪参考路径，车辆实际轨迹与参考轨迹具有较高的一致性，未出现明显的轨迹偏离现象。由图 1(b)和图 1(c)可知，两种控制方法对应的横向偏差与航向角偏差变化趋势基本一致。其中，横向偏差曲线基本重合；自适应 MPC 的航向角偏差在局部路径切换阶段存在小幅波动，但其整体误差水平与固定权重 MPC 较为接近。上述结果表明，在路面附着条件良好、车辆稳定裕度较大的情况下，自适应调节策略不会明显降低车辆的路径跟踪精度。

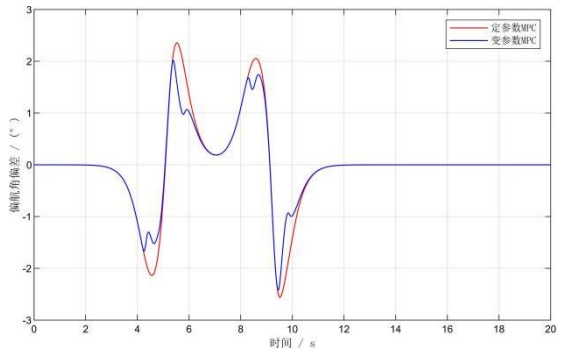
图 1(d)给出了自适应 MPC 权重缩放系数q_{scale}的变化情况。可以看出，在大部分行驶时间内，q_{scale}保持在 1 附近，说明车辆状态处于相平面稳定域内部且具有较大的稳定裕度，此时控制器主要保证路径跟踪性能。在双移线路径切换的部分时刻，车辆横向动态响应增大，稳定裕度相应减小，q_{scale}短暂升高，并在车辆状态恢复稳定后迅速回落。这表明所设计的权重自适应机制能够根据车辆稳定状态及时介入，同时避免在稳定裕度充足时持续增大稳定性权重。



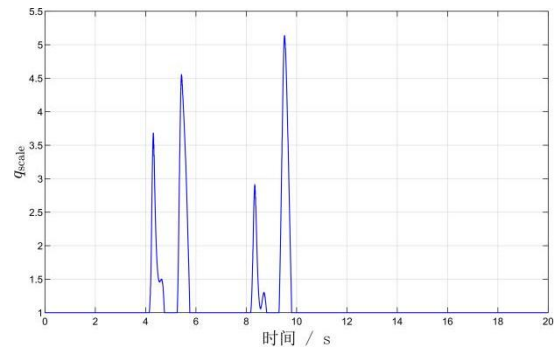
(a)车辆轨迹对比



（b）横向偏差对比



(c)航向角偏差对比



(d)权重缩放系数q_{scale}变化曲线

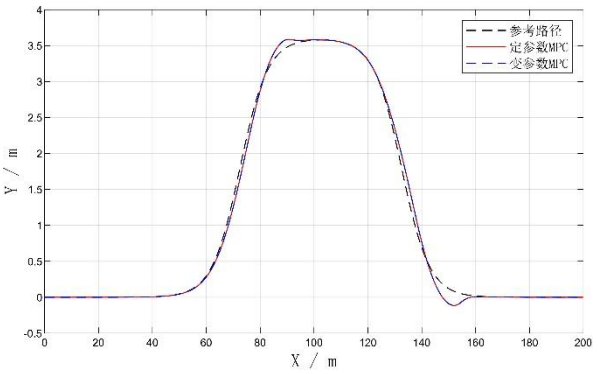
图 1　高附着双移线工况下控制效果对比

综上，高附着工况下固定权重 MPC 和自适应 MPC 均具有较好的路径跟踪效果，二者在车辆轨迹和跟踪误差方面差异较小。自适应 MPC 仅在车辆状态接近稳定域边界的局部时刻提高稳定性相关状态的权重，而在其余时段保持原有权重，从而验证了所提出方法具有按需调节的特点，并且不会

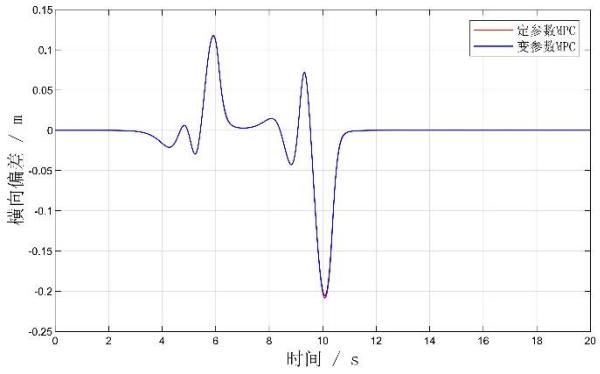
对常规工况下的路径跟踪性能产生明显不利影响。

5.3 低附着工况验证

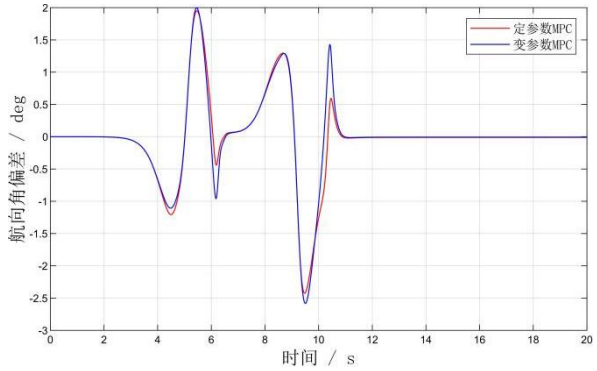
两种控制方法在低附着工况下的路径跟踪结果如图 2 所示。由图 2(a)可知，在路面附着系数降低后，两种控制方法均能完成双移线路径跟踪，车辆未出现明显的轨迹偏离或失稳现象。由图 2(b)可知，固定权重 MPC 与自适应 MPC 的横向偏差变化趋势基本一致，两条曲线在大部分时段近似重合，说明权重自适应调节没有明显降低横向路径跟踪精度。由图 2(c)可知，两种方法对应的航向角偏差总体变化趋势相近，均能在双移线结束后逐渐收敛至零附近。自适应 MPC 在部分路径切换时刻存在一定的瞬态波动，但整体仍处于可接受范围内。因此，两种控制方法在低附着条件下具有较为接近的路径跟踪能力。



(a)车辆轨迹对比



(b)横向偏差对比



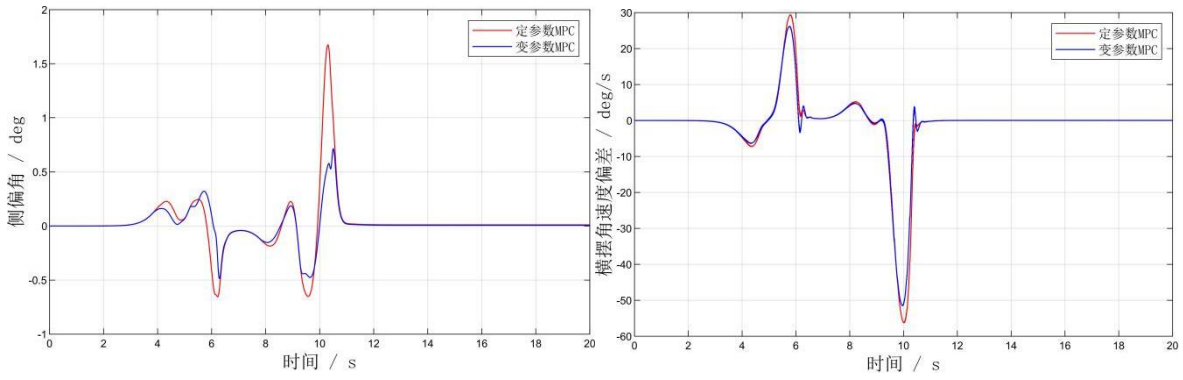
(c)航向角偏差对比

图 2　低附着双移线工况下路径跟踪结果

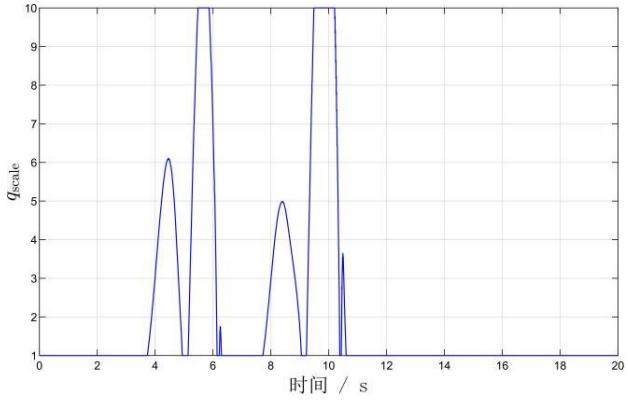
为进一步分析车辆的横向稳定性，图 Y 给出了两种控制方法对应的质心侧偏角和横摆角速度偏差。由图 3(a)可知，固定权重 MPC 对应的质心侧偏角在双移线路径切换过程中出现了较大的瞬态峰值，表明车辆速度方向与车身纵向之间产生了较明显的偏离。采用自适应 MPC 后，质心侧偏角的主要峰值及其波动幅值均得到明显抑制。以质心侧偏角绝对峰值作为评价指标，自适应 MPC 相较于固定权重 MPC 将其降低了 57.29%，表明所提出方法能够有效减小低附着条件下车辆的侧滑趋势。

由图 3(b)可知，两种控制方法对应的横摆角速度偏差变化趋势基本一致，且均能在双移线结束后逐渐收敛。在主要峰值附近，自适应 MPC 对应的横摆角速度偏差绝对值小于固定权重 MPC。统计结果表明，自适应 MPC 使横摆角速度偏差峰值降低了 8.45%，说明该方法能够减小车辆实际横摆响应与理想横摆响应之间的偏差，改善车辆的横摆稳定性。

图 3(c)给出了低附着工况下权重缩放系数q_{scale}的变化曲线。可以看出，在双移线过程中，q_{scale}多次增大，部分时段达到设定上限 10。这是因为低附着条件下车辆状态更容易接近相平面稳定域边界，归一化稳定裕度随之减小，从而触发权重自适应调节。随着q_{scale}增大，MPC 目标函数中质心侧偏角误差和横摆角速度误差的权重相应提高，使控制器更加重视车辆横向稳定性。当车辆状态远离稳定域边界后，q_{scale}随稳定裕度恢复而逐渐减小，控制器重新兼顾路径跟踪精度。



(a)质心侧偏角　　(b)横摆角速度



(c)权重缩放系数q_{scale}

图 3　低附着双移线工况下横向稳定性及权重调节结果

综上，在低附着双移线工况下，自适应 MPC 能够在保持路径跟踪精度基本不变的前提下，有效降低质心侧偏角和横摆角速度偏差的峰值。权重缩放系数的变化与车辆稳定状态相对应，说明所提出方法能够利用相平面稳定裕度在线识别车辆失稳风险，并对 MPC 权重进行实时调整，从而实现路径跟踪性能与横向稳定性的协调控制。

6 结论

针对固定权重模型预测控制难以同时适应不同路面附着条件下路径跟踪与横向稳定控制需求的问题，本文提出一种基于相平面稳定裕度的权重自适应模型预测控制方法，并通过 CarSim－Simulink 联合仿真进行了验证，得到以下结论：

（1）建立了分布式驱动四轮转向车辆路径跟踪预测模型，并以横向偏差、航向角偏差、质心侧偏角误差和横摆角速度误差为状态变量，以前、后轮转角及附加横摆力矩为控制输入，构建了考虑执行器约束的增量式模型预测控制器。

（2）基于质心侧偏角和横摆角速度构建车辆横向运动相平面稳定域，通过车辆状态与稳定域边界之间的相对位置定义归一化稳定裕度，并根据稳定裕度计算权重缩放系数，实现 MPC 稳定性相关状态权重的在线连续调节，使控制器能够根据车辆失稳风险协调路径跟踪与横向稳定控制目标。

（3）联合仿真结果表明，在高附着双移线工况下，自适应 MPC 与固定权重 MPC 均能取得较好的路径跟踪效果，在线调节机制不会对常规工况下的跟踪性能产生明显不利影响。在低附着双移线工况下，自适应 MPC 在保持路径跟踪精度基本不变的前提下，使质心侧偏角峰值降低 57.29%，横摆角速度偏差峰值降低 8.45%，有效改善了车辆横向稳定性。研究结果验证了所提出控制方法的有效性及对不同附着条件的适应能力。

参考文献：

[1] 张雷, 徐同良, 李嗣阳, 程树辉, 丁晓林, 王震坡, 孙逢春. 全线控分布式驱动电动汽车底盘协同控制研究综述[J]. 机械工程学报, 2023, 59(20): 261-280.

[2] 张佩,孙文新,胡杰,颜伏伍,徐骞,闫涛卫. 四轮转向车辆后轮转角控制方法研究[J]. 汽车工程, 2023, 45(12): 2242-2250.

[3] Guo, HY (Guo, Hongyan),et al. Model predictive path following control for autonomous cars considering a measurable disturbance: implementation, testing, and verification[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2019,Vol.118: 41-60.

[4] Fawang Zhang1,Sichao Wu2,Yimiao Zhang3,et al. Off-road distributed-drive electric vehicle trajectory tracking control with constrained Transformer MPC[J]. Control Engineering Practice,2025,Vol.165: 106608.

[5] Shaopeng Zhu,Yekai Xu,Linlin Li,et al. Adaptive Fuzzy Control of an Electronic Differential Based on the Stability Criterion of the Phase Plane Method[J]. World Electric Vehicle Journal,2024,Vol.15(6): 243.

[6] 陈舒平,赵治国,赵坤. 四轮独立驱动电动汽车轨迹跟踪及稳定性协调控制[J]. 同济大学学报(自然科学版),2024,52(201): 185-196.

[7] 吴西涛, 魏超, 翟建坤, 苑士华. 考虑横摆稳定性的无人车轨迹跟踪控制优化研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(6): 130-142. DOI: 10.3901/JME.2022.06.130

[8] 熊璐,曲彤,冯源,等. 极限工况下车辆行驶的稳定性判据[J]. 机械工程学报,2015,51(10):103-111. DOI:10.3901/JME.2015.10.103.

融合热响应特征与 GWO-GPR 的线性增程系统直线发电机多工况温度响应预测方法

许桢铭，贾博儒，李健，李冠夫，靳秉睿，孙霄汉, 安娜, 余昕蓓

北京理工大学，机械与车辆学院，北京，100081，中国

摘　要:针对应用于新型混合动力系统的线性增程系统在高频往复运动、负载波动及散热受限条件下直线发电机温升问题显著，以及有限实验样本难以实现多工况温度预测的问题，提出一种融合热响应特征与灰狼优化高斯过程回归（GWO-GPR）的多工况温度响应预测方法。基于直线发电机温度测试平台采集不同运行条件下的多测点温度时序数据构建温度时序数据集；采用单指数热响应模型提取温升曲线特征参数，通过 GWO 优化 GPR 模型超参数，构建温度预测模型。实验结果表明，各测点预测决定系数均不低于 0.965，所提出方法能够较好的预测未参与训练工况下的温度变化趋势，具有较好的跨工况适应能力，可为新型混合动力车辆装备的智能热管理、状态监测及可靠性提升提供技术支撑。

关键词：线性增程系统；直线发电机；温度预测；灰狼优化算法；高斯过程回归

A multi-condition temperature response prediction method for linear generators in linear range-extending systems integrating thermal response characteristics and GWO-GPR

XU Zhenming, JIA Boru, LI Jian*, LI Guanfu, JIN Bingrui, SUN Xiaohan, AN Na, YU Xinbei

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: To address the pronounced temperature-rise problem of linear generators in linear range extender systems for novel hybrid powertrains under high-frequency reciprocating motion, load fluctuations, and constrained heat dissipation, as well as the difficulty of achieving multi-condition temperature prediction using limited experimental samples, a multi-condition temperature response prediction method integrating thermal-response characteristics with Gaussian Process Regression optimized by the Grey Wolf Optimizer (GWO-GPR) is proposed. Temperature time-series data at multiple measurement points under different operating conditions are collected using a linear-generator temperature test platform to construct a temperature time-series dataset. A single-exponential thermal response model is employed to extract the characteristic parameters of the temperature-rise curves, and GWO is used to optimize the GPR hyperparameters to establish the temperature prediction model. Experimental results show that the coefficients of determination at all measurement points are no lower than 0.965. The proposed method accurately predicts temperature variation trends under operating conditions not included in the training process and exhibits good cross-condition adaptability, providing technical support for intelligent thermal management, condition monitoring, and reliability enhancement of novel hybrid vehicles and equipment.

Keywords: Linear range extender system; Linear generator; Temperature prediction; Grey wolf optimizer; Gaussian process regression

0 引言

近年来，全球能源结构转型与交通运输领域低碳化发展需求不断推动车辆动力系统向高效化、电动化和智能化方向发展。传统化石能源的大规模消耗不仅带来能源安全问题，也加剧了温室气体排放和环境污染。在“碳达峰、碳中和”目标背景下，发展高效、清洁和智能的新型车辆动力系统已成为汽车及特种装备领域的重要发展方向[1]。

面向车辆装备高机动性、高功率密度和复杂工况适应性需求，混合动力系统成为先进动力技术的重要技术路径之一[2]。与纯内燃机动力相比，混合动力系统能够通过发动机与发电机的能量耦合改善动力性和燃油经济性，并为车载电气设备提供更稳定的能量支撑。特别是在军用车辆、特种车辆以及其他高机动平台等应用场景中，动力系统不仅需要满足低油耗和低排放要求，还需兼顾可靠性、环境适应性和持续供能能力[3]。

线性增程系统是由自由活塞发动机与直线发电机直接耦合而成的新型能源转换装置[4]，具有结构紧凑、高功率密度、压缩比可调等特点。与传统曲柄连杆式发动机相比，该系统取消了曲柄连杆机构，减少了机械传动环节，有利于降低活塞环与缸壁的摩擦损失[5]。其燃料适应性强，可满足汽油、柴油、煤油、乙醇、氢气等多种燃料的应用需求。因此，线性增程系统在新能源车辆装备、特种车辆及高机动平台中具有较好的应用前景，尤其适用于对空间利用率、系统集成度和续航能力要求较高的混合动力型车辆装备。

直线发电机作为线性增程系统中实现机械能与电能互相转换的关键核心部件，其运行状态直接影响线性增程系统能量转换效率与可靠性。由于直线发电机长期处于高频往复运动、负载波动以及散热受限环境下运行，其内部铜耗、铁耗及机械损耗会持续转化为热量，并在局部区域产生热积聚，从而引起显著温升问题[6,7]。过高的温度会降低能量转换效率并引起直线发电机绝缘材料老化、永磁体退磁或失磁、局部热力形变等问题，进而影响系统效率、热安全性和使用寿命等。因此，建立能够快速、准确描述直线发电机温度响应规律的预测方法，对于提升线性增程系统热安全性[8]、提升控制性能以及寿命管理[9,10]，推动线性增程系统向新能源车辆装备应用发展具有重要意义。

目前，针对电机温度分析与预测主要采用热网络法、有限元分析法、多物理场耦合仿真以及数据驱动等方法。热网络法[11]基于传热理论与电路类比理论将电机内部复杂传热过程等效为由热阻和热容构成的网络模型，用于描述不同部件之间的热传递；有限元分析方法[12]能够处理复杂几何结构、非线性材料参数和复杂边界条件，在电机温度场精细化分析中具有较高精度；多物理场耦合仿真[13]将电磁损耗计算与温度场、流体场计算相结合，能够较全面地描述电机内部损耗分布、热传递路径和边界换热行为；上述方法为理解电机热行为、揭示传热路径和指导结构设计等具有重要作用。但是在直线发电机运行过程中，其温度响应规律受负载电阻、运行频率、行程长度和边界换热条件等因素共同影响，具有明显的非线性、时序性和工况相关性，仅依赖机理模型难以满足预测需求。

随着传感技术以及人工智能的发展，数据驱动方法逐渐被应用于电机温度分析领域[14]，该类方法利用机器学习模型从传感器数据和运行参数中学习温度响应规律来实现温度预测。然而现有数据驱动温度预测研究仍主要集中于局部温度估计，以短期预测或特定部件温度估计为主，缺乏对多测点温度变化趋势的统一数据驱动建模。

针对上述问题，本文面型线性增程系统这一新型混合动力系统构型，提出一种融合热响应特征与灰狼算法（Grey Wolf Optimizer, GWO）优化高斯过程回归（Gaussian Process Regression, GPR）的多工况温度响应特性预测方法，该方法利用单指数热响应模型对不同工况下的温升曲线进行特征化描述提取曲线特征参数，基于 GPR 建立运行参数与温度响应特征参数之间的非线性映射关系，利用 GWO 对 GPR 模型的超参数进行全局寻优。依托 GPR 在小样本、非线性回归和不确定性描述方面的优势[15]，实现有限实验样本条件下直线发电机未知工况温度变化趋势预测，从而提升模型对复杂运行工况的适应能力和预测性能。

本文研究的核心是利用有限工况试验数据预测未知工况下的完整温度变化趋势，从而探索适用于新型车辆动力构型的小样本热状态快速预测方法。

1 温度测试平台与试验方法

1.1 线性增程系统构型

本文研究对象为面向新能源车辆装备混合动力系统的直线发电机。典型的线性增程系统构型如图 1 所示，主要由两台自由活塞发动机和中间的直线电机组成。直线电机动子通过连接杆与两个活塞相连，构成系统中唯一进行往复运动的活塞移动组件（PMA），该系统的详细结构参数与设计过程可参考文献[16]。

在线性增程系统的运行过程中，直线电机兼具起动驱动与稳定发电功能，系统运行过程分为三个阶段：在冷起动阶段直线电机以电动模式驱动 PMA 做往复运动，压缩左右气缸内可燃混合气，直至缸内状态满足着火条件；在拖动燃烧阶段，初期燃烧稳定性不足，直线电机继续辅助驱动 PMA 运行以维持系统稳定运行；在稳定发电阶段，燃烧趋于稳定，直线电机切换为发电机模式。

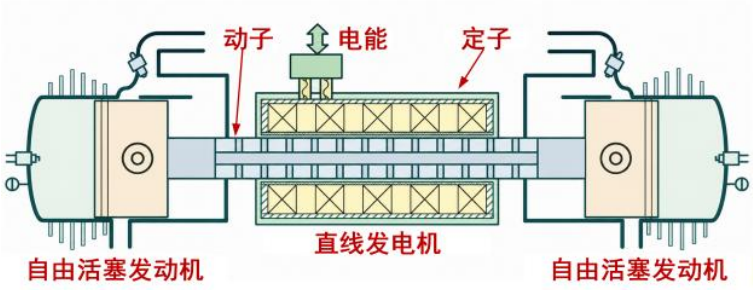


图 1　线性增程系统构型

Fig.1 Linear range-extended system configuration

1.2 温度测试平台搭建

如图 2 所示，直线发电机综合测试平台由被测直线发电机、驱动电机、力传感器、电机驱动器、负载电阻、功率分析仪、电流/电压传感器、NI 数据采集卡以及上位机等组成。

测试过程中，驱动电机的动子通过连杆和力传感器与被测直线发电机的动子连接在一起，驱动被测发电机按照设定轨迹进行往复运动；电机驱动器控制驱动电机的动子按照预设频率和行程长度运行。在直线发电机两侧安装机械限位装置以约束动子的行程长度，并设计了用于固定直线发电机的长方形外部壳体。

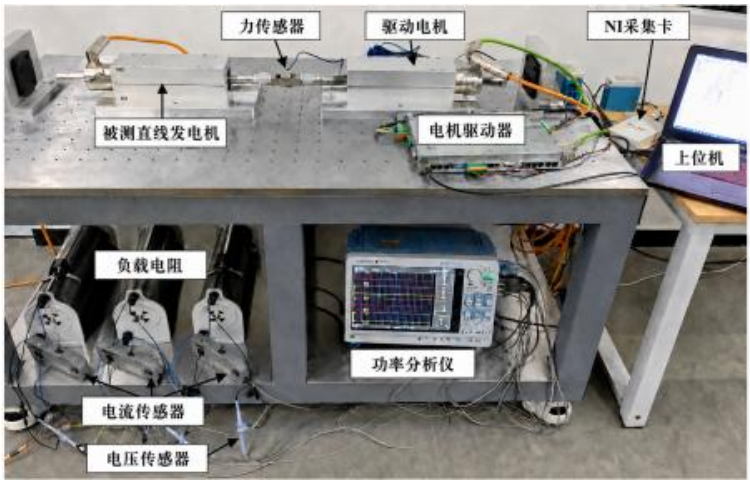


图 2　直线发电机综合测试平台

Fig.2 Test bench of the Linear Generator

在综合测试平台基础上，进一步增设多通道温度测量与记录模块构建直线发电机温度测试平台

如图 3(c)所示，该平台由被测直线发电机、温度传感器、温度记录仪等组成。其中， T1、T2、T3 采用探针式 PT100 铂电阻温度传感器，布置于直线发电机的冷却外壳的左侧、中间和右侧位置，其传感器探头与定子外壳直接接触，用于测量定子外壳不同位置的温度变化；温度传感器 T4-T8 测点采用粘贴式热电偶传感器，如图 4(a)所示，直接粘附于被测目标部件表面，用于获取局部特定点的温度响应；如图 4(b)所示，多通道温度记录仪以 1 秒的间隔频率采集和存储各测点的温度数据，直至温度变化趋于稳定。测试仪器的参数如表 1 所示。

表 1　温度测试仪器的关键参数

Table 1 Key parameters of temperature testing instruments

仪器	类型	型号	测试范围	精度
传感器 T1-T3	铂电阻温度传感器	KPS-WZP-02-PT100	-200℃~200℃	±0.5℃
传感器 T4-T8	热电偶传感器	KPS-ZT-TT-K-30	-40℃~200℃	±0.5℃
温度记录仪	无纸记录器	KPS-24 channels	-200℃~2000℃	±0.2%

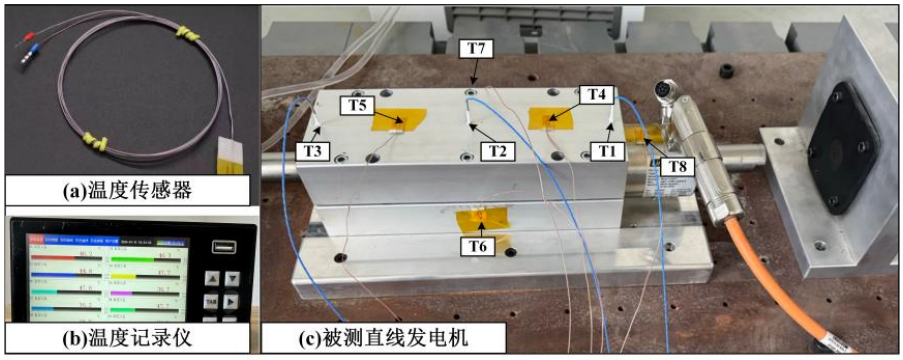


图 3　直线发电机温度测试平台

Fig.3 Temperature test bench of the linear generator

1.3 温升机理分析

在线性增程系统运行过程中，直线发电机内部产生损耗并不断转化为热能在内部传递和积聚是导致温升的主要原因[17]，其损耗计算可表示为：

$$P_{loss} = P_{Cu} + P_{Fe} + P_{eddy} + P_{me} \tag{1}$$

其中, P_{loss} 表示运行过程中产生的总损耗；绕组铜耗 P_{Cu} 是主要的热源之一，铜导体电阻具有温度敏感性，绕组温度升高会导致电阻增大；铁芯在交变磁场作用下会产生铁芯损耗 P_{Fe}，铁芯损耗通常低于绕组铜耗，但其局部热积聚仍会影响电机温度场分布；永磁体涡流损耗 P_{eddy} 是由气隙磁场谐波分量在永磁体感应出涡流而产生，在高频运行或磁场畸变较明显时更为突出；直线发电机在往复运动过程中还会产生机械损耗 P_{me}，在总损耗中的占比低于铜耗，但在高频往复运行条件下对局部温升以及温度场分布仍具有不可忽视的影响。

从实际运行的角度看，运行频率的变化会影响绕组电流的波动频率、运动部件的速度以及机械损耗水平；负载电阻会影响输出电流和铜耗水平；环境温度和散热条件也会改变热传递边界。直线发电机温度变化过程具有明显的非线性时序特性，当前时刻的温度不仅取决于当前的运行条件，还与之前的热状态相关，这也为建立数据驱动温度预测模型提供了理论依据。

1.4 温度时序数据集构建

本文基于直线发电机温度测试平台开展实验研究，采集不同工况下的温度数据。综合考虑运行频率、负载电阻等对温度变化过程的影响，在行程长度保持为 66 mm、室温保持为 20 ℃的条件下，

共设计 9 组运行工况，如表 2 所示。

表 2　运行工况设置

Table 2 Operating condition settings

工况编号	负载电阻(Ω)	运行频率(Hz)	行程长度(mm)	室温(℃)
1	10	4	66	20
2	10	6	66	20
3	10	8	66	20
4	30	4	66	20
5	30	6	66	20
6	30	8	66	20
7	50	4	66	20
8	50	6	66	20
9	50	8	66	20

从布置于直线发电机的 8 个温度测点中选取 T1-T5 五个测点作为建模对象，实验过程中以 1s 为采样周期连续采集温度数据，当温度变化趋于稳定后，结束数据采集。考虑到温度变化过程具有显著的热惯性和时序相关性，各组工况试验均从相对一致的初始状态开始，为保证数据样本容量的一致性，每种工况下各温度传感器均连续采集 8000 个温度值。

接下来对采集的原始数据进行预处理。对各工况温度序列进行完整性检查，确认不存在缺失值；甄别明显异常波动点，并采用局部平滑方法进行修正；为消除不同输入变量量纲差异对模型训练的影响，对运行参数及温度数据进行归一化处理，将数值范围调节为[0,1]，归一化计算公式为：

$$Y = \frac{y - y_{min}}{y_{max} - y_{min}} \tag{2}$$

其中，Y 表示归一化处理后的数据，y 表示原始数据，y_{min} 表示样本中最小值，y_{max} 表示样本中最大值。

模型训练涉及归一化时，所有归一化参数均应只根据训练数据确定，并保持不变地应用于测试工况的数据验证。

基于上述实验数据，构建温度时序数据集，引入单指数热响应模型描述温升曲线的整体变化形态，提取稳态温升与热时间常数作为曲线特征参数，以负载电阻、运行频率等运行参数作为输入，以单指数热响应曲线特征参数作为输出。

2 温度预测方法描述

2.1 温度响应预测模型构建

2.1.1 灰狼优化算法(GWO)

Grey Wolf Optimizer(GWO)是一种群智能优化算法[18]，通过模拟灰狼种群的等级结构与协同捕猎行为来实现全局优化。该算法将候选解看作灰狼个体的位置，层次结构如图 4 所示。在迭代过程中，头狼 Alpha、次头狼 Beta 和侦察狼 Delta 共同引导普通狼 Omega 向着猎物目标探索，直至更新到全局最优位置[19]。



图 4　灰狼社会等级制度

Fig.4 Social hierarchy of grey wolves

在实际优化过程中，普通灰狼个体的位置更新过程表示如下：

$$\begin{cases} D_{Alpha}(t)=\left|C_{Alpha}(t)\times X_{Alpha}(t)-X_i(t)\right| \\ D_{Beta}(t)=\left|C_{Beta}(t)\times X_{Beta}(t)-X_i(t)\right| \\ D_{Delta}(t)=\left|C_{Delta}(t)\times X_{Delta}(t)-X_i(t)\right| \end{cases} \tag{3}$$

$$\begin{cases} X_1=X_{Alpha}(t)-A_1(t)\times D_{Alpha}(t) \\ X_2=X_{Beta}(t)-A_2(t)\times D_{Beta}(t) \\ X_3=X_{Delta}(t)-A_3(t)\times D_{Delta}(t) \\ X_i(t+1)=\dfrac{X_1+X_2+X_3}{3} \end{cases} \tag{4}$$

其中，$D_{Alpha}(t)$，$D_{Beta}(t)$ 和 $D_{Delta}(t)$ 分别表示普通狼个体与三只优势狼之间的相对距离；$C_{Alpha}(t)$，$C_{Beta}(t)$ 和 $C_{Delta}(t)$ 表示三只优势狼在区间 0 到 1 范围内的随机扰动；$X_{Alpha}(t)$，$X_{Beta}(t)$ 和 $X_{Delta}(t)$ 表示三只优势狼的当前位置；X_1，X_2 和 X_3 分别表示普通狼个体 i 分别受三只优势狼的指挥后需要调整的位置；$X_i(t+1)$ 为普通狼个体 i 的更新位置；$A_i(t)$ 为命令向量，用于控制搜索方向，在 $\left[-a(t),a(t)\right]$ 区间取值，当大于 1 时,扩大搜索范围，当小于 1 时，算法局部收敛以逼近当前最优解；$a(t)$ 为收敛因子，在迭代过程中从 2 线性减少到 0。

通过上述迭代过程不断更新种群位置，并以适应度函数评价各个解的优劣，直至满足最大迭代次数或达到终止条件为止，最终获得待优化问题的最优解。

2.1.2 高斯过程回归(GPR)

Gaussian Process Regression(GPR)是一种基于贝叶斯理论的非参数回归机器学习方法，适用于小样本、非线性及不确定性较强的回归建模问题。其通过定义函数空间中的概率分布描述输入变量与目标变量之间的映射关系。对于温度预测问题，GPR 可以利用已采集的温度数据学习温度变化规律，并根据新的输入条件预测对应温度。GPR 的概率分布可以表示如下：

$$f(\mathrm{x})\sim GP\left(m(x),k\left(x,x^{'}\right)\right) \tag{5}$$

其中 $m(x)$ 和 $k\left(x,x^{'}\right)$ 分别表示均值函数和核函数，均值函数用于描述目标变量的整体变化趋势，核函数用于描述样本点之间的相关性，核函数及其超参数直接影响模型的平滑性和泛化性能，本文使用的核函数表示如下：

$$k\left(x,x^{'}\right)=\sigma_f^2 exp(-\frac{1}{2}\frac{\left\|x-x^{'}\right\|^2}{l^2}) \tag{6}$$

其中，σ_f 是信号标准差，l 是长度尺度参数。

在实际工程应用中，实际测量数据会受到噪声的影响，在模型中需要考虑噪声的存在，观测模型可表示为：

$$y=f(\mathrm{x})+\varepsilon,\varepsilon\sim N\left(0,\sigma_n^2\right) \tag{7}$$

其中，x 是输入向量，ε 是高斯噪声，均值为 0 ，噪声标准差为 σ_n 。

本文采用平方指数核函数构建温度预测模型，将信号标准差、长度尺度和噪声标准差等关键超参数作为优化变量，并利用 GWO 进行优化。

2.1.3 预测模型构建

GPR 模型的预测性能在很大程度上取决于超参数设置，若采用人工经验设定，容易出现参数配置不合理、模型收敛到局部最优或泛化能力不足等问题，本文引入 GWO 对 GPR 关键超参数进行优化，构建温度预测模型，图 5 展示了整体流程。

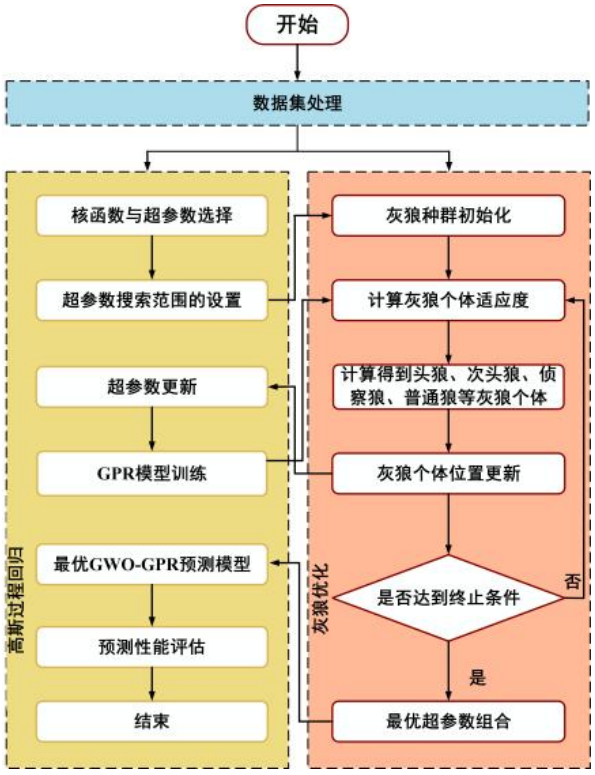


图 5　灰狼算法优化高斯过程回归流程

Fig.5 Workflow of the GWO-GPR temperature prediction framework.

本文构建跨工况温度变化预测模型，其目标是根据已知工况下的温度时序数据，预测未参与训练工况下的温度变化趋势，本文利用单指数热响应模型描述温度变化曲线，并通过 GWO-GPR 学习工况参数与曲线特征参数之间的非线性关系。单指数热响应模型可表示为：

$$T(t)=T_0+\Delta T\left(1-exp(-t/\tau)\right) \tag{8}$$

其中，T_0 为初始环境温度，本文设置为 20℃；ΔT 为该工况下最终稳态温升值；τ 为时间常数，反映温度变化接近稳态的速度；　t 为采样时间。

在已知工况下，首先利用实测温度数据对各测点温升曲线进行单指数热响应拟合，得到对应的曲线特征参数表示为：

$$\lambda=[\Delta T,\tau] \tag{9}$$

随后，以运行参数作为输入，以单指数热响应模型参数作为输出，建立跨工况温度预测模型：

$$[R_L,f]\rightarrow[\Delta T,\tau] \tag{10}$$

其中，R_L 表示负载电阻,f 表示运行频率，若后续试验行程长度 S 发生变化，也可将其纳入输入变量。

对未参与训练的工况，利用训练完成的预测模型预测对应热响应模型的特征参数。

$$\lambda_p=\left[\Delta T_p,\tau_p\right] \tag{11}$$

进一步将预测得到的特征参数代入单指数热响应模型即可得到目标预测工况的完整温度变化趋势曲线。

在 GWO 优化 GPR 关键超参数过程中，将待优化的三个超参数编码为灰狼个体的位置向量θ，每一个灰狼个体对应一组 GPR 的超参数候选解，整个灰狼种群X对应着M组超参数候选解，表示如下：

$$\begin{cases}\theta=\left[\sigma_f,l,\sigma_n\right]^T\\ X=[\theta_1,\theta_2,\ldots,\theta_M]\end{cases} \tag{12}$$

其中，σ_f 为信号标准差,l 为长度尺度参数,σ_n 为噪声标准差。

将各超参数组合代入 GPR，利用训练样本对模型进行训练，计算适应度函数值，采用均方误差作为适应度函数值，即：

$$F(\theta)=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(y_i-\widehat{y}_i\right)^2 \tag{13}$$

其中，N 为样本数，y_i 为第 i 个样本的真实值,$\widehat{y}_i$ 第 i 个样本的预测值。

适应度是单组超参数对应的预测误差之和，适应度值越小说明单组超参数更优，结合前文所述的灰狼算法全局寻优的流程得到最优超参数组合，利用最优超参数组合重新训练 GPR，最终得到优化后的温度响应预测模型。

2.2 损失函数与评估指标

为评估所提温度响应特性预测方法的预测性能，本文采用了几种常见的指标：平均绝对误差(MAE)、均方根误差(RMSE)、和决定系数(R^2)。各指标表示如下：

$$MAE=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left|y_i-\widehat{y}_i\right| \tag{14}$$

$$RMSE=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(y_i-\widehat{y}_i)^2 \tag{15}$$

$$R^2=1-\frac{\sum_{i=1}^{n}(y_i-\hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{n}(y_i-\overline{y})^2} \tag{16}$$

其中，n 表示数据集样本数量；y_i 表示第 i 个样本的实际值，$\hat{y}_i$ 表示第 i 个样本的预测值，$\overline{y}$ 表示数据实际值的平均值；MAE 反映预测误差绝对值的平均水平；RMSE 对较大误差更为敏感，可用于衡量模型整体预测偏差；决定系数 R^2用于表征模型对真实数据变化趋势的解释能力。对于温度响

应预测来说，MAE、RMSE 越小，模型预测性能越好；R^2越接近于 1，模型对温度变化趋势的拟合效果就越好。

3 结果分析与讨论

3.1 温度变化时序特征分析

在建立预测模型之前，首先需要分析直线发电机测点温度变化的时序特征，以明确其动态特性。图 6 给出了某典型工况下五个测温点的温度变化趋势曲线。

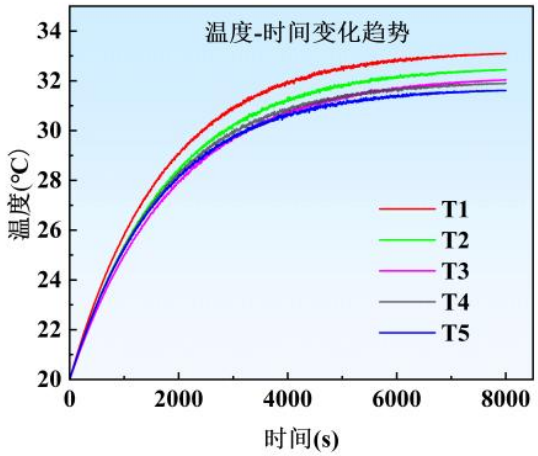


图 6　五个测温点的温度变化趋势

Fig.6 Temperature variation at the five measurement points

由图 6 可见，各测点温度均呈现明显的非线性增长趋势，运行初期由于直线发电机内部损耗持续增加，热量快速积累，各测点温度呈现较快增长趋势；随后温度升高速率逐步下降，最终趋于热平衡状态。这一变化过程符合典型一阶热响应特征，说明直线发电机温度变化过程具有明显的热惯性和动态响应规律。

进一步比较不同测点的温度变化规律可以发现，各测点温度在温升速率、热平衡温度以及达到热平衡所需要的时间均存在一定的差异。其中，靠近主要发热源的区域温度升高速率更快而且温度峰值也更高，而冷却壳体以及远离核心热源的部位温度变化相对平缓。上述差异表明直线发电机内部温度分布具有明显空间非均匀性，建立多测点统一预测模型对于准确描述整体热状态具有重要意义。

温度变化预测不仅需要反映工况参数对稳态热平衡温度水平的影响，更需要准确描述温度随时间变化的非线性过程，在多工况温度响应特性预测中引入能够描述温升曲线整体形态的单指数热响应模型，对温度变化过程进行特征化表达，有助于降低模型复杂度，提高预测能力。

3.2 温度变化特性预测结果分析

在工程实际应用中，直线发电机的运行状态具有变化性和不确定性，为评估所提出的方法在多工况下的跨工况预测性能，采用 GWO-GPR 方法对九组工况下五个测点的温度变化过程进行预测。

本节根据 2.4 节构建的数据集开展性能分析，每次从九组工况中选取其中八组作为训练集，剩余一组用于测试。首先使用单指数热响应模型对八种训练工况下的温度变化曲线进行拟合；随后，采用 GWO-GPR 方法进行训练，以学习运行参数（即负载电阻和运行频率）与特征参数（稳态温升值和热时间常数）之间的非线性关系，将测试工况下的运行参数输入已训练完成的 GWO-GPR 模型，预测得到相应的曲线特征参数；在单指数热响应模型中代入这些参数预测完整的温度变化曲线。

此过程重复 9 次，使每组运行工况均作为一次测试工况。表 3 列出了九组工况分别作为测试工况时，五个测温点的温度预测决定系数值，图 8 给出了对应的温度预测误差柱状图。

表 3　跨工况温度预测决定系数值

Table 3 Coefficients of determination for cross-condition temperature prediction.

工况	T1	T2	T3	T4	T5
1	0.9870	0.9819	0.9774	0.9827	0.9756
2	0.9841	0.9808	0.9881	0.9918	0.9907
3	0.9725	0.9681	0.9781	0.9885	0.9891
4	0.9817	0.9754	0.9805	0.9752	0.9650
5	0.9937	0.9921	0.9903	0.9892	0.9819
6	0.9897	0.9901	0.9885	0.9869	0.9791
7	0.9791	0.9867	0.9869	0.9692	0.9689
8	0.9714	0.9699	0.9771	0.9814	0.9848
9	0.9926	0.9889	0.9839	0.9860	0.9821

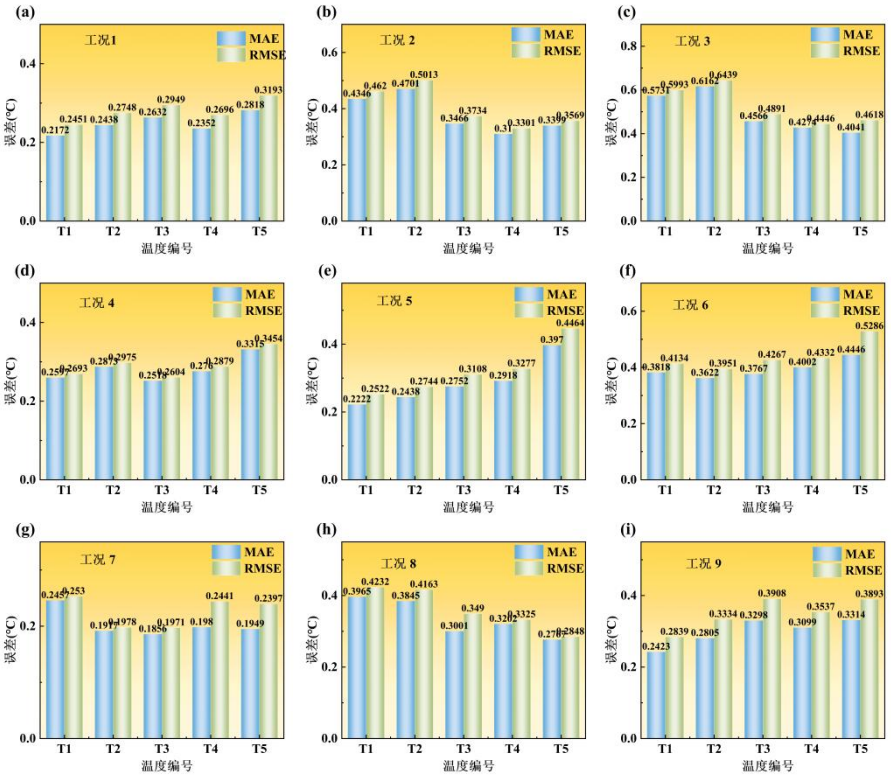


图 7　跨工况温度预测误差

Fig.7 Prediction errors for cross-condition temperature prediction

由表 3 可见，各测点跨工况温度预测的决定系数值均不低于 0.965。其中，最高预测决定系数达到 0.9937，最低值为 0.9650，表明所提出方法能够基于有限已知工况数据，对未参与训练工况下的温度变化趋势进行有效预测；图 7 给出了各工况作为测试工况下温度预测的 MAE 和 RMSE，整体预测误差保持较低水平，部分测点的 RMSE 高于 MAE，说明预测过程中存在少量局部偏差较大的时间点。跨工况预测不仅需要学习温度变化的时序规律，还需要学习不同工况参数组合下的温升曲线形态，但整体预测性能保持较高水平，说明该方法具有较好的跨工况预测能力。图 8 进一步给出了预测误差相对较大的工况 3 的五个测温点的实测曲线和预测曲线对比。

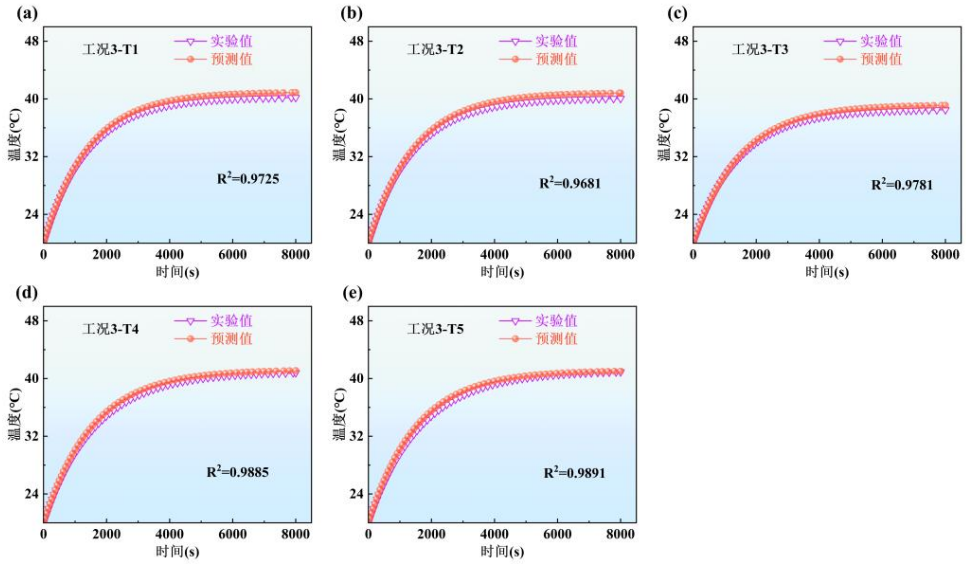


图 8　跨工况温度变化趋势预测

Fig.8 Prediction of cross-condition temperature variation trend

从图 8 可见，在工况 3 未参与训练的情况下，各测点预测曲线与实测曲线整体吻合较好，能够有效反映温度由快速升高、缓慢增长到逐渐趋于热平衡的动态变化过程，五个测点的温度预测决定系数均高于 0.965。由图 7 可见，不同测点的预测误差存在一定差异，这主要与不同位置的发热源组成、热传导路径和局部热容并不完全相同，当前预测模型采用相同类型的单指数热响应形式对不同测点进行特征化，对于具有更复杂局部传热过程的测点，可能出现一定程度的动态偏差。

总体而言，在不同测试工况下，五个测点的温度变化趋势预测结果能够反映温度由快速上升逐渐过渡至热平衡状态的动态过程。各测点预测决定系数总体均不低于 0.965，说明所提出方法能够在有限工况样本下实现较稳定的跨工况温度变化趋势预测。

4 总结与展望

面向新能源车辆装备混合动力系统中部件热状态快速评估需求，本文针对线性增程系统直线发电机在高频往复运动、负载波动及散热受限条件下温升问题显著，以及有限实验样本难以支撑多工况预测的问题，提出了一种融合热响应特征与灰狼优化高斯过程回归（GWO-GPR）的多工况温度响应预测方法。该方法通过构建直线发电机温度测试平台获取多工况实验数据，引入热响应特征参数表征温升过程，并利用 GWO 优化 GPR 模型超参数，建立运行参数与温度响应特征之间的非线性映射关系，实现了有限样本条件下的跨工况温度响应特性预测。

研究结果表明，所提出方法能够有效学习不同工况下温升曲线特征参数与运行参数之间的非线性关系，各测点温度预测决定系数均不低于 0.965，表现出较好的温度预测能力。相比依赖复杂热物理模型的传统分析方法，该方法充分利用 GPR 模型在小样本非线性建模方面的优势，同时融合温升过程的物理响应特征，在保证预测精度的基础上降低了模型构建复杂度，为直线发电机热状态快速评估以及车辆装备动力系统热管理提供参考。

然而现有结果主要验证了所提方法在当前试验参数范围内的跨工况预测能力，并不能直接说明模型已经具备对全部车辆实际工况的泛化能力。后续仍需通过扩展工况维度和试验边界进一步验证，进一步面向车辆装备实际运行需求，考虑高温、高寒、高原以及复杂负载变化等极端工况下的热响应特性，拓展模型输入变量维度，提高模型对复杂运行场景的适应能力。

参考文献(References)：

[1] 帅石金,王志,马骁 ,等. 碳中和背景下内燃机低碳和零碳技术路径及关键技术[J].汽车安全与节能学报, 2021,12 (4): 417-439.

[2] SHUAI S,WANG Z,MA X, et al. Low carbon and zero carbon technology paths and key technologies of ICEs under the background of carbon neutrality[J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2021,12 (4): 417-439. (in Chinese)

[3] 李石磊,彭琪凯,刘增勇,等.车船动力技术研究现状及发展趋势[J].小型内燃机与车辆技术,2025,54(4):90-96.

[4] LI S,PENG Q,LIU Z, et al. Research Status and Development Trend of Vehicle and Ship Power Technology[J]. Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technique,2025,54(4):90-96. (in Chinese)

[5] 明镇洋,刘海峰.陆地军用车辆动力的研究现状及展望[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2021,50(5):78-85.
MING Z,LIU H. Research Status and Development of the Power of Land Military Vehicles[J].Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technique,2021,50(5): 78-85.(in Chinese)

[6] 张志远,魏铄鉴,马煜国,等.直线增程系统匹配建模与负荷特性研究[J].汽车安全与节能学报,2025,16(1):97-106.

[7] ZHANG Z,WEI S,MA Y, et al. Research on matching modeling and load characteristics of linear range extender system [J]. Journal of Automotive Safety and Energy,2025,16(1):97-106. (in Chinese)

[8] Jia B, Zuo Z, Tian G, et al. Development and validation of a free-piston engine generator numerical model[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 91: 333-341.

[9] Liang D, Zhu Z Q, Shao B, et al. Tracking of winding and magnet hotspots in SPMSMs based on synergized lumped-parameter and sub-domain thermal models[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2022, 37(3): 2147-2161.

[10] Ma Y, Feng H, Jia B, et al. Generation characteristics and power quality control of a free piston linear generator considering system uncertainty[J]. Energy, 2025, 324: 135861.

[11] He L, Feng Y, Zhang Y, et al. Methods for temperature estimation and monitoring of permanent magnet: a technology review and future trends[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2024, 46(4):174.

[12] Tang Y, Chen L, Chai F, et al. Thermal modeling and analysis of active and end windings of enclosed permanent-magnet synchronous in-wheel motor based on multi-block method[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2019,35(1):85-94.

[13] Kim C, Lee K S. Thermal nexus model for the thermal characteristic analysis of an open-type air-cooled induction motor[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 112: 1108-1116.

[14] Tessarolo A, Bruzzese C. Computationally efficient thermal analysis of a low-speed high-thrust linear electric actuator with a three-dimensional thermal network approach[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 62(3): 1410-1420.

[15] Vese I C, Marignetti F, Radulescu M M. Multiphysics approach to numerical modeling of a permanent-magnet tubular linear motor[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 57(1): 320-326.

[16] Li J, Zuo Z, Jia B, et al. Electromagnetic-thermal-fluid coupled modeling and temperature analysis of a linear generator for linear range extenders[J]. Energy, 2025: 139280.

[17] Kirchgässner W, Wallscheid O, Böcker J. Data-driven permanent magnet temperature estimation in synchronous motors with supervised machine learning: A benchmark[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2021,36(3):2059-2067.

[18] Gil-Diaz T, Trumm M. Gaussian process regression as a powerful tool for analysing time series in environmental geochemistry[J]. Ecological Informatics, 2024, 84: 102877.

[19] Zhang Z, Wang J, Xu L, et al. Investigation on the oscillation characteristics and performance prediction of a linear range extender: An analytical and numerical combined method[J]. Energy, 2024, 304: 132129.

[20] Zhang L, Wu L, Wen H, et al. Comparison between dual-armature linear switched flux permanent magnet machine and linear surface-mounted permanent magnet machine considering thermal conditions[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2021, 36(4): 3522-3532.

[21] Mirjalili S, Mirjalili S M, Lewis A. Grey wolf optimizer[J]. Advances in engineering software, 2014, 69: 46-61.

[22] Saremi S, Mirjalili S Z, Mirjalili S M. Evolutionary population dynamics and grey wolf optimizer[J]. Neural Computing and Applications, 2015, 26(5): 1257-1263.

一种基于改进 RRT*算法的路径规划方法

王伟俊

北京理工大学 机械与车辆学院，北京 100081

摘　要：针对车辆路径规划中传统 RRT*算法在复杂环境下存在搜索效率低、无效节点多以及固定参数适应性不足等问题，本文在 GCSE-RRT*基础上提出一种基于环境复杂度的自适应多阶段搜索算法 AE- RRT*。首先引入目标约束采样与目标偏置扩展，增强车辆路径搜索的目标导向性；进一步建立局部环境复杂度评价机制，根据障碍物分布动态调整扩展步长、目标偏置概率、目标引导权重及近邻搜索半径，实现搜索策略自适应切换。通过构建不同复杂程度的车辆行驶环境，对 RRT*、GCSE-RRT*和 AE -RRT*进行对比实验。结果表明，所提算法能够有效减少无效搜索节点、降低规划时间，并获得较优路径，在复杂车辆行驶环境下具有更好的适应性和综合规划性能。

关键词：RRT*路径规划；环境复杂度；自适应参数；目标偏置

A Path Planning Method Based on an Improved RRT* Algorithm

WANG Weijun

School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China

Abstract: Conventional RRT* algorithms for vehicle path planning suffer from low search efficiency, excessive invalid nodes, and insufficient adaptability due to fixed parameters in complex environments. To address these issues, this paper proposes an Adaptive Environment-aware multi-stage search algorithm, termed AE-RRT*, built upon the GCSE-RRT* framework. First, goal-constrained sampling and goal-biased extension are introduced to enhance the goal-directedness of the path search. Furthermore, a local environmental complexity evaluation mechanism is established to dynamically adjust the extension step size, goal-bias probability, goal-guidance weight, and nearest-neighbor search radius according to the obstacle distribution, thereby enabling adaptive switching of the search strategy. Comparative experiments among RRT*, GCSE-RRT*, and AE-RRT* are conducted in vehicle driving environments of varying complexity. The results demonstrate that the proposed algorithm effectively reduces the number of invalid search nodes, shortens the planning time, and generates near-optimal paths, exhibiting superior adaptability and comprehensive planning performance in complex vehicle driving environments.

Keywords: RRT* path planning; environmental complexity; adaptive parameters; goal bias

路径规划作为自主导航的核心环节，旨在复杂环境中构建一条从起始点到目标点的无碰撞、高效率的可行路径。根据技术原理与发展脉络，现有路径规划算法主要可划分为三大类：传统算法、智能优化算法以及基于采样的规划算法。传统算法如人工势场法、栅格法及 A*算法等，原理简单且易于实现，但在处理高维非线性系统时，往往面临计算量大、易陷入局部极小值等问题。智能优化算法，如遗传算法、蚁群算法等，虽具备较强的全局搜索与自适应能力，但其收敛速度慢且参数调

节依赖经验，难以满足实时性要求[1][2]。相比之下，基于采样的算法无需对环境进行全局显式建模，通过随机采样探索状态空间，特别适合解决高维空间与非完整约束下的路径规划难题。其中，快速扩展随机树（RRT）算法因其概率完备性、算法结构简单以及高效的探索能力，在实时在线规划中展现出显著优势，成为该领域研究的热点与后续改进算法的重要基石。

尽管 RRT 算法具备概率完备性及在高维空间中搜索迅速的优势，但其基础版本存在路径随机性强、收敛速度慢且不具备最优性等固有缺陷。针对这些问题，学者们提出了多种改进策略，但也各自存在局限。文献[3]提出的双向多步扩展 RRT 算法虽提高了搜索速度并满足了车辆非完整性约束，但其路径平滑依赖于后期 B 样条拟合，未从根本上解决随机采样导致的冗余节点问题。文献[4]提出的 GCSE-RRT*算法通过目标偏置采样和扩展策略增强了导向性，虽显著降低了内存占用和规划时间，但在狭窄通道等特殊环境下仍存在采样效率低的问题，且未充分考虑动态障碍物的影响。文献[5]提出了融合 Dijkstra 算法的贪心思想虽优化了路径长度，但该方法增加了算法复杂度，且贝塞尔曲线平滑处理未严格结合机器人的动力学约束，可能导致实际转弯时出现超限。文献[6]引入人工势场引力的 GF-RRT*算法虽解决了局部最优问题并提高了密集障碍物环境下的成功率，但其将斥力场设为零的处理方式削弱了算法的避障主动性，且参数设置依赖经验，鲁棒性有待验证。文献[7]提出的 TOS-RRT*算法虽通过动态球形采样加快了收敛，但其采用的路径回溯策略和 B 样条优化增加了计算负担，在高维构型空间下的实时性仍有挑战。文献[8]提出的 GC-APF-Bi-RRT*算法虽结合了方向一致性约束和改进势场法，有效解决了折返路径问题，但其算法逻辑较为复杂，涉及参数众多，在简单环境下可能存在过设计导致的效率冗余。

1 改进 RRT*算法

针对传统 RRT*在复杂车辆行驶环境中存在搜索效率不足以及固定参数难以适应环境变化的问题，本文在目标约束采样与目标偏置扩展的基础上，引入环境复杂度评价机制，并根据局部环境特征对扩展步长、目标偏置概率、目标引导权重及近邻搜索参数进行自适应调整，使算法能够在不同环境区域实现搜索策略的动态切换。为便于后续分析与实验验证，本文将所提出的改进算法命名为环境感知自适应 RRT*（Adaptive Environment-aware RRT*，AE-RRT*）。

1.1 目标约束采样与目标偏置扩展

传统 RRT 算法通过在整个自由空间内进行随机采样生成扩展节点，具有较好的空间探索能力，但由于采样过程缺乏明确的目标导向，搜索树容易在远离目标区域的位置产生大量无效节点，尤其是在障碍物分布复杂或存在狭窄通道的环境中，容易造成搜索效率降低。针对上述问题，可以在传统随机采样的基础上引入目标约束采样和目标偏置扩展策略，使搜索过程同时具备一定的随机探索能力和目标导向能力。

1.1.1 目标约束采样

RRT 算法的采样过程直接影响搜索树的扩展方向。完全随机的采样方式能够保证较好的空间探索能力，但在实际规划过程中，部分采样点可能与目标位置相距较远，使搜索树产生大量与最终路径无关的扩展分支。因此，为减少无效采样并提高搜索过程的目标导向性，在随机采样基础上引入目标偏置策略。

设目标偏置概率为p_{bias}，在每次采样过程中首先生成一个服从均匀分布的随机数p。当$p < p_{bias}$时，直接将目标点 x_{goal}作为当前采样点；当 $p \geq p_{bias}$时，则在自由空间中随机生成采样点 x_{rand}。其采样过程可表示为

$$x_{rand} = \begin{cases} x_{goal}, & p < p_{bias} \\ R, & p \geq p_{bias} \end{cases}$$

其中，R 表示自由空间中的随机采样函数。

1.1.2 目标偏置扩展

在传统 RRT*中，确定距离采样点 x_{rand}最近的节点 $x_{nearest}$后，新节点通常沿 $x_{nearest}$指向 x_{rand}的方向进行扩展。该方式能够保证搜索树具有较好的随机探索能力，但扩展方向主要由当前采样点

决定。当采样点与目标区域之间缺乏明显关联时，搜索树可能出现大量偏离目标方向的扩展，从而增加达到目标所需的搜索次数。

针对这一问题，可以将目标点方向引入新节点的生成过程，使扩展方向不再完全由随机采样点决定，而是由目标方向和采样方向共同作用。设当前最近节点为 $x_{nearest}$，目标点为 x_{goal}，当前采样点为 x_{rand}，则从最近节点分别指向目标点和采样点的单位方向向量可以表示为

$$n_{goal} = \frac{x_{goal} - x_{nearest}}{\|x_{goal} - x_{nearest}\|}$$

$$n_{rand} = \frac{x_{rand} - x_{nearest}}{\|x_{rand} - x_{nearest}\|}$$

其中，n_{goal} 表示目标方向单位向量，n_{rand} 表示随机采样方向单位向量。

在此基础上，引入目标引导权重 w_g，将两种方向进行加权融合，得到综合扩展方向

$$d = w_g n_{goal} + (1 - w_g) n_{rand}$$

进一步考虑扩展步长 δ，新节点可表示为

$$x_{new} = x_{nearest} + \delta[w_g n_{goal} + (1 - w_g) n_{rand}]$$

其中，δ 为当前扩展步长，w_g 为目标引导权重。目标偏置扩展示意图如图 1 所示。

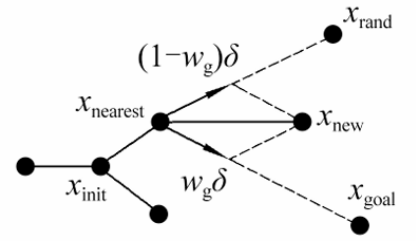


图 1　目标偏置扩展示意

1.2 环境复杂度评估

传统 RRT*及其改进算法通常采用固定的搜索参数，例如固定的扩展步长、目标偏置概率和近邻搜索半径。然而，在实际复杂环境中，不同区域的障碍物分布具有明显的非均匀性，固定参数难以兼顾搜索效率与路径质量。当环境较为空旷时，较大的扩展步长能够快速推进搜索，提高算法收敛速度；而在障碍物密集区域，较大的步长容易导致扩展失败甚至增加无效采样次数。因此，为了使算法能够根据局部环境特征动态调整搜索策略，本文设计了一种局部环境复杂度评估方法，以当前扩展节点周围的障碍物分布作为依据，对局部环境复杂程度进行实时量化，为后续自适应参数调整提供依据。

本文采用局部环境评价思想，即每次树节点扩展时，仅分析当前节点邻域内的环境信息，而非整个地图的全局障碍物分布。设当前扩展节点为

$$X_{cur} = (x_{cur}, y_{cur})$$

以其为中心建立检测区域，检测半径定义为$R = R_{detect}$，则局部检测区域为以当前节点为中心、边长为 $2R$的正方形区域，其面积为$A_{search} = (2R)^2$，由于机器人在扩展过程中更加关注当前节点附近的环境，因此局部评价方式既能够准确反映当前搜索难度，又避免了全局地图统计所带来的计算开销。

为了衡量局部环境中障碍物的空间占据程度，本文首先引入局部障碍物密度（Obstacle Density）作为评价指标。对于地图中的每一个矩形障碍物，其左下角坐标表示为(x_i, y_i)，宽度和高度分别为w_i和h_i，障碍物对应的矩形区域可表示为$[x_i, x_i + w_i] \times [y_i, y_i + h_i]$。随后计算该矩形与局部检测区域之间的重叠面积。设检测区域边界分别为

$$x_{min} = x_{cur} - R,\ x_{max} = x_{cur} + R,$$

$$y_{min} = y_{cur} - R,\quad y_{max} = y_{cur} + R。$$

矩形与检测区域在水平方向上的重叠宽度可表示为

$W_i = max(0, min(x_{max}, x_i + w_i) - max(x_{min}, x_i))$，

竖直方向上的重叠高度为

$H_i = max(0, min(y_{max}, y_i + h_i) - max(y_{min}, y_i))$。

因此，因此，第i个障碍物落入检测区域内的面积为

$$A_i = W_i H_i 。$$

遍历所有障碍物后，可得到检测区域内障碍物总面积为

$$A_{obs} = \sum_{i=1}^{N} A_i$$

其中N为地图中的障碍物数量。最终局部障碍物密度定义为$\rho = \frac{A_{obs}}{A_{search}}$，并限制其取值范围为$0 \le \rho \le 1$。当检测区域内不存在障碍物时，障碍物密度接近于零；随着局部障碍物面积不断增加，其值逐渐接近于 1，因此能够较好地反映局部空间的拥挤程度。

仅利用障碍物密度虽然能够描述障碍物面积占比，但对于障碍物数量较多且尺寸较小的复杂场景，其评价能力仍存在一定不足。例如，多块离散小障碍物虽然总体面积较小，但会产生更多狭窄通道，使得路径搜索难度明显增加。因此，本文进一步引入局部障碍物数量作为第二个评价指标。

为了避免采用障碍物中心点判断所带来的误判，本文采用矩形与检测圆相交的方式统计局部障碍物数量。对于每一个矩形障碍物，首先计算检测圆圆心到矩形最近点$Q(q_x, q_y)$，其中

$$q_x = min(max(x_{cur}, x_i), x_i + w_i),$$
$$q_y = min(max(y_{cur}, y_i), y_i + h_i)。$$

然后计算当前节点到矩形最近点之间的欧氏距离d_i，若满足$d_i \le R$，则认为该障碍物与检测区域发生相交，应计入局部障碍物数量统计。遍历全部障碍物后得到局部障碍物数量N_{local}，并进行归一化处理$n = \frac{N_{local}}{N_{max}}$，其中$N_{max}$为环境中允许统计的最大障碍物数量，用于保证评价指标始终满足$0 \le n \le 1$。相较于传统基于障碍物中心点的方法，该方法能够准确识别大型墙体或长条障碍物，即使障碍物中心位于检测区域之外，只要障碍物与检测区域存在相交关系，仍能够正确参与复杂度计算，因此具有更高的环境描述精度。

综合考虑局部障碍物面积占比与局部障碍物数量两个因素，本文最终定义局部环境复杂度为

$$C = \alpha\rho + \beta n,$$

其中，α和β分别表示障碍物密度和障碍物数量的权重系数，并满足$\alpha + \beta = 1$。为避免复杂度因数值误差超出有效范围，对其进行归一化约束

$$C = \min(\max(C, 0), 1)。$$

当环境复杂度C接近于 0 时，说明当前节点位于开阔区域，算法可采用较大的扩展步长和较强的目标引导策略，以提高搜索效率；当C接近于 1 时，则表明当前节点处于障碍物密集区域，需要减小扩展步长、降低目标偏置概率，并适当扩大近邻搜索范围，以增强算法在复杂环境中的搜索稳定性。因此，所构建的环境复杂度评价模型不仅能够实时反映局部环境特征，而且能够为后续自适应参数调节模块提供连续、可靠的环境反馈，从而提高路径规划算法在不同复杂环境下的搜索效率、路径质量及环境适应能力。

1.3 基于环境复杂度的自适应参数调节策略

GCSE-RRT*算法在传统 RRT*随机采样的基础上，引入了目标偏置采样和目标引导扩展两种策略，以提高搜索效率。其中，目标偏置概率p_{bias}用于控制采样点直接取目标点的概率，其余情况下仍采用随机采样。当采样点直接选择目标点时，搜索树能够更快地向目标区域生长，从而减少无效随机搜索，提高路径规划速度；当采用随机采样时，则能够保持算法对整个自由空间的探索能力。另一方面，为避免扩展方向完全依赖随机采样点而导致搜索效率降低，GCSE-RRT*进一步引入目标引导权重w_g，利用目标方向与随机采样方向共同决定新节点的扩展方向。设当前最近节点为x_{near}，

随机采样点为x_{rand}，目标点为x_{goal}，则目标方向单位向量与随机方向单位向量分别表示为

$$n_{goal} = \frac{x_{goal} - x_{near}}{\| x_{goal} - x_{near} \|}$$

$$n_{rand} = \frac{x_{rand} - x_{near}}{\| x_{rand} - x_{near} \|}$$

扩展方向采用两者的加权组合，得到下式。

$$d = w_g \quad n_{goal} + (1 - w_g \quad) n_{rand}$$

当w_g较大时，搜索树更倾向于朝目标方向扩展，可有效提高规划速度；当w_g较小时，则能够保留更多随机搜索特性，有利于绕过复杂障碍区域。

然而在该方法中，目标偏置概率、目标引导权重、扩展步长以及近邻搜索半径均采用固定参数设置。固定参数虽然实现简单，但难以适应不同环境的搜索需求。例如，在障碍物较少的开阔区域，较大的扩展步长、较高的目标偏置概率以及较大的目标引导权重能够快速推动搜索树向目标方向生长，从而提高搜索效率；而在障碍物密集区域，若仍保持较大的步长和较强的目标引导，则容易导致扩展方向频繁与障碍物发生碰撞，增加无效扩展次数，甚至降低窄通道区域的搜索成功率。因此，固定参数难以兼顾不同环境下的搜索效率与路径质量。

针对上述问题，本文引入环境复杂度评价机制，将局部障碍物密度与局部障碍物数量融合得到环境复杂度指标，并以此作为各参数自适应调整的依据。当环境复杂度较低时，说明当前区域较为空旷，可适当提高扩展步长、目标偏置概率、目标引导权重以及近邻搜索半径，使搜索树快速向目标区域扩展；随着环境复杂度不断增加，则逐步降低上述参数，提高随机探索能力和局部避障能力，从而增强算法在复杂环境中的搜索性能。

本文采用线性映射方式实现参数的动态调整，根据上文得到的环境复杂度C来确定扩展步长等参数。扩展步长表示为

$$L = L_{max} - (L_{max} \quad - L_{min} \quad) C$$

目标偏置概率表示为

$$p_{bias} = p_{max} - (p_{max} \quad - p_{min} \quad) C$$

目标引导权重表示为

$$w_g = w_{max} - (w_{max} \quad - w_{min} \quad) C$$

近邻搜索半径表示为

$$R = R_{min} \quad + (R_{max} \quad - R_{min} \quad)(1 - C)$$

上述参数均随环境复杂度单调变化。当 C接近 0 时，各参数趋近于最大值，使算法保持较强的目标导向能力，实现快速搜索；当 C接近 1 时，各参数逐渐减小，使搜索树具有更高的随机探索能力和更精细的局部扩展能力，从而提高复杂环境下的避障性能。通过建立环境复杂度与规划参数之间的动态映射关系，算法能够根据局部环境特征实时调整搜索策略，在保证搜索效率的同时提高复杂场景下的路径规划质量。

2 仿真试验验证

为验证所提出的基于环境复杂度自适应参数调节方法的有效性，在 MATLAB 仿真环境中分别对 RRT*、GCSE-RRT* 和本文改进的 AE -RRT* 三种算法进行对比实验。实验选取不同障碍物分布形式构建多种典型二维栅格环境，使实验环境同时包含相对开阔区域、障碍物密集区域以及受限通道等不同搜索条件，从而考察不同算法在环境复杂程度变化情况下的搜索性能。

实验中统一设置地图边界、起点和目标点，并保证三种算法在相同环境、相同起终点条件下进行路径规划。RRT*采用传统随机采样及固定参数搜索方式；GCSE-RRT*在 RRT*基础上引入目标约束采样和目标偏置扩展，通过目标偏置概率和目标引导权重提高搜索过程的目标导向性；AE -RRT*进一步在 GCSE-RRT*基础上引入局部环境复杂度评价机制，并根据当前节点周围的障碍物分布动态调整扩展步长、目标偏置概率、目标引导权重和近邻搜索半径，使搜索策略能够随局部环境变化而改变。

由于 RRT*类算法具有随机采样特性，单次实验结果会受到随机采样序列影响。为减小随机性对实验结果的干扰，在每种环境中分别运行三种算法，并对规划结果进行统计分析。实验主要从规划时间、最终路径长度和搜索节点数量三个方面评价算法性能，同时结合搜索树分布和规划路径结果分析不同算法的搜索特性。其中，规划时间用于衡量算法的搜索效率，路径长度用于评价最终规划结果的优劣，节点数量则用于反映算法在搜索过程中产生的无效扩展程度以及搜索资源利用情况。

2.1 不同环境下的规划结果

图中给出了三种算法在 5 种不同环境中的路径规划结果。由各环境下的搜索树和最终规划路径可以看出，三种算法均能够在给定地图中完成从起点到目标点的路径搜索，说明三种方法均具有基本的可行路径规划能力。但随着障碍物分布由简单向复杂变化，不同算法在搜索树规模、扩展方向以及最终路径形态方面逐渐表现出明显差异。

对于 RRT*算法，由于其采样过程主要依赖随机采样，搜索树在各类环境中均表现出较强的空间发散特征。在相对开阔的区域中，这种随机扩展能够保证较好的空间探索能力，但同时会产生一定数量与目标方向无关的扩展节点；当环境中存在较多障碍物或受限通道时，随机采样产生的部分节点难以直接形成有效扩展，搜索树容易在障碍物附近形成较为密集的无效分支，从而增加达到目标区域所需的搜索次数。

GCSE-RRT*在 RRT*的基础上引入目标约束采样和目标偏置扩展，使搜索过程具有更加明显的目标方向性。从图中可以观察到，其搜索树相较于 RRT*更加集中于起点和目标点之间的有效区域，远离最终路径的部分无效扩展有所减少。在障碍物较少的环境中，目标偏置能够使搜索树较快地向目标区域推进；在障碍物较为复杂的环境中，目标方向与随机采样方向的共同作用又能够保留一定的绕障能力。因此，GCSE-RRT*总体上较 RRT*具有更高的搜索效率。

相比上述两种算法，AE -RRT*的搜索树在不同环境下表现出更加明显的环境适应性。其并非始终采用相同的扩展策略，而是在节点扩展过程中根据局部环境复杂度改变相关搜索参数。在较为空旷的区域，环境复杂度较低，算法采用较大的扩展步长以及较强的目标导向参数，使搜索树能够快速向目标方向推进；当搜索树进入障碍物密集或空间受限区域后，环境复杂度增大，扩展步长和目标导向参数相应降低，使搜索过程由快速推进逐渐转向精细搜索。因此，从整体搜索树分布来看，AE -RRT*能够在不同环境区域之间实现搜索策略的转换，避免采用单一固定参数所带来的局限。

综合 5 种环境的规划结果可以发现，RRT*、GCSE-RRT*和 AE -RRT*三种算法均能够获得可行路径，但三者的搜索行为存在明显差别。RRT*更加偏重全局随机探索，GCSE-RRT*在此基础上增加了目标导向能力，而 AE -RRT*进一步根据环境复杂程度动态改变搜索行为。因此，随着环境复杂程度增加，AE -RRT*的自适应优势更加明显。

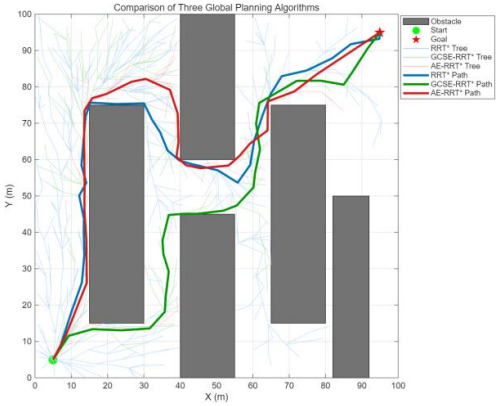


图 2　环境 1 规划结果

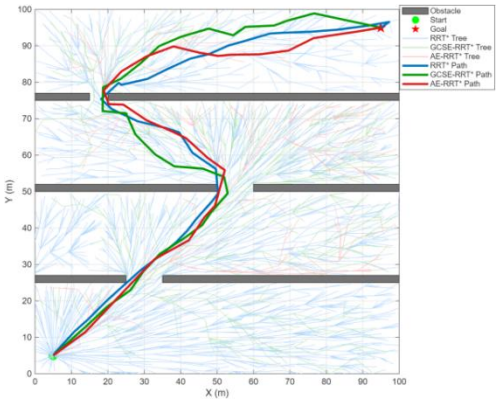


图 3　环境 2 规划结果

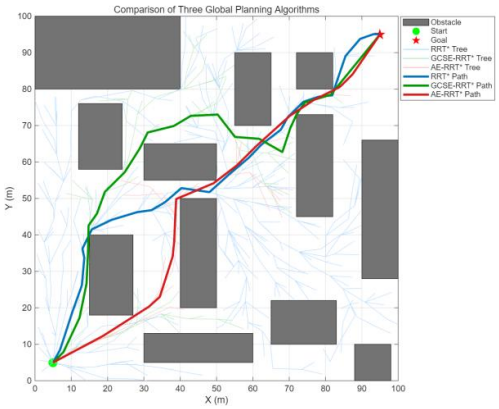


图 4　环境 3 规划结果

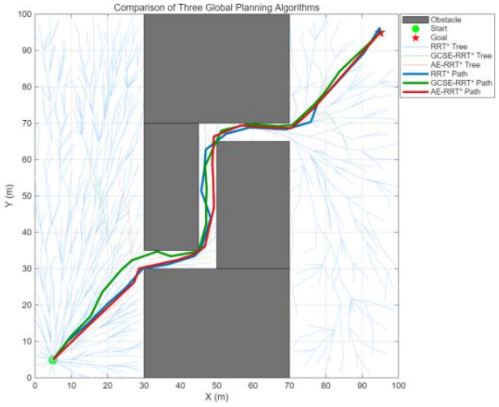


图 5　环境 4 规划结果

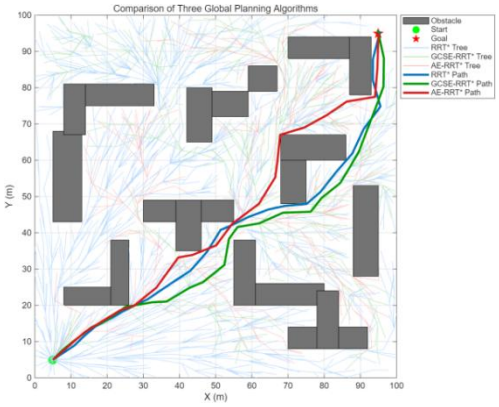
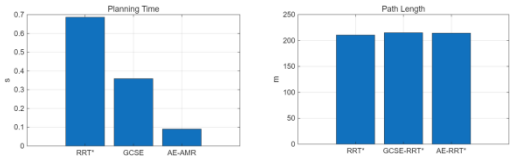


图 6　环境 5 规划结果

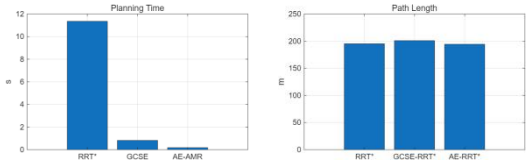
2.2 规划时间与路径长度分析

规划时间是衡量采样类路径规划算法搜索效率的重要指标。一般而言，在相同地图、起点和目标点条件下，算法能够以更少的无效扩展次数找到可行路径，则其规划时间通常更短。路径长度是衡量路径规划结果质量的重要指标。在保证路径无碰撞和能够连接起点、目标点的前提下，路径越短，通常意味着完成相同任务所需的运动距离越短。



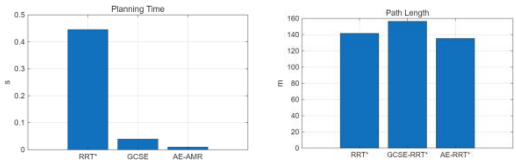
(a)规划时间　　(b)路径长度

图 7　环境 1



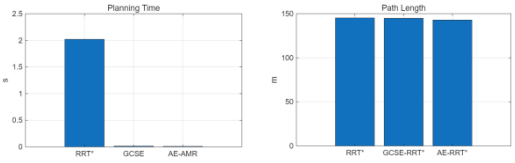
(a)规划时间　　(b)路径长度

图 8 环境 2



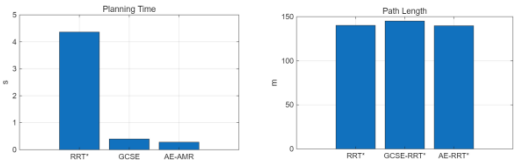
(a)规划时间　　(b)路径长度

图 9 环境 3



(a)规划时间　　(b)路径长度

图 10　环境 4



(a)规划时间　　(b)路径长度

图 11　环境 5

由实验结果可以看出，RRT*在不同环境中的规划时间整体相对较长，尤其当障碍物分布较为复杂时，其随机采样会产生较多无效节点，部分扩展分支无法有效推动搜索树向目标区域发展，使算法需要经过更多次采样和碰撞检测才能获得可行路径。且较多随机扩展，导致其搜索树中部分节点与最终路径关联程度较低，得到的路径存在一定冗余。

与 RRT*相比，GCSE-RRT*的规划时间总体有所降低。这主要是由于目标约束采样减少了部分远离有效搜索区域的随机采样，同时目标偏置扩展使新节点不再完全由随机采样点决定，而是增加了目标方向的引导。因此，搜索树能够以更加明确的方向向目标区域生长，减少了无效扩展，从而提高规划效率。其最终路径总体具有更好的方向性和较少的绕行。

AE -RRT*进一步降低了不同环境下的搜索时间和路径长度，尤其在障碍物分布复杂的环境中，其优势更加明显。在开阔区域采用较大的步长和较强的目标引导，使搜索树能够快速推进；进入复杂区域后则降低步长和目标导向程度，避免由于过度追求目标方向而产生连续碰撞和无效扩展。由此可以看出，环境复杂度自适应机制能够在搜索效率和复杂区域探索能力之间取得更合理的平衡。

3 总结

本文针对传统 RRT*算法在车辆路径规划过程中存在搜索效率较低、无效节点较多以及固定参数难以适应不同环境等问题，提出了一种环境感知自适应 RRT*算法（AE-RRT*）。在传统 RRT*基础上，引入目标约束采样与目标偏置扩展，通过目标偏置概率和目标引导权重增强搜索过程的目标导向性；同时建立局部环境复杂度评价机制，根据搜索节点周围障碍物的分布情况对环境复杂程度进行量化，并以此动态调整扩展步长、目标偏置概率、目标引导权重及近邻搜索半径，使算法能够根据不同区域的环境特征自适应改变搜索策略。在 MATLAB 仿真环境中构建多种不同障碍物分布的车辆行驶环境，并将 AE-RRT*与传统 RRT*、GCSE-RRT*进行对比。实验结果表明，AE-RRT*能够有效减少无效搜索节点，在规划时间和路径长度等方面表现出较好的综合性能。尤其在障碍物较为密集、环境复杂度较高的区域，算法能够降低目标导向程度并减小扩展尺度，从而增强局部探索和避障能力。综上，AE-RRT*能够在搜索效率与环境适应性之间取得较好的平衡，为复杂车辆行驶环境下的路径规划提供了一种有效方法。

参考文献：

[1] 李永丹,马天力,陈超波,等.无人驾驶车辆路径规划算法综述[J].国外电子测量技术,2019,38(6):72-79.DOI:10.19652/j.cnki.femt.1801326.

[2] 李晓旭,马兴录,王先鹏.移动机器人路径规划算法综述[J].计算机测量与控制,2022,30(7):9-19.DOI:10.16526/j.cnki.11-4762/tp.2022.07.002.

[3] 宋金泽,戴斌,单恩忠,等.一种改进的 RRT 路径规划算法[J].电子学报,2010,38(S1):225-228.

[4] 张伟民,付仕雄.基于改进 RRT*算法的移动机器人路径规划[J].华中科技大学学报(自然科学版),2021,49(1):31-36.DOI:10.13245/j.hust.210101.

[5] 党涛,曹东.改进 RRT 算法的移动机器人路径规划[J].兵工自动化,2026,45(4):102-106+112.

[6] 张鹏飞,章翔峰,姜宏,等.基于改进 APF-RRT*算法的机械臂路径规划研究[J].现代电子技术,2026,49(5):132-137.DOI:10.16652/j.issn.1004-373x.2026.05.020.

[7] 杨世龙,蔡卫国,周博荣,等.基于改进 RRT*算法的机械臂路径规划[J].工业仪表与自动化装置,2026,(1):68-75.DOI:10.19950/j.cnki.CN61-1121/TH.2026.01.013.

[8] 黄丽敏,丁加鑫,郭毅锋,等.基于引导连接与人工势场的 Bi-RRT*路径规划算法[J].汽车技术,2026,(6):11-20.DOI:10.19620/j.cnki.1000-3703.20260077.

融合转向故障辨识的四轮转向车辆 MPC 容错控制

金家昊

北京理工大学 机械与车辆学院，北京市 100081

摘　要：针对四轮转向车辆在转向执行器故障下路径跟踪性能与行驶稳定性下降的问题，提出一种融合转向故障辨识的四轮转向车辆 MPC（Model Predictive Control，模型预测控制）容错控制方法。该方法根据前、后轴转向指令与实际转角在线估计转向系统的转向效率与卡滞角故障，据此区分效能降低、转角卡滞与转向失效三类故障并估计故障参数，随后将估计得到的转向效率引入模型预测控制的输入矩阵、将卡滞角作为扰动项注入状态预测模型，并结合目标函数与约束设计，实现路径跟踪与横摆稳定性的协调控制。课题以某分布式驱动四轮转向车辆为对象，在 CarSim/Simulink 联合仿真环境下进行验证。结果表明，所提方法能准确识别各类转向故障并估计故障参数，正常工况平均跟踪误差为 0.0098m，低附着工况为 0.0156m，前轴卡滞、效能降低、失效工况分别为 0.0836m、0.0109m、0.0330m，车辆横摆角速度与质心侧偏角始终保持在稳定范围内；对照实验进一步表明，将卡滞角作为扰动注入预测模型可使跟踪误差 RMS 降低约 82.9%，验证了算法的有效性。

关键词：四轮转向车辆；故障识别；容错控制；模型预测控制；转向系统

1 引言

随着轮毂电机技术与线控转向技术的发展，分布式驱动四轮转向车辆因其在机动性、路径跟踪能力等方面的优势成为了智能车辆底盘控制领域的重要研究方向。然而，执行机构数量和系统自由度的增加也提高了系统发生故障的概率。转向执行器一旦发生效能降低、卡滞或失效等故障，车辆实际转向响应将偏离期望控制指令，从而导致车辆路径跟踪误差增大，严重时甚至会引发车辆失稳。因此，四轮转向车辆转向系统执行机构的故障识别与容错控制显得尤为重要。

在转向系统执行机构的故障方面，常见的故障形式包括转角卡滞、执行器效能丧失与执行器失效[1]。目前车辆转向系统针对这些故障的识别主要依赖故障检测与隔离模块(FDI, Fault Detection and Isolation)来进行，FDI 技术通常分为数据驱动方法和基于模型的方法两种[2]。其中，数据驱动方法通常依赖神经网络进行故障识别[3]，这种方法具有较强的非线性映射能力和一定的鲁棒性，但其性能依赖于大量高质量的训练数据，在未知工况或样本不足条件下容易出现收敛速度较慢、陷入局部最小值等问题。相比之下，基于模型的方法通常依赖执行器模型或车辆动力学模型，通过计算模型预测响应与实际测量信号之间的残差来判断执行机构是否故障[4]，由于目前车辆动力学模型与各执行机构模型的建模发展已经较为成熟，因此基于模型的 FDI 方法是目前车辆转向系统执行机构故障识别的主要方法。

在转向系统容错控制方面，现有研究主要采用模型预测控制[5-6](MPC, Model Predictive Control)、线性二次调节器(LQR, Linear Quadratic Regulator)与鲁棒控制[7]等方法。其中，模型预测控制在每一个采样瞬间通过求解一个有限时域开环最优控制问题，能在控制过程中增加多种约束[8]，且具有建模方便、鲁棒性高的优点，因此被广泛应用于车辆轨迹跟踪控制与容错控制。对于四轮转向车辆而言，MPC 还可以通过预测模型协调前轴转向、后轴转向和附加横摆力矩，从而提高车辆转向执行器故障时容错控制的有效性。

然而，现有研究仍存在一些不足。一方面，现有故障识别方法主要侧重于故障检测本身，故障识别结果与后续容错控制器之间的耦合不够紧密。另一方面，部分容错控制方法虽然能够在执行器故障后重新分配控制量，但对转向效能衰减、非零位卡滞和卡零位失效等不同故障形式的建模不够充分，尤其是在卡滞故障下，故障轴虽然不再具备主动控制能力，但其固定转角仍会持续影响车辆

横向和横摆运动，如果不在控制过程中考虑卡滞角扰动，可能导致控制器对车辆未来状态的预测出现偏差。

针对上述问题，本文以某分布式驱动四轮转向车辆容错控制为研究对象，提出一种融合转向故障辨识的四轮转向车辆 MPC 容错控制方法。首先，根据前、后轴转向指令与实际转角在线估计转向效率和转向偏置，从而判断转向故障类型和故障参数；其次，将故障识别得到的转向效率、卡滞角度信息注入模型预测控制的预测模型中；然后，设计目标函数与约束，实现路径跟踪与横摆稳定性的协调控制；最后，在 CarSim/Simulink 联合仿真环境下验证所提出的容错控制方法在不同故障场景下容错控制的有效性。结果表明，所提方法能够准确识别各种转向故障类型，并在故障下实现车辆的路径跟踪控制。

本文的主要贡献如下：

1）提出一种基于转向指令与响应误差的转向故障类型和故障参数识别方法，该方法能够准确识别前后轴转向器的失效、卡滞、效能降低故障，并在线估计前、后轴转向效率和卡滞角。

2）建立了考虑转向执行器故障的 MPC 预测模型，通过将转向效率引入输入矩阵、将卡滞角作为扰动项注入状态预测模型，使控制器能够根据故障后转向执行器的实际响应能力来对车辆进行有效控制。

2 车辆控制系统总体结构概述

分布式驱动四轮转向车辆的控制系统通常采用分层控制结构[9-10]。本文所采用的分层控制系统如图 1 所示，控制系统在每个采样周期依次完成故障识别、上层 MPC 控制和下层力矩分配控制等步骤。其中，上层 MPC 控制器根据车辆状态、参考路径和转向系统故障信息，计算前轴转角、后轴转角和期望附加横摆力矩；下层控制器根据上层控制指令、执行器约束和轮胎附着约束来完成四轮驱动力矩分配。

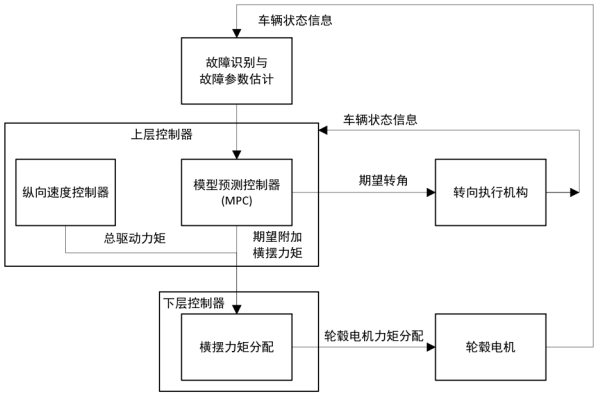


图 1　控制系统总体结构图

3 基于模型的转向执行器故障识别

3.1 转向执行器故障类型定义

本文定义了三种常见的四轮转向车辆前、后轴转向执行器故障类型，分别为执行器效能降低、执行器卡滞与执行器失效故障。

为描述不同故障对转向执行器响应的影响，建立如式(1)所示的转向执行器响应模型。

$$\delta_i^{act} = \gamma_i \delta_i^{cmd} + \delta_i^{stuck} \tag{1}$$

其中，δ_i^{cmd}为控制器输出的第 i 轴的转角指令；δ_i^{act}为传感器反馈的车辆第 i 轴的实际转角反馈；γ_i为转向执行器的执行效率系数；δ_i^{stuck}用来描述转向执行器的卡滞角或转向偏置。

转向执行器在不同故障类型下的表现如表 1 所示，其中，δ_{th}^{stuck}为区分卡滞与失效的角度阈值。

在健康状态下，转向执行器能够正常跟随控制指令；当发生效能降低故障时，执行器仍具备一定主动控制能力，但实际转角响应幅值小于期望转角；当发生卡滞故障时，转向执行器被卡滞在某一非零角度附近，无法继续响应控制指令；当发生失效故障时，转向执行器基本丧失主动控制能力，且实际转角接近零位。

表 1　转向执行器在不同故障类型下的表现

故障类型	表现
无故障	$\gamma_i \approx 1,\ \delta_i^{stuck} \approx 0$
效能降低	$0 < \gamma_i < 1$
卡滞	$\gamma_i \approx 0,\ \left\|\delta_i^{stuck}\right| > \delta_{th}^{stuck}$
失效	$\gamma_i \approx 0,\ \left\|\delta_i^{stuck}\right| \le \delta_{th}^{stuck}$

其中，转向执行器在无故障和效能降低状态下均具备工作能力，可参与车辆的路径跟踪控制，而当执行器出现卡滞和失效故障时则认为该转向轴不可用。

3.2 转向执行器故障类型识别与参数估计

本文通过转向指令变化量与实际转角响应变化量之间的比值来估计转向执行效率。

定义第 k 时刻的转角指令变化量$\Delta\delta_{i,k}^{cmd}$与实际转角响应变化量$\Delta\delta_{i,k}^{act}$如式(2)所示。

$$\begin{cases}\Delta\delta_{i,k}^{cmd} = \left|\delta_{i,k-1}^{cmd} - \delta_{i,k-2}^{cmd}\right| \\ \Delta\delta_{i,k}^{act} = \left|\delta_{i,k-1}^{act} - \delta_{i,k-2}^{act}\right|\end{cases} \tag{2}$$

为抑制测量噪声和瞬时波动，对上述两个增量分别进行一阶低通滤波，如式(3)所示。

$$\begin{cases}E_{i,k} = \mu E_{i,k-1} + (1-\mu)\Delta\delta_{i,k}^{cmd} \\ R_{i,k} = \mu R_{i,k-1} + (1-\mu)\Delta\delta_{i,k}^{act}\end{cases} \tag{3}$$

其中，$E_{i,k}$为转向指令激励水平；$R_{i,k}$为实际转向响应水平；μ为滤波系数。定义滤波后的转向指令变化量与实际转角响应变化量之间的比值$\rho_{i,k}$如式(4)所示。

$$\rho_{i,k} = \frac{R_{i,k}}{E_{i,k}} \tag{4}$$

并通过低通滤波求得转向效率估计值如式(5)所示。

$$\gamma_{i,k} = (1-l_\gamma)\gamma_{i,k-1} + l_\gamma\rho_{i,k} \tag{5}$$

其中，l_γ为转向效率滤波系数。

转向效率$\gamma_{i,k}$反映了转向执行器对转向指令变化的实际响应能力。当转向指令发生变化且实际转角能够正常响应时，$\gamma_{i,k}$接近 1，说明执行器处于健康或近似健康状态；当转向指令变化而实际转角几乎不变时，$\gamma_{i,k}$接近 0，说明执行器可能发生卡滞或失效。

在完成转向效率估计后，进一步估计卡滞角或转向偏置，结合式(1)可得偏置残差如式(6)所示。

$$r_{i,k}^{\delta} = \delta_{i,k}^{act} - \gamma_{i,k}\delta_{i,k}^{cmd} \tag{6}$$

经过低通滤波可得卡滞角或转向偏置如式(7)所示。

$$\delta_{i,k}^{stuck} = (1-l_\beta)\delta_{i,k-1}^{stuck} + l_\beta r_{i,k}^{\delta} \tag{7}$$

其中，l_β为偏置估计滤波系数。当转向执行器健康时，实际转角能够较好跟随指令，且$\gamma_{i,k} \approx 1$，因此残差$r_{i,k}^{\delta}$较小，$\delta_{i,k}^{stuck}$接近零；当执行器存在固定偏置或发生非零位卡滞时，实际转角中会存在不能由$\gamma_{i,k}\delta_{i,k}^{cmd}$解释的固定分量，此时$\delta_{i,k}^{stuck}$将逐渐收敛到对应的卡滞角或偏置角。

4 上层 MPC 容错控制器设计

上层 MPC 控制器以车辆路径跟踪误差为控制对象，以前轴转角、后轴转角和附加横摆力矩为控制输入，在预测模型、目标函数和约束中引入转向效率和卡滞角的相关信息，从而实现转向故障下的路径跟踪与横摆稳定性协调控制。

4.1 MPC 控制器状态量与控制量定义

在上层 MPC 控制器中，为了更好地描述车辆相对于参考路径的偏移程度，本文在 Frenet 坐标系下定义 MPC 预测状态向量如式(8)所示。

$$\boldsymbol{x} = \left[e_\beta \; e_\omega \; e_\phi \; e_y\right]^T \tag{8}$$

式中，e_β为车辆质心侧偏角偏差，描述车辆质心运动方向相对于纵向轴的偏离程度；e_ω为车辆横摆角速度相对于理想横摆角速度的偏差，反应车辆绕垂直轴的旋转速率；e_ϕ为车辆航向角偏差，表示车辆纵向轴与参考路径切线方向的偏离角；e_y为车辆质心横向偏差，表示车辆当前位置与参考路径的横向距离。

MPC 控制的控制量如式(9)所示。

$$u = \left[\delta_f \; \delta_r \; M_z\right]^T \tag{9}$$

其中，δ_f与δ_r分别为前、后轮转角，M_z为附加横摆力矩。

MPC 控制器的状态参考值取$\boldsymbol{x}_{ref} = 0$，即控制目标是使车辆质心侧偏角偏差、横摆角速度偏差、航向偏差和横向偏差尽可能趋近于零。

4.2 考虑转向故障的 MPC 预测模型

（1）车辆动力学与轮胎模型的建立

上层控制器采用二自由度模型描述车辆运动。以质心侧偏角β和横摆角速度ω为动力学状态，其运动方程如式(10)所示。

$$\begin{cases} mv_x\left(\dot{\beta} + \omega\right) = F_{yf} + F_{yr} \\ I_z\dot{\omega} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_z \end{cases} \tag{10}$$

式中，m为整车质量；β为质心侧偏角；I_z为绕 z 轴的转动惯量；v_x为纵向车速；l_f、l_r分别为质心到前、后轴的距离；F_{yf}、F_{yr}分别为前、后轴侧向力；M_z为附加横摆力矩。

由车辆侧向加速度v_y、纵向速度v_x、横摆角速度ω计算车辆的质心侧偏角β及其变化率$\dot{\beta}$如式(11)所示。

$$\begin{cases} \beta = \arctan\dfrac{v_y}{|v_x|} \\ \dot{\beta} \approx \dfrac{a_y}{v_x} - \omega \end{cases} \tag{11}$$

其中，a_y为侧向加速度。

前、后轴轮胎侧偏角如式(12)所示。

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta_f^{act} - \beta - \dfrac{l_f\omega}{v_x} \\ \alpha_r = \delta_r^{act} - \beta + \dfrac{l_r\omega}{v_x} \end{cases} \tag{12}$$

轮胎侧向力采用简化魔术轮胎公式描述，如式(13)所示。

$$F_{yj} = D_j \sin\left(C \arctan\left(B_j\alpha_j\right)\right), j \in \{f, r\} \tag{13}$$

其中，D_j为峰值因子；C为形状因子；B_j为刚度因子。在实际求解过程中，求解器在每一采样周期在当前工作点对公式进行线性化。

（2）故障信息的注入

将第 2 节的故障识别结果注入 MPC 预测模型中，具体通过以下两种方式：

a.将转向效率$\gamma_{i,k}$注入输入矩阵：当某轴发生效能降低时，模型自动降低该轴的控制增益；当该轴失效或卡滞而判定为不可用时，取$\gamma_{i,k} = 0$，使预测模型不再假定该轴具有主动转向能力，避免控制器对未来状态的预测与实际执行器脱节。

b.将卡滞角$\delta_{i,k}^{stuck}$作为扰动项注入状态方程：卡滞轴虽丧失主动控制能力，但其固定转角$\delta_{i,k}^{stuck}$仍持续激励车辆的横向与横摆运动。因此，控制器将卡滞角作为已知扰动引入预测模型，其在动力学中的作用通道与正常转向输入一致。

（3）误差状态空间模型

Frenet 坐标系下的连续时间误差状态空间模型可由式(14)表示。

$$\dot{x} = Ax + Bu + C\kappa_{ref} + W\delta^{stuck} + d_{tire} \tag{14}$$

其中，A为系统矩阵；B为已计入转向效率折减的输入矩阵；C为参考路径曲率κ_{ref}的前馈矩阵；W为卡滞角扰动$\delta^{stuck} = \left[\delta_f^{stuck}\ \delta_r^{stuck}\right]^T$的分配矩阵；$d_{tire}$为魔术轮胎线性化的仿射残差。

A矩阵非零元素如式(15)所示。

$$\begin{cases} a_{11} = -\frac{C_f + C_r}{mv_x} \\ a_{12} = \frac{l_r C_r - l_f C_f}{mv_x^2} - 1 \\ a_{21} = \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z} \\ a_{22} = -\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{I_z v_x} \end{cases} \tag{15}$$

其中，l_f、l_r分别为车辆质心至前、后轴距离；C_f、C_r分别为前、后轴等效侧偏刚度。

B矩阵非零元素如式(16)所示。

$$\begin{cases} B_{11} = \gamma_f \left(\frac{C_f}{mv_x} + a_{12} G_\omega\right) \\ B_{12} = \gamma_r \frac{C_r}{mv_x} \\ B_{21} = \gamma_f \left(\frac{l_f C_f}{I_z} + a_{22} G_\omega\right) \\ B_{22} = -\gamma_r \frac{l_r C_r}{I_z} \\ B_{23} = \frac{1}{I_z} \\ B_{31} = \gamma_f G_\omega \end{cases} \tag{16}$$

其中，γ_f、γ_r分别为车辆前后轴转向效率；$G_\omega = v_x / \left[L(1 + Kv_x^2)\right]$为稳态横摆角速度增益，$L = l_f + l_r$为车辆轴距，$K$为稳定性因数，是表征汽车稳态响应的一个重要参数[11]。由B_{21}可知在转向系统无故障时车辆参考路径主要依赖前轮转角δ_f进行跟踪，后轮转角δ_r只能通过影响β来辅助跟踪路径。

d_{tire}中的各项取值如式(17)所示。

$$\begin{cases} d_{tire,1} = \frac{c_{f0} + c_{r0}}{mv_x} \\ d_{tire,2} = \frac{l_f c_{f0} - l_r c_{r0}}{I_z} \end{cases} \tag{17}$$

其中，c_{f0}、c_{r0}分别为车辆前后轴轮胎线性化仿射残差。

控制器采用后向欧拉法进行离散化处理，设采样周期为T_s，令$M = (I - T_s A)^{-1}$，得离散模型如式(18)所示。

$$x(k+1) = A_d x(k) + B_d u(k) + C_d \kappa_{ref} + D_d \tag{18}$$

其中，$A_d = M$；$B_d = MT_s B$；$C_d = MT_s C$；$D_d = MT_s\left(W\delta^{stuck} + d_{tire}\right)$。

4.3 MPC 目标函数与约束设计

（1）目标函数

在预测时域N_p与控制时域N_c内，以状态跟踪误差、控制量幅值和控制增量为惩罚项，构造二次型目标函数如式(19)所示。

$$J = \sum_{k=1}^{N_p} \left\| \boldsymbol{x}(k) - \boldsymbol{x}_{ref} \right\|_Q^2 + \sum_{k=0}^{N_c-1} \|u(k)\|_{R_u}^2 + \sum_{k=0}^{N_c-1} \|\Delta u(k)\|_{R_d}^2 \tag{19}$$

其中，Q为 MPC 的状态权重参数矩阵；R_u为控制量幅值矩阵，用于降低控制器输出的总能量；R_d为控制增量加权矩阵，用于抑制控制输入的剧烈变化；$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1)$为控制增量，用于抑制指令抖动、保证转向平顺。

将预测方程代入则目标函数可整理为关于ΔU的二次型如式(20)所示。

$$J = \frac{1}{2}\Delta U^T H \Delta U + f^T \Delta U \tag{20}$$

其中，H为正定或半正定的 Hessian 矩阵；f为梯度向量。

（2）约束设计

a.转向输入约束：车辆前、后轴转角受执行器物理极限约束。对故障识别确定的不可用轴，其转角上界置零。转向输入约束如式(21)所示。

$$\begin{cases} |\delta_f| \le \delta_{f,max}\ a_f\ (1-\eta_\delta \chi) \\ |\delta_r| \le \delta_{r,max}\ a_r\ (1-\eta_\delta \chi) \end{cases} \tag{21}$$

式中 a_f、$a_r \in \{0,1\}$为前、后轴可用标志，η_δ为收紧系数。

b.附加横摆力矩约束：$|M_z| \le M_{z,max}$，其下层转矩分配控制器的分配能力确定。

（3）求解控制

综上所述，上层 MPC 控制器可以归结为式(22)所示的带线性不等式约束的二次规划问题。

$$\begin{aligned} &\min_{\Delta U} \frac{1}{2}\Delta U^T H \Delta U + f^T \Delta U \\ &s.t.\ \ A_{in}\Delta U \le b_{in} \end{aligned} \tag{22}$$

在每个采样时刻，上层 MPC 控制器通过求解上述二次规划问题求解最优控制增量序列ΔU^*，得到最优控制增量序列后取首时刻增量$\Delta u^*(k)$作用于系统，如式(23)所示。

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u^*(k) \tag{23}$$

5 仿真实验与分析

5.1 仿真平台构建与参考路径设置

为了验证所提出的控制算法对四轮转向车辆路径跟踪控制的效果，本文使用 CarSim/Simulink 联合仿真环境进行仿真实验，仿真频率为 100Hz，车辆期望速度为 8.0m/s。仿真实验所使用的车辆的动力学参数如表 2 所示。

表 2　车辆动力学参数表

符号	参数	数值及单位
m	整车质量	550kg
l_f	质心到前轴的距离	0.845m
l_r	质心到后轴的距离	0.871m
h	质心高	0.7m
r	轮胎滚动半径	0.325m
I_z	绕 z 轴的转动惯量	373kg•m^2

为综合考察容错控制器在连续变向工况下的路径跟踪与横摆稳定性能，本文选取双移线作为参考路径，具体表达式如式(24)所示。

$$y_{ref}(x) = \begin{cases} 0, x < x_1 \\ \frac{y_L}{2}\left[1 - cos\frac{\pi(x-x_1)}{x_2-x_1}\right], x_1 \le x \le x_2 \\ y_L, x_2 \le x \le x_3 \\ \frac{y_L}{2}\left[1 + cos\frac{\pi(x-x_3)}{x_4-x_3}\right], x_3 \le x \le x_4 \\ 0, x \ge x_4 \end{cases} \tag{24}$$

其中，变道横向幅值$y_L = 3.0m$；$x_1 = 25m$；$x_2 = 45m$；$x_3 = 70m$；$x_4 = 90m$。

5.2 正常状态下车辆路径跟踪能力验证

在正常状态下（车辆无故障，路面附着系数 1.0）对车辆路径跟踪能力进行验证，仿真结果如图 2-图 4 所示。其中，图 2 为车辆轨迹图；图 3(a)为车辆横摆角速度变化曲线，图 3(b)为车辆质心侧偏角变化曲线；图 4 为车辆转角控制量变化曲线，其体现了车辆在路径跟踪控制过程中前轴主要负责路径跟踪控制，后轴则对转向进行辅助，与设计时的方案相符。

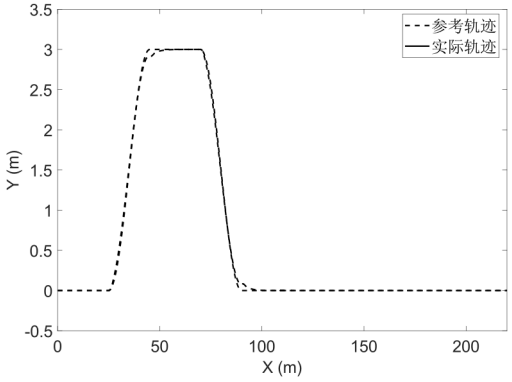
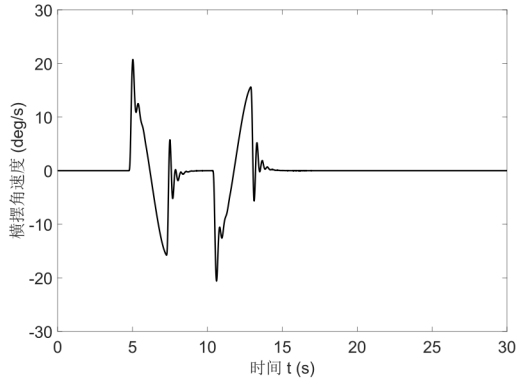
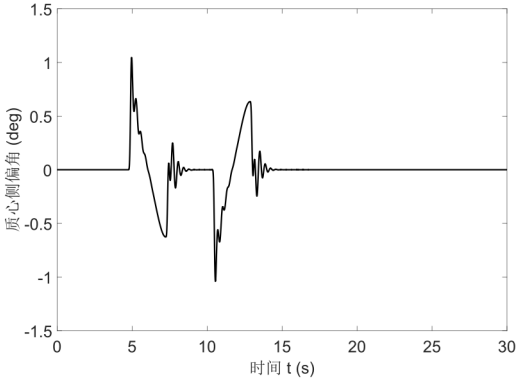


图 2　正常状态下车辆轨迹图



(a)



(b)

图 3　正常状态下车辆稳定性参数变化曲线

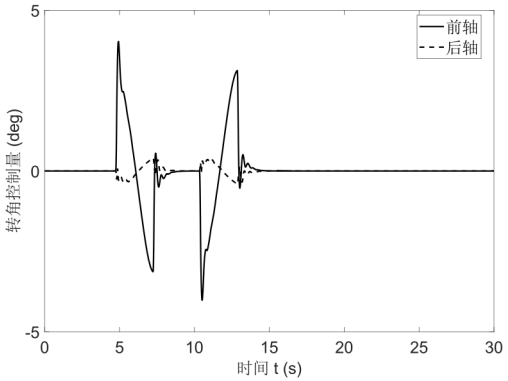


图 4　正常状态下车辆转角控制量变化曲线

在仿真过程中车辆平均跟踪误差为 0.0098m，最大跟踪误差为 0.0847m，平均横摆角速度$\overline{|\omega|}$为 1.75°/s，最大横摆角速度为 20.74°/s，可见车辆在保持路径跟踪效果的前提下拥有较好的行驶稳定性。

5.3 低附着路面下的路径跟踪性能与横向稳定性验证

在路面附着系数为 0.25 的工况下进行仿真，结果如图 5-图 6 所示。此时车辆的平均跟踪误差为 0.0156m，最大跟踪误差为 0.1809m，平均横摆角速度$\overline{|\omega|}$为 2.10°/s，最大横摆角速度为 18.52°/s。可见虽然平均误差与高附着工况相比增加了约 59.2%，平均横摆角速度增大了约 20%，但是平均跟踪误差仍旧保持在极低误差范围内，平均横摆角速度仍旧保持在稳定范围内。因此车辆在低附着工况下也能实现较好的路径跟踪控制与车辆稳定性保持。

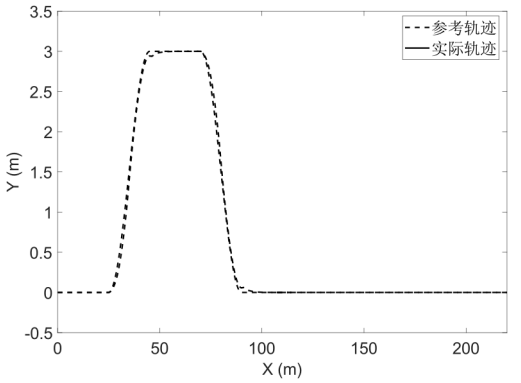


图 5　低附着条件下车辆轨迹图

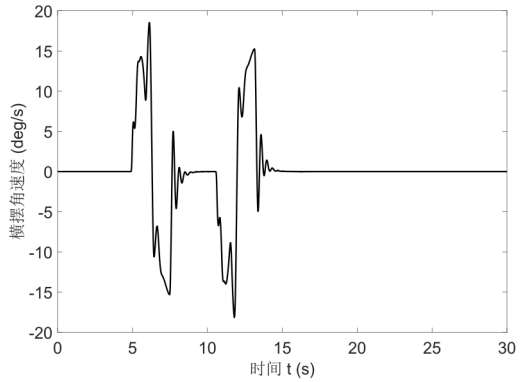


图 6　低附着条件下车辆横摆角速度变化曲线

5.4 不同故障场景下的路径跟踪性能与横向稳定性验证

（1）前轴转向执行器卡滞 1°

设置前轴转向执行器卡滞 1°并进行仿真，仿真结果如图 7-图 9 所示。此时前轴失去转向控制能力，车辆路径跟踪控制由后轴转向实现。仿真开始 2.11s 后车辆由于前轴转向执行器卡滞偏离轨迹，此时故障识别模块识别到车辆出现故障，并于仿真开始 2.28s 时识别出车辆发生卡滞故障（识别卡滞角为 1.00°），开始执行容错控制，后与轨迹的偏离程度逐步减小，整个仿真时间内平均跟踪误差为 0.0836m。可见控制器在前轮转向器出现一定程度卡滞的情况下依旧可以较好地跟踪参考路径。

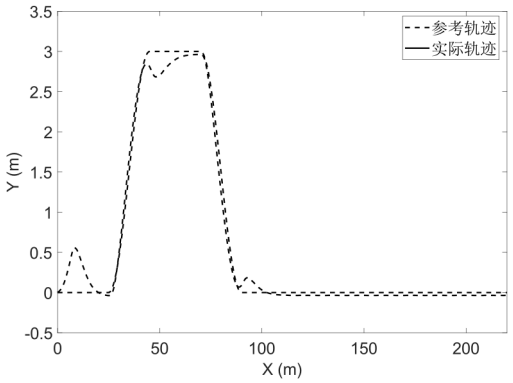


图 7　转向执行器卡滞时车辆轨迹图

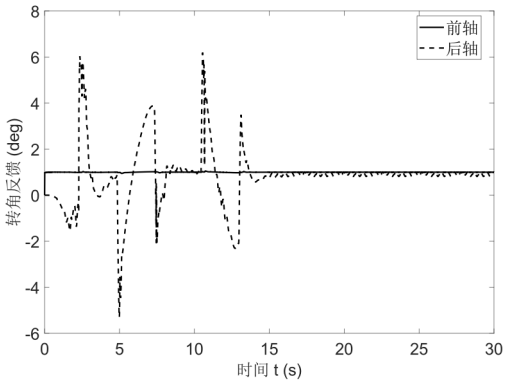


图 8　转向执行器卡滞时转角反馈图

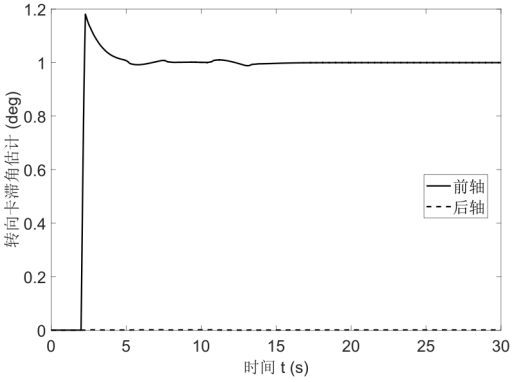


图 9　转向执行器卡滞角估计值变化图

（2）前轴转向执行器效能降低 60%

设置前轴转向执行器效能降低 60%并进行仿真，仿真结果如图 10-图 12 所示。仿真开始 4.99s 后车辆故障识别模块识别到车辆出现前轴转向执行器效能降低故障（随后识别出效能降低 60.6%），开始执行容错控制，对前轴转角控制量按照识别出的失效比例进行倍增，整个仿真时间内平均跟踪误差为 0.0109m。可见当出现转向执行器效能降低时车辆也可以识别出故障类型并给出近似故障参数，从而较好地跟踪参考路径。

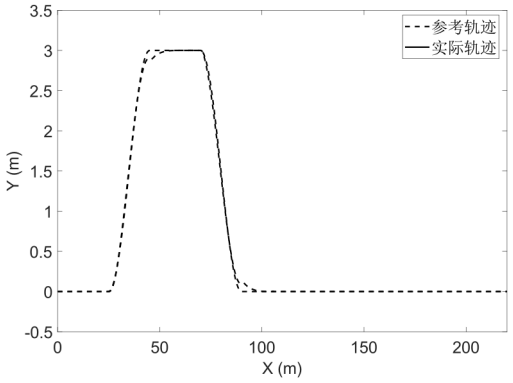


图 210　前轴转向执行器效能较低时车辆轨迹图

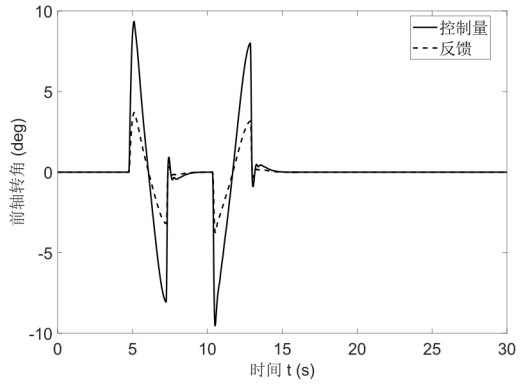


图 11　前轴转向执行器效能较低时前轴转角图

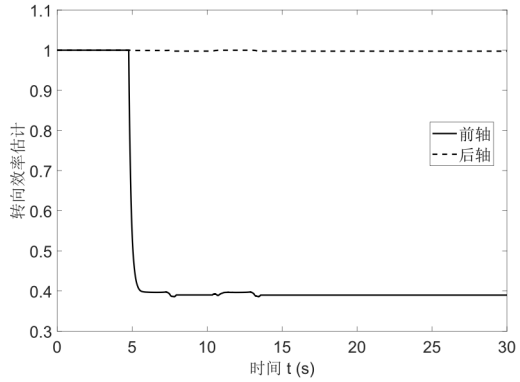


图 12　转向效率估计值变化图

（3）前轴转向执行器失效

设置前轴转向执行器失效并进行仿真，仿真结果如图 13-图 15 所示。仿真开始 4.87s 后车辆故障识别模块识别到车辆出现故障，并于仿真开始 5.49s 时识别出车辆前轴转向器失效，开始执行失效容错控制，通过车辆后轴转向器进行路径跟踪控制，整个仿真时间内平均跟踪误差为 0.0330m。整个仿真过程中车辆平均横摆角速度$\overline{|\omega|}$为 2.64°/s，最大横摆角速度为 43.92°/s，平均质心侧偏角为 0.365°，最大质心侧偏角为 6°。可见当出现前轴转向执行器失效时车辆能够正确识别故障并依靠后轴转向器较好地跟踪参考路径，且车辆处于稳定状态。

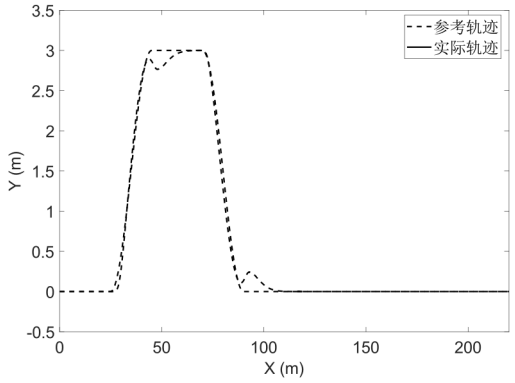


图 13　前轴转向执行器失效时车辆轨迹图

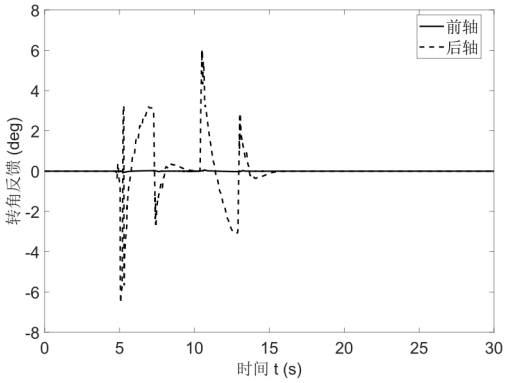


图 14　前轴转向执行器失效时车辆转角反馈图

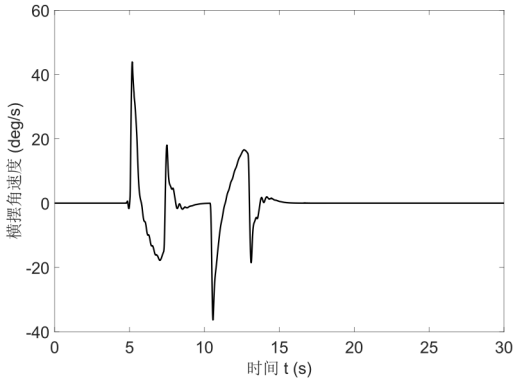


图 15　前轴转向执行器失效时车辆横摆角速度变化图

上述三种情况下的故障工况下的识别结果与平均跟踪误差汇总如表 3 所示。

表 3　前轴转向执行器故障识别结果表

工况	设定故障	识别结果	识别时间	平均跟踪误差
卡滞	1°	1.00°	2.28s	0.0836m
效能降低	降低 60%	降低 60.6%	4.99s	0.0109m
失效	失效	失效	5.49s	0.0330m

从表中可以看出故障识别模块能够准确识别故障类型，虽然由于执行器反馈延迟、滤波等原因，识别出的故障参数与实际注入故障参数存在一定偏差，但是基本不影响容错控制的效果。

5.5 预测模型卡滞角注入对照实验

为了验证本文在 MPC 预测模型中将卡滞角$\delta_{i,k}^{stuck}$作为扰动项注入状态方程的有效性，仿真过程

中对比了注入卡滞角与不注入卡滞角的轨迹如图 16 所示。在不注入卡滞角扰动的情况下跟踪误差 RMS 为 0.2421m，与注入卡滞角扰动的 0.1324m 相比误差增大了约 82.9%。可见将卡滞角$\delta_{i,k}^{stuck}$作为扰动项注入状态方程可以有效提高车辆路径跟踪效果。

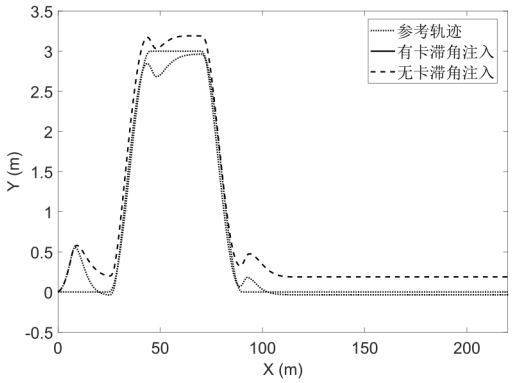


图 16　预测模型有卡滞角注入与无卡滞角注入情况下轨迹对比图

6 结论

本文针对四轮转向车辆在转向执行器发生故障时路径跟踪性能与行驶稳定性下降的问题，提出了一种融合转向故障辨识的四轮转向车辆 MPC 容错控制方法，并通过 CarSim/Simulink 联合仿真进行了验证，主要结论如下：

（1）提出了一种基于转向指令与实际响应误差的故障识别方法。该方法通过在线估计前、后轴转向效率与卡滞角，能够准确区分效能降低、卡滞与失效三种故障类型，并给出相应的故障参数。仿真结果表明，在前轴卡滞、效能降低及失效等故障场景下，故障识别模块均能在故障发生后识别出故障，识别结果与实际设定故障基本吻合。

（2）建立了考虑转向执行器故障的 MPC 预测模型。通过将转向效率引入输入矩阵、将卡滞角作为扰动项注入状态方程，使控制器能够反映故障后转向执行器的实际响应能力。

（3）仿真结果表明，所提方法在正常工况、低附着工况以及多种故障工况下均能保持良好的路径跟踪精度与行驶稳定性。正常工况下平均跟踪误差为 0.0098m；前轴卡滞、效能降低、失效工况下平均跟踪误差分别为 0.0836m、0.0109m 和 0.0330m，且车辆横摆角速度与质心侧偏角始终保持在合理范围内，验证了所提容错控制方法在不同故障场景下的有效性。

参考文献：

[1] Nobutaka Wada, Kosuke Fujii, Masami Saeki. Reconfigurable fault-tolerant controller synthesis for a steer-by-wire vehicle using independently driven wheels[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, Vol.51(9): 1438-1465.

[2] Chao Huang, Fazel Naghdy, Haiping Du, et al. Fault tolerant steer-by-wire systems: An overview[J]. Annual Reviews in Control, 2019, Vol.47: 98-111.

[3] Meng Yanan, Fu Xiuwei, Fu Li. Application of Neural Network Trained by Adaptive Particle Swarm Optimization to Fault Diagnosis for Steer-by-Wire System[C]. 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. 2010.

[4] Zhang Hui, Junming Wang. Active Steering Actuator Fault Detection for an Automatically-Steered Electric Ground Vehicle[J]. IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY, 2017, Vol.66(5): 3685-3702.

[5] Se Chan Oh, Tae Jun Song, Min Jun Kim, et al. Adaptive Model Predictive Fault-Tolerant Control for Four-Wheel Independent Steering Vehicles with Sensitivity Estimation[J]. International Journal of Automotive Technology, 2023, Vol.24(3): 829-850.

[6] Yonghwan Jeong. Model predictive control based integrated fault tolerant controller for autonomous vehicles with four-wheel independent steering, driving and braking systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2025, Vol.63(11):

2062-2085.

[7] Jinghua Guo, Jingyao Wang, Yugong Luo, et al. Robust lateral control of autonomous four-wheel independent drive electric vehicles considering the roll effects and actuator faults[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, Vol.143: 106773.

[8] 龚建伟,刘凯,齐建永著. 无人驾驶车辆模型预测控制 第 2 版[M]. 北京：北京理工大学出版社, 2020.

[9] 刘文光,王志民,刘浩伟,等.四轮独立驱动电动汽车线控转向系统容错控制[J].机械设计与制造,2025,(8):100-105.

[10] 张宇骁. 分布式驱动四轮转向平台及路径跟踪控制研究[D]. 北京理工大学, 2026.

[11] 刘昭度主编,林逸,顾柏良审阅. 汽车学[M]. 北京：高等教育出版社, 2012, 601

面向自动参数标定的类条件分段隶属度聚合地形分类方法

赵健，张锡智，宋东鉴，刘彦辰

吉林大学 汽车底盘集成与仿生全国重点实验室，长春 130022

摘　要：越野地形识别可为车辆运动控制与自主决策提供重要先验。针对数据驱动模型参数语义不直观、显式分类模型人工标定成本高的问题，本文提出类条件分段隶属度聚合分类模型 CPMAC（Class-Conditional Piecewise Membership Aggregation Classifier），并将类别特征权重与区间隶属度转化为可自动优化的显式标定量。基于 621908 个实车样本开展实验，自动标定后的 CPMAC（CPMAC-Auto）的分类准确率和宏平均 F1 分数分别达到 90.03%和 87.47%，性能介于 SVM 与 MLP 之间；相较未经自动标定的 CPMAC（CPMAC-Init），分类准确率和宏平均 F1 分数分别提高 62.95%和 69.43%。针对 1750 个显式标定参数，联合自动优化耗时 2.52 分钟，而传统人工分析与标定需数月时间。结果表明，所提方法在保持显式参数结构与判别过程可解释性的同时，可显著降低人工标定成本。

关键词：越野地形分类；本体感知；分段隶属度；自动参数标定；可解释分类

中图分类号：U469.3；TP391.4　　**文献标志码：**A

A Class-Conditional Piecewise Membership Aggregation Method for Terrain Classification with Automatic Parameter Calibration

ZHAO Jian, ZHANG Xizhi, SONG Dongjian, Liu Yanchen

State Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Jilin University, Changchun, 130022, China

Abstract: Terrain classification provides important prior information for vehicle motion control and autonomous decision-making. To address the lack of intuitive parameter semantics in data-driven models and the high manual calibration cost of explicit classification models, this paper proposes a Class-Conditional Piecewise Membership Aggregation Classifier (CPMAC), in which class-specific feature weights and interval membership values are formulated as explicit calibration parameters that can be automatically optimized. Experiments are conducted on 621,908 real-vehicle samples. The automatically calibrated CPMAC (CPMAC-Auto) achieves a classification accuracy of 90.03% and a macro-averaged F1 score (Macro-F1) of 87.47%, with performance between that of the Support Vector Machine (SVM) and the Multilayer Perceptron (MLP). Compared with the CPMAC without automatic calibration (CPMAC-Init), the classification accuracy and Macro-F1 are improved by 62.95% and 69.43%, respectively. For 1,750 explicit calibration parameters, the joint automatic optimization requires only 2.52 min, whereas conventional manual analysis and calibration require several months. The results demonstrate that the proposed method can significantly reduce manual calibration effort while preserving an explicit parameter structure and an interpretable decision-making process.

Keywords: terrain classification; proprioceptive sensing; piecewise membership; automatic parameter calibration; interpretable classification

1 引言

越野自动驾驶车辆需要在砂地、泥地、砾石、岩石以及非铺装混合路面等非结构化环境中持续运行。不同地形的承载、剪切、附着和粗糙特性差异会改变轮胎沉陷、滑移和振动响应，并进一步影响车辆可通行性、轨迹跟踪、驱动扭矩分配和悬架控制。因此，在车辆行驶过程中准确获得当前支撑地形类别，是实现环境自适应运动控制的重要基础。与结构化道路相比，越野场景中的地形外观变化更大，且经常伴随光照剧烈变化、粉尘、泥水遮挡和植被覆盖，使单纯依赖外部环境感知的地形分类面临稳定性挑战。

现有地形识别方法大体可分为外部感知方法与本体感知方法。视觉和激光雷达等外部感知手段能够直接描述地表颜色、纹理及几何结构，但易受光照、遮挡及传感器工作条件等因素影响；相比之下，本体感知方法利用车辆与地形实际接触产生的振动、轮速、驱动及惯性响应进行判别，无需直接观测地表外观。Brooks 等利用轮地相互作用诱发的车体振动实现砂地、砾石等地形分类[1]；Weiss 等进一步提取振动信号特征，并采用 SVM 实现多类地形识别[2]。在此基础上，Dimastrogiovanni 等从车辆-地形力学作用出发构建本体感知特征集合，并利用 SVM 开展实地地形估计[3]。上述研究表明，轮地作用引起的车辆动力学响应中包含可用于地形判别的有效信息。

随着机器学习方法的发展，本体感知地形分类逐渐由人工特征与浅层分类器向深度时序建模发展。Valada 等利用车辆-地形作用声信号构建卷积神经网络（Convolutional Neural Network，CNN）与长短期记忆网络（Long Short-Term Memory，LSTM）联合模型，以学习地形交互信号的时空特征[4]；Park 等基于实车多源动态信号构建 LSTM 集成模型，实现道路类型识别[5]。Vulpi 等进一步利用车辆本体感知信号比较了循环神经网络（Recurrent Neural Network，RNN）、CNN 及 SVM 等方法在实际复杂地形上的分类能力[6]。近年来，Sarcevic 等采用惯性和磁传感器时域特征及多层感知机（Multilayer Perceptron，MLP）实现在线室外地形分类[7]；LaRocque 等发布 BorealTC 数据集，利用惯性测量单元（Inertial Measurement Unit，IMU）、电机电流和轮式里程计等本体信号，对 CNN 与基于状态空间模型（State Space Model，SSM）的 Mamba 网络进行比较[8]。总体而言，数据驱动分类器能够从多维车辆响应中建立复杂的非线性判别关系，已成为本体感知地形分类的重要技术路线。

然而，在越野车辆控制系统的实际应用中，分类精度并非唯一目标。SVM、神经网络等数据驱动方法能够建立复杂的非线性判别关系，但模型内部参数通常难以直接反映车辆响应特征与具体地形类别之间的判别关系。为提高分类过程的透明性，已有研究尝试利用模糊集合和语言规则构建可解释分类模型。Porębski 提出面向可解释性、可靠性和泛化性能的模糊规则提取方法，通过隶属函数和 IF-THEN 规则表达分类知识[9]；Vasilakakis 等进一步利用模糊相似短语构建语言化分类规则，在保持分类性能的同时控制规则数量和复杂度[10]。上述方法表明，显式知识表示能够为分类决策提供较为直观的解释，但其主要关注规则构建及规则库可解释性。对于本文所研究的越野地形分类问题，若采用由特征区间及其类别支持程度构成的显式参数进行判别，随着地形类别和车辆响应特征数量增加，需要确定的参数规模也将快速增长，依赖开发人员逐项分析和调整会产生较高的标定成本。对于本文研究对象，传统分析与人工标定通常需要具有算法开发经验的人员持续参与约数月时间，制约了分类模型的快速迭代。

为兼顾分类性能、参数可解释性与标定效率，本文提出类条件分段隶属度聚合分类模型（Class-Conditional Piecewise Membership Aggregation Classifier，CPMAC）。该方法针对每个“地形类别-特征”建立独立的一维分段隶属度映射，以显式描述不同特征取值对各地形类别的支持程度，并通过非负归一化权重进行加权融合得到类别得分。在此基础上，进一步将区间隶属度和类别特征权重转化为可学习标定量，通过监督优化实现参数自动标定。

本文的主要贡献如下：

（1）提出 CPMAC 越野地形分类模型，将多维车辆响应对不同地形的判别作用显式表示为类条件分段隶属度与类别特征权重，并通过加权融合获得地形类别得分；

（2）提出基于约束优化的自动参数标定方法，将原本依赖人工经验调节的隶属度和权重转化为可学习参数，在保持参数取值语义的同时实现自动优化；

（3）在 5 类实车越野地形数据上开展参数规模受控的分类对比、自动标定消融与标定成本实验，定量验证所提方法的分类能力、自动标定收益及其对人工标定工作量的削减。

本文总体技术框架如图 1 所示。车辆本体信号经动力学响应计算与特征提取后作为模型输入，随后由 CPMAC 完成地形分类，并通过自动参数标定方法优化类别特征权重和区间隶属度。

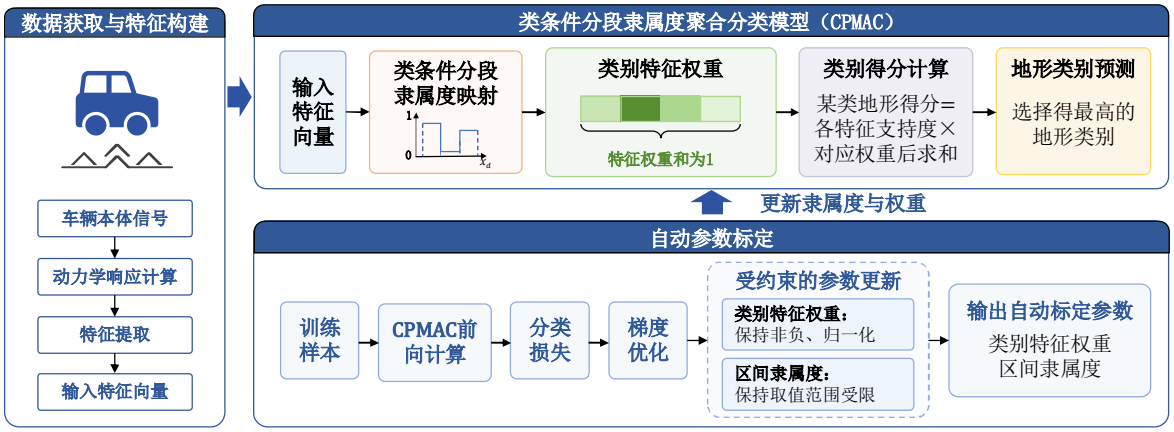


图 1　本文越野地形分类与自动参数标定总体框架

2 类条件分段隶属度聚合地形分类方法

2.1 问题描述与动力学响应特征

设车辆在一个识别时刻内获得的多维特征向量为：

$$\boldsymbol{x} = [x_1, x_2, \cdots, x_F]^{\mathrm{T}} \in \mathbb{R}^F \tag{1}$$

其中F为特征维数，x_f表示当前识别时刻下的第f维度车辆响应特征，$f \in \{1,2,\cdots,F\}$。

特征来源于车辆现有传感器信号，包括轮速、车速、纵向/横向/垂向加速度、驱动扭矩、制动状态及悬架相关响应等。为增强特征与轮地作用机理之间的联系，可首先计算滑移率、滚动阻力等基础动力学响应，再在固定时间窗或固定距离窗内提取均值、标准差等统计量，形成用于分类的高维响应特征。本文不依赖相机或激光雷达输入，其基本假设是不同地形的轮地力学特性将在车辆自身动态响应中形成可重复的统计差异。

设地形类别集合为：

$$\mathcal{C} = \{1,2,\cdots,C\} \tag{2}$$

其中，C为地形类别总数，$c \in \mathcal{C}$表示第c类地形。

对于每个类别和特征，本文不直接在高维特征空间中构建整体判别函数，而是分别建立一维类条件分段隶属度映射，用于描述特征取值对相应类别的支持程度，并通过类别相关权重对各维特征支持度进行加权融合。CPMAC 的整体判别流程如图 2 所示，输入特征依次经过类条件分段隶属度映射和类别特征加权，形成各地形类别得分，最终将得分最大的类别作为识别结果。该结构将高维分类问题分解为多个一维映射与一层加权融合，有利于直观分析模型内部参数。

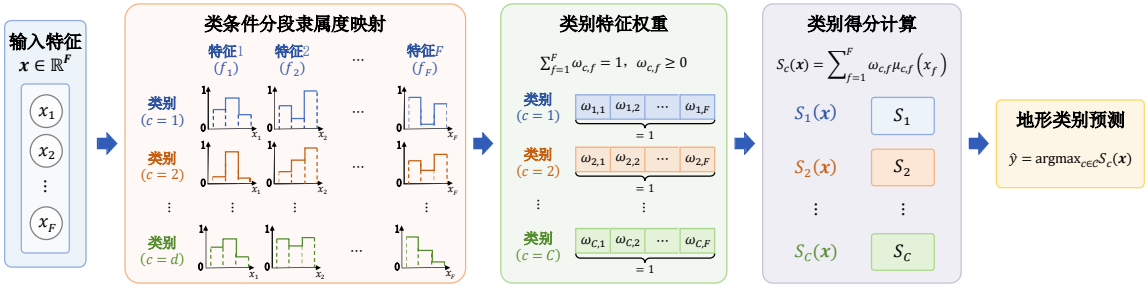


图 2　CPMAC 模型原理

2.2 类条件分段隶属度映射

对类别c的第f维特征，首先根据该类别训练样本的特征分布确定有效取值范围。为减小极端异常值的影响，采用预设的下、上分位数q_l与q_u确定有效区间边界：

$$a_{c,f} = Q_{q_l}(\mathcal{D}_{c,f}),\ b_{c,f} = Q_{q_u}(\mathcal{D}_{c,f}) \tag{3}$$

其中，$Q_q(\cdot)$表示q分位数算子，$\mathcal{D}_{c,f}$表示类别c中第f维特的训练样本集合。随后将有效区间$[a_{c,f}, b_{c,f}]$等宽划分为K个子区间$I_{c,f,k}, k = 1,2,\cdots,K$。为保持参数结构简单，本文对各维特征采用统一的分箱数量K。

每个区间对应一个隶属度参数：

$$m_{c,f,k} \in [0,1],\ k = 1,2,\cdots,K. \tag{4}$$

其中，$m_{c,f,k}$表示第f维特征落入第k个区间时，该特征对类别c的支持程度。

当输入特征落在有效区间外时，认为该特征不对类别c提供有效支持；落入第k个区间时，直接查取相应隶属度。因此，类条件分段隶属度函数定义为：

$$\mu_{c,f}(x_f) = \begin{cases} 0, & x_f \notin [a_{c,f}, b_{c,f}], \\ m_{c,f,k}, & x_f \in I_{c,f,k} \end{cases} \tag{5}$$

上式得到的是一个分段常数函数。与通过大量多维 IF-THEN 规则描述输入空间不同，该函数直接刻画单个车辆响应特征在不同数值区间对某一地形类别的支持程度。隶属度参数数量由类别数、特征数和分箱数共同决定，且每个参数均具有一致的判别含义。对于初始参数，可根据训练样本在各区间的相对频次构造：将当前类别中样本占比最大的区间隶属度设为 1，其余区间按相对占比归一化。该初始化使模型在未进行监督优化前即可反映类内特征分布，为后续自动标定提供合理起点。

2.3 类别得分的加权融合

由于不同车辆响应特征对不同地形的敏感程度存在差异，CPMAC 为每个类别设置独立的特征权重$w_{c,f}$。权重满足$w_{c,f} \geq 0$，且同一类别下所有特征权重之和为 1。类别c对输入样本$\boldsymbol{x}$的类别得分定义为：

$$S_c(\boldsymbol{x}) = \sum_{f=1}^{F} \omega_{c,f}\, \mu_{c,f}(x_f), \quad w_{c,f} \geq 0, \quad \sum_{f=1}^{F} w_{c,f} = 1 \tag{6}$$

由式 6 可知，$S_c(\boldsymbol{x})$可以直接分解为各维特征贡献项$w_{c,f}\mu_{c,f}(x_f)$之和，因此模型能够同时给出类别层面的总体得分与特征层面的局部贡献。最终分类结果由最大类别得分确定：

$$\hat{y} = \arg\max_{c \in \mathcal{C}} S_c(\boldsymbol{x}) \tag{7}$$

CPMAC 采用上述类条件分段映射与加权融合结构。对于同一输入特征，不同类别使用各自的有效区间、区间隶属度和特征权重，从而形成类条件判别。该结构具有两层参数语义：区间隶属度表征特征取值对某类地形的局部支持程度，特征权重表征该维特征对该类别总体判别的重要性。

3 基于约束优化的自动参数标定

3.1 可标定参数与自动标定问题

如图 1 下部所示，自动参数标定以带标签训练样本为监督信息，通过 CPMAC 前向计算获得类别得分，并依据分类损失迭代更新模型参数。在 CPMAC 中，有效区间和分箱阈值用于确定特征落入哪个离散区间，可由训练数据统计获得并在一次标定过程中保持固定；本文将区间隶属度和类别特征权重作为自动标定对象。

传统人工标定通常需要开发人员反复查看分类错误、置信度曲线以及各特征分布，再逐项修改隶属度和权重。若各类别均包含F个特征、每个特征包含K个分箱，则隶属度参数数量约为CFK，权重参数数量为CF，总可标定参数规模约为$CF(K+1)$。随着类别和特征数量增加，依靠经验进行逐项

调节难以保证参数之间的一致性，也需要较长的分析周期。

本文将该过程转化为监督参数估计问题。给定训练样本集$\mathcal{D}=\{(\boldsymbol{x}_n,y_n)\}_{n=1}^{N}$，在保持 CPMAC 前向结构和参数语义不变的情况下，通过最小化分类损失自动寻找一组$\omega_{c,f}$和$m_{c,f,k}$，使训练样本的真实类别获得更高的相对类别得分。自动标定的目标不是训练新的黑箱分类器，而是利用数据直接确定原本需要人工配置的显式标定量。

3.2 权重与隶属度的约束参数化

为保证优化过程中参数始终满足 CPMAC 的定义，引入无约束潜变量$z_{c,f}$和$\phi_{c,f,k}$，并分别通过 Softmax 和 Sigmoid 映射到实际标定量。对类别c的特征权重有：

$$\omega_{c,f}=\frac{\exp\left(z_{c,f}\right)}{\sum_{j=1}^{F}\exp\left(z_{c,j}\right)} \tag{8}$$

式 8 使所有权重天然非负且组内和为 1，即$w_{c,f}\geq 0,\quad \sum_{f=1}^{F}w_{c,f}=1.$

对每个区间隶属度有：

$$m_{c,f,k}=\frac{1}{1+\exp\left(-\phi_{c,f,k}\right)} \tag{9}$$

式 9 保证隶属度始终落在[0,1]。这样，优化器仅在无约束变量空间中更新$z_{c,f}$和$\phi_{c,f,k}$，而导出的最终标定参数始终满足原模型的取值约束与判别语义，不需要在训练后再逐项裁剪。

3.3 监督损失与参数更新

为了使用类别标签驱动参数优化，将 CPMAC 得分通过 Softmax 转换为类别概率。记第 n 个样本对类别 c 的得分为$S_{n,c}$，则：

$$p_{n,c}=\frac{\exp\left(\alpha S_{n,c}\right)}{\sum_{j=1}^{C}\exp\left(\alpha S_{n,j}\right)} \tag{10}$$

其中α为分缩放系数，用于调节不同类别得分之间的概率区分度。

采用交叉熵作为主要监督损失，并加入较小的 L2 正则项以限制参数的过度偏置：

$$\mathcal{L}=-\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}\log p_{n,y_n}+\frac{\lambda_\omega}{2}\|\boldsymbol{\omega}\|_2^2+\frac{\lambda_m}{2}\|\boldsymbol{m}\|_2^2 \tag{11}$$

其中，$\boldsymbol{\omega}$和$\boldsymbol{m}$分别表示全部特征权重和区间隶属度构成的参数向量，λ_ω和λ_m为相应的正则化系数

训练时依据损失$\mathcal{L}$对$z_{c,f}$和$\phi_{c,f,k}$求梯度，并采用一阶梯度优化器迭代更新。本文实现中使用 Adam 优化器[11]。需要强调的是，Adam 仅作为数值求解工具；本文自动标定的关键在于将具有明确含义的权重与隶属度统一写入可微的监督优化框架。

训练结束后直接导出满足约束的$\omega_{c,f}$和$m_{c,f,k}$，即可用于 CPMAC 推理。相比传统“查看结果-人工分析-修改参数-重新验证”的循环，该过程将主要人工工作转化为数据准备、训练启动和最终结果检查。

4 实验与结果分析

4.1 实验数据与评价指标

实验数据由实车在铺装路、砾石、泥地、沙地和岩石 5 类典型地形上采集的车辆自身信号构成。各类别连续时序数据完成同步、预处理和特征计算后，按采样点展开为 50 维独立特征样本，共得到 621908 个样本。采用按类别分层的单采样点随机划分，其中 80%用于训练、20%用于测试，随机种子固定为 42；训练集和测试集分别包含 497524 和 124384 个样本，各类别数量见表 1。

为减小可训练参数规模及训练预算差异对对比结果的影响，三种分类器均使用相同的 50 维特征和训练/测试数据划分，并将参与监督优化的参数数量控制在相近水平。SVM 采用随机傅里叶特征近

似径向基函数核，根据参数规模匹配要求将映射维数设置为 349，并采用 One-vs-Rest 方式构建 5 个线性分类器，共包含 1750 个可训练参数；MLP 采用 50-23-20-5 全连接结构，共包含 1758 个可训练参数；CPMAC 包含 250 个类别特征权重和 1500 个区间隶属度，共 1750 个可标定参数。三种方法均进行 100 次训练集完整遍历，以进一步控制训练预算差异；在后续自动标定消融实验中，CPMAC-W、CPMAC-M 和 CPMAC-Auto 同样均采用 100 次训练集完整遍历，以保证不同参数标定策略具有一致的训练预算。

评价指标采用总体准确率和宏平均 F1。此外，为比较各类别的具体识别情况，本文绘制按真实类别逐行归一化的混淆矩阵。与直接记录样本数量的原始混淆矩阵不同，归一化矩阵第i行第j列表示真实属于第i类的测试样本中被预测为第j类的比例，因此每一行元素之和为 100%；主对角线元素表示各类别的召回率，非对角元素反映不同类别之间的误分比例。

表 23　实车越野地形数据集及样本划分

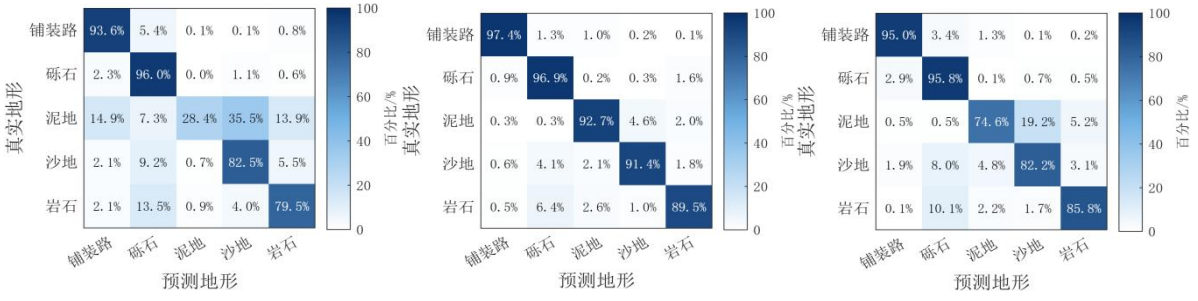
地形类别	总样本数	训练集样本数	测试集样本数
铺装路	185130	148104	37026
砾石	185816	148652	37164
泥地	50005	40004	10001
沙地	104726	83780	20946
岩石	96231	76984	19247

4.2 分类性能对比

在上述参数规模和训练预算受控的条件下，对 SVM、MLP 与 CPMAC-Auto 进行统一测试。表 2 给出了三种方法的总体分类性能。CPMAC-Auto 的准确率和宏平均 F1 分别为 90.03%和 87.47%，相比 SVM 分别提高 5.02%和 10.20%；MLP 分别达到 94.62%和 93.50%，较 CPMAC-Auto 高 4.60%和 6.04%。由于三种模型的可训练参数量已基本一致，该结果表明性能差异并不能简单归因于参数数量：MLP 能够通过多层非线性组合建立更复杂的特征交互，而 CPMAC 采用显式分段映射和归一化加权融合，其模型结构更为简洁，且参数具有明确的判别语义，因此在分类性能与模型可解释性之间形成了不同于 MLP 的权衡。

表 24　参数规模受控的不同分类方法性能对比

方法	可训练参数	训练轮数	准确率/%	宏平均 F1/%
SVM	1750	100	85.00	77.26
MLP	1758	100	94.62	93.50
CPMAC-Auto	1750	100	90.03	87.47



(a)　(b)　(c)

图 3　三种算法在测试集上的归一化混淆矩阵：(a) SVM；(b) MLP；(c) CPMAC-Auto

图 3 进一步给出了按真实类别逐行归一化后的混淆矩阵。SVM 对铺装路和砾石识别较好，但泥地召回率仅为 28.4%，其中 35.5%的泥地样本被误判为沙地；MLP 五类召回率均不低于 89.5%，其中铺装路达到 97.4%；CPMAC-Auto 对铺装路和砾石的召回率分别为 95.0%和 95.8%，沙地和岩石分

别为 82.2%和 85.8%，泥地为 74.6%，其主要误分类集中在泥地与沙地、岩石与砾石以及沙地与砾石之间，其中泥地误判为沙地的比例最高，为 19.2%，岩石误判为砾石和沙地误判为砾石的比例分别为 10.1%和 8.0%。与 SVM 相比，自动标定后的 CPMAC 显著改善了泥地识别，但在类别响应重叠较强的地形上仍与 MLP 存在差距。

4.3 自动参数标定有效性消融

为分析不同可标定参数的作用，设置 4 种 CPMAC 模型：初始参数模型（CPMAC with Initial Parameters，CPMAC-Init）保持权重和隶属度初值不变；仅权重自动标定模型（CPMAC with Weight-only Calibration，CPMAC-W）仅自动优化特征权重；仅隶属度自动标定模型（CPMAC with Membership-only Calibration，CPMAC-M）仅自动优化区间隶属度；联合自动标定模型（CPMAC with Joint Automatic Calibration，CPMAC-Auto）同时优化权重和隶属度。

该消融实验不改变模型结构，除待优化参数子集外，其余训练条件保持一致。

表 25　自动参数标定消融实验

方法	权重标定	隶属度标定	训练集完整遍历次数	准确率/%	宏平均 F1/%
CPMAC-Init	×	×	0	27.08	18.04
CPMAC-W	√	×	100	73.56	62.92
CPMAC-M	×	√	100	83.42	76.79
CPMAC-Auto	√	√	100	90.03	87.47

消融结果见**表** 3。CPMAC-Init 的准确率和宏平均 F1 仅为 27.08%和 18.04%；仅优化权重后分别提升至 73.56%和 62.92%，较初值提高 46.49%和 44.87%；仅优化隶属度后达到 83.42%和 76.79%，分别提高 56.34%和 58.74%。权重与隶属度联合标定进一步达到 90.03%和 87.47%，相较仅优化隶属度又提高 6.61%和 10.68%。结果表明，分段隶属度的监督优化是性能提升的主要来源，而类别特征权重进一步完成全局证据重分配，两类参数具有明显互补作用。

4.4 标定成本与参数可解释性分析

自动标定方法的核心目标是减少依赖开发经验的人工参数调整。当前 CPMAC 包含 5 类地形、50 维特征，每个“类别-特征”对应 6 个区间隶属度，共有 250 个特征权重和 1500 个区间隶属度，总计 1750 个显式可标定参数。如表 4 所示，传统标定需要开发人员反复分析特征分布、混淆样本和置信度结果并逐项调整参数，根据现有开发流程，一轮较完整的分析与标定需数月时间。本轮 CPMAC-Auto 在 100 次训练集完整遍历后的程序自动优化时间为 2.52 分钟，训练启动后无需逐项人工修改参数。由于数据准备和结果复核的人工时间未单独计量，本文仅将 2.52 分钟作为自动优化计算开销，而不将其等同于完整人工工作时间。

表 26　人工标定与自动标定的成本对比

标定方式	人员要求	人工分析/标定时间	参数量	测试性能
人工标定	需开发与参数分析经验	数月	1750	准确率约 90%
本文自动标定	无需逐项人工调参	2.52 分钟	1750	准确率 90.03%

为便于阅读类别—特征权重热力图，本文将模型实际输入的 50 维特征按顺序记为 p1～p50，并依据物理含义进行分组，各编号范围及其特征类型见表 5。

表 27　输入特征编号及类型

特征编号	特征类型	特征编号	特征类型
p1~p4	加速度功率相关特征	p23~p34	滑移率相关特征
p5~p10	加速度峰值相关特征	p35~p36	环境与车辆运行状态特征
p11~p13	车辆姿态与转向相关特征	p37~p43	车轮跳动相关特征
p14~p22	滚动阻力相关特征	p44~p50	轮速波动相关特征

图 4 给出了 100 轮自动标定后 5 类地形对应 p1～p50 的类别特征权重分布。不同类别的权重集中位置明显不同，例如沙地对 p17（滚动阻力相关特征）的权重为 0.2566；同时，p35（环境与车辆运行状态相关特征）和 p36（车速）在部分类别中也取得较高权重，说明当前单采样点随机划分下，模型除学习轮地响应外还可能利用采集工况与类别之间的统计关联。

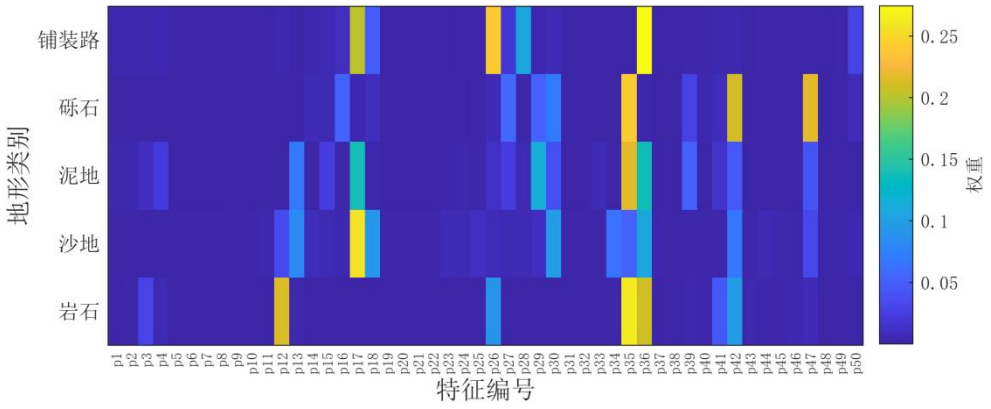


图 4　自动标定后的类别特征权重分布

图 5 展示了三组具有代表性的车辆响应特征在自动标定前后的分段隶属度变化。对于泥地-p29（滑移率相关特征），自动标定后较高滑移率区间的隶属度被提升至接近 1，而低值区间被明显抑制；对于沙地-p18（滚动阻力相关特征），自动标定后低阻力区间的隶属度保持在较低水平，随着特征值增大，隶属度明显提升并在较高阻力区间接近 1，表明较高的滚动阻力相关特征取值对沙地类别具有更高的判别支持；岩石-p42（车轮跳动相关特征）在较高车轮跳动标准差区间形成接近 1 的高隶属度，而低响应区间保持较低支持。上述结果表明，自动标定能够针对不同“地形类别-特征”关系调整各区间的支持程度，并以显式分段隶属度参数保留相应判别关系。

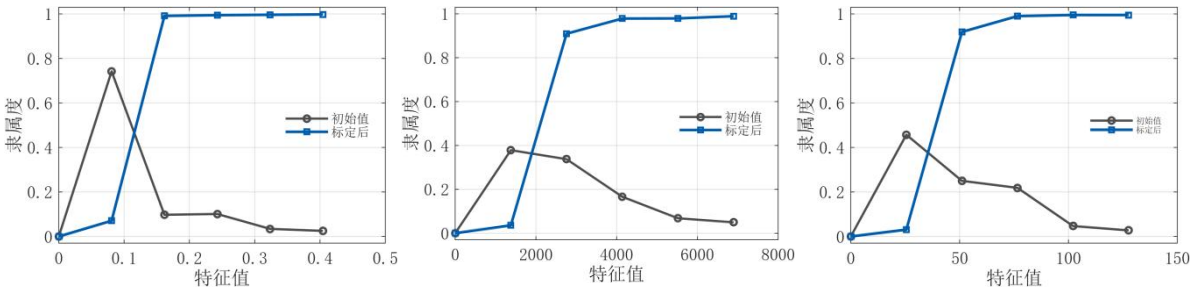


图 5　典型特征分段隶属度自动标定前后对比：(a) 泥地-p29；(b) 沙地-p18；(c) 岩石-p42

5 结论

针对越野地形分类中数据驱动模型参数语义不直观、显式分类模型人工标定成本较高的问题，本文提出类条件分段隶属度聚合分类模型 CPMAC 及其自动参数标定方法。在 5 类、50 维实车单点样本上，将 SVM、MLP 和 CPMAC 参与监督优化的参数数量控制在 1750～1758 之间，并统一进行 100 次训练集完整遍历。CPMAC-Auto 的准确率和宏平均 F1 分别达到 90.03%和 87.47%，较 SVM 分别提高 5.02%和 10.20%，较 MLP 分别低 4.60%和 6.04%；相较未经自动标定的 CPMAC-Init 则分别提高 62.95%和 69.43%。消融实验进一步表明，单独优化区间隶属度获得的性能增益高于单独优化类别特征权重，二者联合自动标定时取得最佳分类性能。对于 1750 个显式标定参数，传统人工分析与调参需数月时间，而 100 轮联合自动标定的程序计算耗时仅为 2.52 分钟，显著降低了依赖开发人员逐项分析和调整参数所带来的标定成本。

本文采用单采样点随机划分训练集与测试集，连续采样数据及统计窗口间的相关性使当前结果

主要反映同分布条件下的分类与自动标定能力，尚不能替代跨路段、跨车速和跨车辆平台的泛化验证。参数可视化还显示，环境温度、车速等工况变量在部分类别中具有较高权重，模型可能利用了采集条件与地形类别之间的统计关联。后续将以完整试验路段为单位划分数据，并进一步研究跨工况参数迁移、特征筛选及区间划分对模型性能与可解释性的影响。

参考文献：

[1] BROOKS C A, IAGNEMMA K. Vibration-based terrain classification for planetary exploration rovers[J]. IEEE Transactions on Robotics, 2005, 21(6): 1185-1191.

[2] WEISS C, FRÖHLICH H, ZELL A. Vibration-based terrain classification using support vector machines[C]//2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Beijing: IEEE, 2006: 4429-4434.

[3] DIMASTROGIOVANNI M, CORDES F, REINA G. Terrain estimation for planetary exploration robots[J]. Applied Sciences, 2020, 10(17): 6044.

[4] VALADA A, BURGARD W. Deep spatiotemporal models for robust proprioceptive terrain classification[J]. The International Journal of Robotics Research, 2017, 36(13-14): 1521-1539.

[5] PARK J, MIN K, KIM H, et al. Road surface classification using a deep ensemble network with sensor feature selection[J]. Sensors, 2018, 18(12): 4342.

[6] VULPI F, MILELLA A, MARANI R, et al. Recurrent and convolutional neural networks for deep terrain classification by autonomous robots[J]. Journal of Terramechanics, 2021, 96: 119-131.

[7] SARCEVIC P, CSÍK D, PESTI R, et al. Online outdoor terrain classification algorithm for wheeled mobile robots equipped with inertial and magnetic sensors[J]. Electronics, 2023, 12(15): 3238.

[8] LAROCQUE D, GUIMONT-MARTIN W, DUCLOS D A, et al. Proprioception is all you need: terrain classification for boreal forests[C]//2024 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Abu Dhabi: IEEE, 2024: 11686-11693.

[9] PORĘBSKI S. Evaluation of fuzzy membership functions for linguistic rule-based classifier focused on explainability, interpretability and reliability[J]. Expert Systems with Applications, 2022, 199: 117116.

[10] VASILAKAKIS M D, IAKOVIDIS D K. Fuzzy similarity phrases for interpretable data classification[J]. Information Sciences, 2023, 624: 881-907.

[11] KINGMA D P, BA J. Adam: A method for stochastic optimization[C]//International Conference on Learning Representations. 2015.

越野车辆“一带一路”国家认证实践与路径优化

韩飞，黄焰，陈莉，骆伟，高志远

东风越野车有限公司

摘　要：本文深入探讨中型柴油机越野车海外认证策略与实践，分析“一带一路”目标市场法规标准，阐述认证流程规划，分享成功案例经验，旨在为国内车企提供海外认证参考，助力其产品顺利进入国际市场，提升国际竞争力。

关键词：柴油机越野车；海外认证；策略；实践

引言

随着全球化进程加速，中国汽车产业积极拓展海外市场，柴油机越野车凭借强大越野性能和载重能力，在全球市场尤其是“一带一路”市场需求旺盛。然而，不同国家和地区严苛认证体系成为产品进入海外市场主要障碍，海外法规认证策划对车企至关重要。

1 海外认证及政策法规简介

1.1 全球主流法规认证体系概况

世界各国为了适用本国/地区汽车安全、环保、防盗等需要，相继建立了符合本国/地区的汽车产品认证制度。比较有特点的是：以欧盟的型式批准制度（E/e-mark 认证）、美国的自我认证&强制召回制度（DOT/EPA）。欧洲是以型式批准制度来管理机动车辆的，汽车型式批准就是确认新设计产品的样品符合专门的性能标准，产品的技术条件将登记在案，作为型式批准的唯一技术条件，依据标准为 UN/ECE 法规、EC/EEC 指令。UN/ECE 法规以 WP.29 的技术条件要求（ECE Regulation）为依据的体系，主要针对车辆系统和零部件、整车，根据 ECE 法规进行检测和工厂审查经批准后可使用 E-mark。EC/EEC 指令以欧盟指令为依据主要针对整车车辆系统和零部件的批准体系，根据 EC 指令进行检测和工厂审查，经型式批准后可使用 e-mark。1993 欧共体变成欧盟，之后的 EEC 指令逐渐改称为 EC。美国汽车市场产品准入采用自我认证监管模式，各州政府单独管理，采取严格事后监管，对不符合法律法规要求的实行严格召回制度。全国公路交通安全管理局（NHTSA）专门进行法规的制定和实施，安全认证采用 DOT 认证制度，要求制造商自行认证其产品符合 FMVSS 要求，环保认证由美国环境保护署(EPA)根据《清洁空气法》的授权来实施，其认证模式由政府进行型式认可逐步转变为自我声明方式。同 DOT 认证一样，采取事后抽查监督。

“一带一路”国家中，意大利、希腊、葡萄牙等欧盟国家适用欧盟 WVTA 认证， 其余较为完善的还包括欧亚经济联盟的 EAC（GOST）、海湾的 GCC 认证、伊朗的 ISIRI、南非的 SABS、泰国的 TISI、智利的 3CV、巴西的 LVCM 和 CAT 等。

1.2 型式认证基本流程

作为型式认证的代表欧盟 E/e-mark 是国际影响力最大认证体系，作为欧盟成员国的强制法规，并部分适用于独联体、海湾地区、拉丁美洲、东南亚等区域。EAC、GCC、ADR 认证等都是以欧标作为基础，额外增加一些当地的法规标准，采用型式认证的各国认证流程也都大同小异，图 1 以 EMARK 认证流程示例。

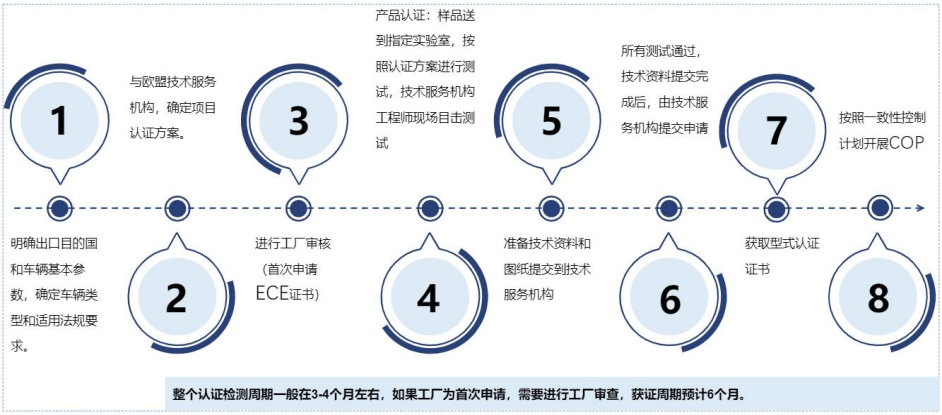


图 1　EMARK 认证流程示

1.3 海外车型认证难点

1.3.1 认证要求

国际法规升级频繁，欧 7 排放法规 2024 年发布，UNR 法规目前已更新至第 178 条。频繁的更替对于法规研究、产品设计开发带来较大挑战，另外法规信息获取较为困难。

在车型企划阶段，认证部门需要对目标市场准入制度流程及未来法规发展趋势进行充分研究，提前布局和规划，尽可能的多利用认证互认以覆盖更多市场。

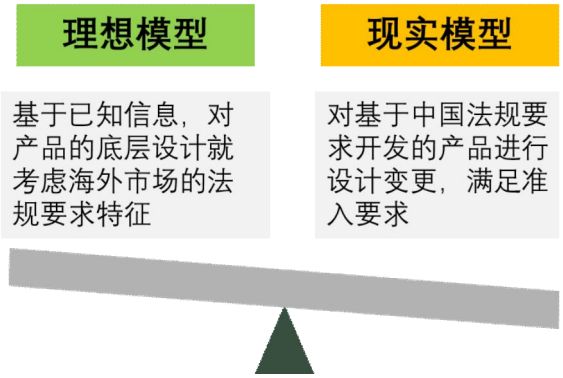


图 2　海外认证理想模型 VS 现实模型

1.3.2 合规要求

汽车产品对消费者安全的重要性，世界绝大部分国家/地区对车辆产品准入都有专门要求。车辆由多种系统构成，因此亦须注意各系统涉及主体的法规要求。对于消费者相关的一般要求也需参考。

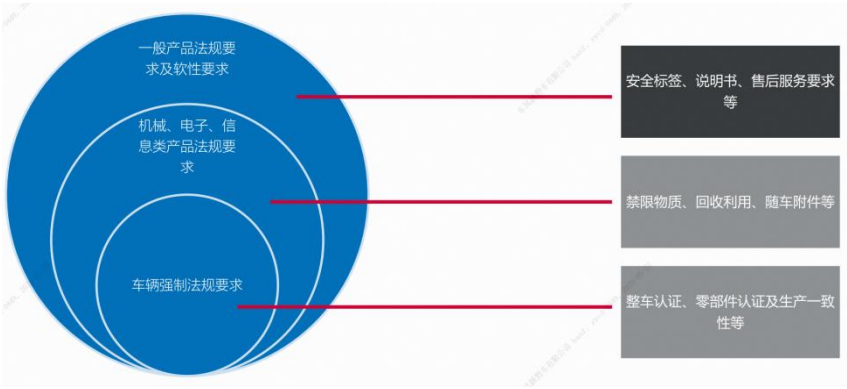


图 3　海外合规要求构成

2 越野车辆技术和法规特点

2.1 越野车技术特点

车重较大，通常采用非承载式车身结构，这种结构具有较高的刚性和强度，能够有效保护车辆在崎岖路面上行驶时的车身完整性，容易满足驾驶室乘员保护的各项法规。底盘通常采用加厚的钢板制成，以增加抗扭强度和保护底盘部件。

配备大排量、高扭矩的发动机，以提供足够的动力来应对各种复杂路况。配备具有较好抓地性的轮胎，以确保在泥泞、湿滑和崎岖路面上的行驶稳定性。这些特点从环保和燃油经济性等法规考虑均是不利的。

2.2 越野车法规特点

根据 GB/T 3730.1-2022 和 EU 2018/858 关于越野车（G 类）要求所有车轮设计为同时驱动或同时具有如下各项技术特性，以 N2 类车为例:

至少有一个前轴和至少有一个后轴能够同时驱动（包括一个驱动轴可以脱开的车辆）

至少有一个差速锁止机构或至少有一个类似作用的机构

车辆最大设计总质量状态下，单车计算爬坡度至少为 25%

满足以下六项要求中的至少五项

（Ⅰ）接近角至少 25°

（Ⅱ）离去角至少 25°

（Ⅲ）纵向通过角至少 25°

（Ⅳ）前轴离地间隙至少 250 mm

（Ⅴ）轴间离地间隙至少 300 mm

（Ⅵ）后轴离地间隙至少 250 mm

此外各国针对越野车还有一些特殊法规、条款，比如全球多国颁布柴油机非道路排放法规。UNR 法规中前下部防护、防飞溅等豁免、车外噪声限值放宽 1-2dB(A)。沙特 SASO 法规中侧防护、后防护、反光贴等中重型客货多用途越野车豁免。

3 海外法规认证基础数据库搭建

3.1 基础数据库架构

基础数据库建设目的是完成汽车国外法规数据库及海外认证相关数据库的编制、更新、完善工作。结合整车认证工作，研读并熟知国外法规，为各设计部门提供法规支持。以数据库为依据，能独立完成产品文件及认证试验问题报告的评审工作。

3.1.1 法规文本数据库

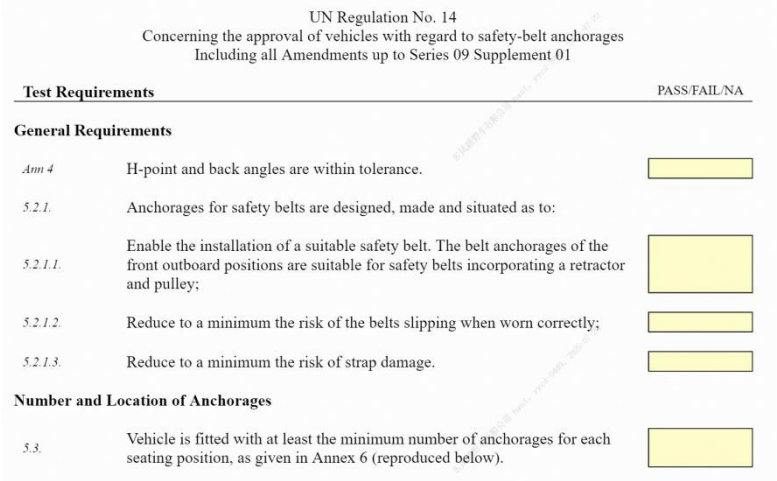
表 1　法规文本数据库统计

序号	法规名称	子类	法规数量	收集情况
1		联合国法规 UNR	178	部分
2		全球技术法规 GTR	24	24
3	欧洲联盟汽车技术指令 EU	欧盟整车型式批准框架性法规	2	2
		欧盟自身汽车技术法规/指令	33	部分
		欧盟汽车单项技术法规/指令	55	部分
4	美国联邦汽车	汽车安全技术法规 FMVSS	74	部分

	技术法规	美国联邦法规 CFR-汽车	176	部分
		加州技术法规集 CCR-汽车	17	17
...	...	....	...	...

3.1.2 法规考核项数据库

保证在产品冻结生产准备两个阶段开展法规校核，细化校核方案，针对每项法规编制法规校核表，要求开发专业进行逐条的校核，提升校核全面性和准确性。



UN Regulation No. 14
Concerning the approval of vehicles with regard to safety-belt anchorages
Including all Amendments up to Series 09 Supplement 01

Test Requirements		PASS/FAIL/NA
General Requirements		
Ann 4	H-point and back angles are within tolerance.	
5.2.1.	Anchorages for safety belts are designed, made and situated as to:	
5.2.1.1.	Enable the installation of a suitable safety belt. The belt anchorages of the front outboard positions are suitable for safety belts incorporating a retractor and pulley;	
5.2.1.2.	Reduce to a minimum the risk of the belts slipping when worn correctly;	
5.2.1.3.	Reduce to a minimum the risk of strap damage.	
Number and Location of Anchorages		
5.3.	Vehicle is fitted with at least the minimum number of anchorages for each seating position, as given in Annex 6 (reproduced below).	

图 4　法规符合性点检表示例

3.1.3 牌照尺寸数据库

各国关于牌照板安装的要求呈现多样化的特点，且与中国标准有所不同，如中国前牌照板尺寸为 440mm*140mm，海外市场要求可达 550mm*260mm。



图 5　全球牌照板尺寸图示

3.1.4 右舵市场国家数据库

出口全球需要考量各国的驾驶习惯，如果制造商需要进入例如泰国、马来西亚等东南亚市场，那么就需要开发与中国（左舵）相反的右舵车型才能满足市场要求。

日本
英国，爱尔兰，塞浦路斯，马耳他
印度
新加坡，中国香港，中国澳门，澳大利亚，新西兰
马来西亚，泰国，印度尼西亚，文莱
南非
肯尼亚，格林纳达，马拉维，尼泊尔，海峡群岛，莫桑比克，斯里兰卡，开曼群岛，纳米比亚，科科斯岛，坦桑尼亚，库克群岛，塞舌尔，诺福克岛，乌干达，不丹，诺鲁，赞比亚，斐济，皮特克恩岛，博茨瓦纳，基里巴斯，津巴布韦，孟加拉国，莱索托，巴基斯坦，斯威士兰，毛里求斯，曼岛，圣诞岛，苏里南，圭亚那，牙买加，巴哈马，圣卢西亚...

图 6.右舵市场国家汇总

3.1.5 认证互认数据库

许多国家和地区已形成比较完善的共同体市场，这一点对企业进行国际市场和贸易的工作非常重要，所谓共同体市场就意味着在这个共同体内，所有的国家必须遵循共同的法律法规和制度规则，企业进入这样的共同体市场就比较便利，只要经过一次准入认证和批准就可以进入该共同体内所有国家的市场。如联合国 1958 年协定、欧盟汽车技术指令、海湾合作组织（GCC）、北美自由贸易协定-美加汽车双边互认、欧亚经济联盟-俄白哈、亚美尼亚、吉尔吉斯斯坦、东盟汽车多边互认。

3.1.6 燃油品质&排放阶段数据库

全球柴油车排放法规均呈现不断升级且日益趋严的特点。同时各国根据自身情况制定了不同标准，覆盖欧三到欧六，出口低排放国家需应对多样化排放及燃油品质差异

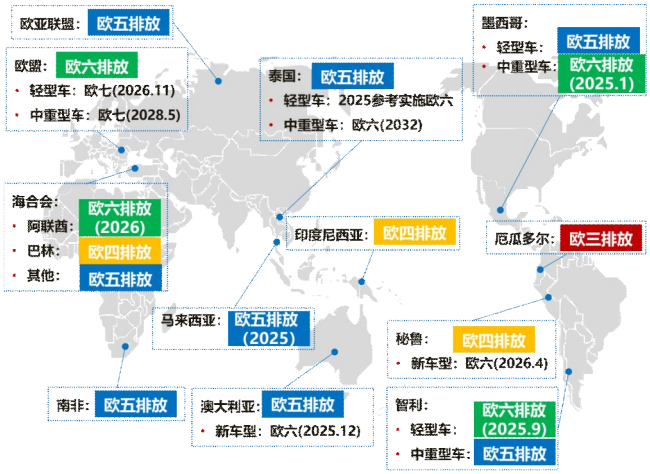


图 7　全球主要国家排放阶段及趋势

3.2 法规比对分析

汽车产品海外法规与国内法规比对分析是一项复杂但至关重要的工作，法规更新后，也需要开展新旧法规内容比对，突出变化点。实施步骤如下：



图 8　法规比对分析实施步骤

3.2.1 明确比对目标和范围

（1）确定目标市场：明确汽车产品计划进入的海外目标市场国家或地区，如欧盟、美国、日本、东盟等，以便有针对性地收集和比对相关法规。

（2）界定比对范围：确定需要比对的法规领域，如汽车安全、排放、环保、节能、质量、噪音等方面的技术法规、标准和认证要求。

3.2.2 收集法规资料

（1）国内法规收集：从国家相关部委网站（如工业和信息化部、生态环境部、市场监管总局等）、行业协会、标准化组织等渠道收集国内汽车产品的法规、标准和认证要求。

（2）海外法规收集：通过目标国家或地区的政府部门网站（如美国交通部、欧盟委员会、日本国土交通省等）、国际组织（如联合国经济委员会、国际标准化组织等）、专业咨询机构、行业协会等渠道获取海外汽车产品的法规、标准和认证要求。

（3）法规动态更新控制：根据 RWD-COP 要求，明确标书法规的查询更新频次不低于半年一次。新的版本法规的解读、产品切换等都需要一定的时间响应，从实践或风险把控角度，以月度查询为宜。

3.2.3 整理和分类法规

（1）按法规领域分类：将收集到的国内外法规资料按照不同的法规领域进行分类整理，如安全法规、排放法规、环保法规等，以便进行针对性的比对分析。

（2）按法规层级分类：根据法规的层级和效力，将法规分为国家强制性标准、行业标准、企业标准等，以便了解不同层级法规的要求和适用范围。

3.2.4 比对法规内容、形成对比分析报告

对比国内外法规中涉及的关键技术指标，如排放限值、安全性能要求、噪音标准等，找出差异和相同点。形成海外法规与国标对照表、单项法规对比分析报告。

序号	ECE 编号	采用版本	对应的国标编号	名称
1	ECE R18	03 系列第 4 修订版	GB15740-2006	汽车防盗装置
2	ECE R28	00 系列第 6 修订版	GB15742-2019	机动车用喇叭的性能及试验方法
3	ECE R46	05 系列原始版本	GB15084-2022	机动车辆 间接视野装置性能和安装要求
4	ECE R121	01 系列第 6 修订版	GB4094-2016	汽车操纵件、指示器及信号装置的标志

图 9　ECE 法规与国标对照表



防盗装置 中欧法规对比分析报告

编号：_____
版本：_____

法规 / 内容		国标		UN Regulation		比对分析
法规基本信息	法规名称	汽车防盗装置		关于防盗保护方面批准机动车辆的统一规定		
	法规编号	GB 15740-2006		UN R18		
	版本信息	2006		Rev.3 - Amend.4 Suppl.4 to 03 series		Amend.4号 Amend.3相比，只插入新的第1.3.款，对比对结果无影响。 1.3内容如下： "1.3. 根据关于未经授权使用的第161号法规的规定取得认证的车辆，认为满足本法规的要求。"
	实施要求	已实施		已实施		
对比结果简述		国标的法规包含适用于M1和N1类别车辆的内容，除此之外国标中不含作用在制动系统的防盗装置。其他内容均一致。				
法规项目		章节	法规内容	章节	法规内容	
适用范围		1	本标准适用于M类和N类汽车的防盗装置。	1	本法规适用于除M1和N1类车辆以外的至少有3个车轮的车辆，如其安装有本法规所涉及的防盗装置。	欧标不适用于M1N1类车辆
同一型式判定		2.1.	在下列主要方面没有差异的车辆： 2.1.1 制造厂对车辆型式的描述； 2.1.2 起防盗装置作用的车辆部件的布置和设计； 2.1.3 防盗装置型式。	2.2.	"车型"指在下面的主要方面没有差别的M2、M3、N2 和N3 类车辆。 2.2.1 制造厂对车辆型式的描述； 2.2.2 在车辆防盗装置上的车辆部件或零件的布置和设计； 2.2.3 防盗装置的类型	相同
	防盗装置	2.2.	设计用来防止非法将发动机或车辆其他的主要动力源正常起动的系统与至少下面所列系统之一共同组成的装置： a) 转向机构锁止系统 b) 传动系锁止系统 c) 换挡机构锁止系统。	2.3.	"防盗装置"指设计用来防止非法将发动机或车辆其他的主要动力源正常起动的系统与至少下面所列系统之一共同组成的装置： - 转向机构锁止系统； - 传动系锁止系统； - 换档机构控制。 - 制动锁止控制	国标不包括制动锁止装置

图 10　单项法规对比分析报告示例

法规对比工作量庞大，建议利用专业工具和资源：

（1）法规比对工具：使用一些 AI 程序如 KIMI、DEEPSEEK 等，可以快速、准确地进行法规比对，提高工作效率。

（2）专业咨询机构：借助专业咨询机构的力量，获取专业的法规比对分析服务和培训，帮助企

业更好地理解和应对法规差异。

4 “猛士牌”中型柴油机越野车“一带一路”国家认证实践

4.1 车型简介

某“猛士牌”中型柴油机越野车国内市场已完成公告认证，计划开发海外车型，设计为左舵，目标市场为“一带一路”国家，包括俄罗斯、沙特、墨西哥及厄瓜多尔等拉美国家。

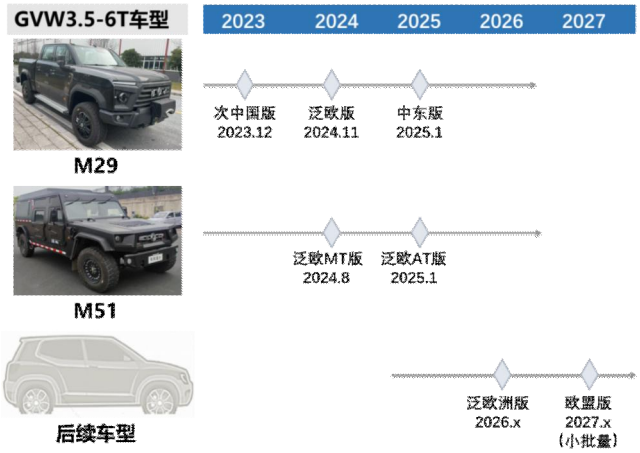


图 11 “猛士牌”中型越野车认证计划

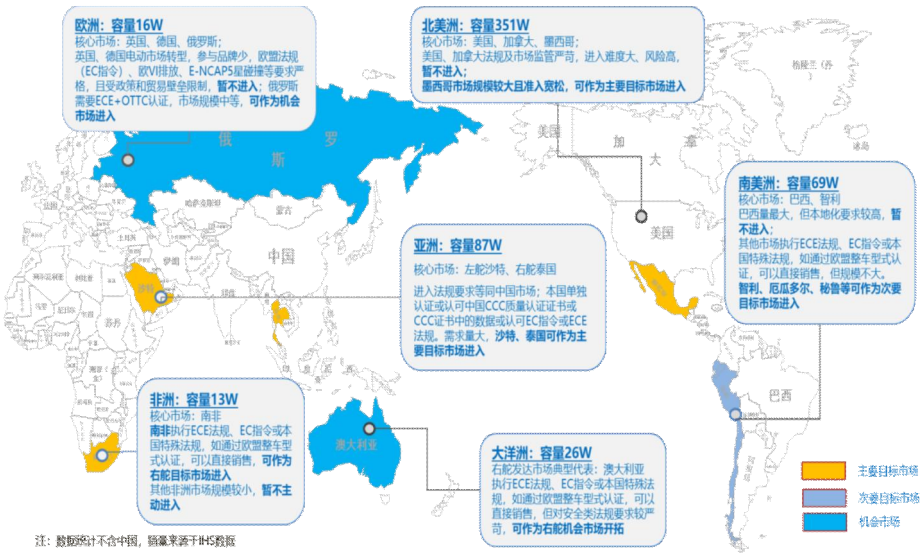


图 12 “猛士牌”中型越野车目标市场

4.2 目标市场认证体系及法规清单

泛欧版以俄罗斯和墨西哥法规要求为基础，覆盖中南美和欧亚联盟其他次中国版国家，其中墨西哥法规体系为 UNR+NOM，俄罗斯法规体系为 UNR+OTTC，UNR 认证由我司在国内完成，目标市场属地认证由进口商在属地完成。

中东版以沙特法规要求为基础，沙特法规体系为 GCC+SASO，GCC 大部分标准可以通过国内试验报告转报告，由我司及我司供应商实施认证。海湾 7 国型式互认且差异法规项较少，可兼顾各市场差异要求。

表 2 “猛士牌”柴油机越野车国内认证清单

序号	项目	法规
1	EMC_电磁兼容性	ECE R10
2	制动	ECE R13
3	安全带固定点	ECE R14
4	安全带和约束系统	ECE R16
5	座椅	ECE R17
6	防盗装置	ECE R18
7	发动机烟度安装	ECE R24
8	声报警装置	ECE R28
9	驾驶室强度	ECE R29
10	油箱安全	ECE R34
11	车速表	ECE R39
12	安全玻璃	ECE R43
13	间接视野装置	ECE R46
14	灯具安装	ECE R48
15	发动机排气安装	ECE R49
16	噪声	ECE R51
17	后下部防护	ECE R58
18	商用车驾驶室外凸	ECE R61
19	侧防护	ECE R73
20	转向装置	ECE R79
21	操纵件指示器	ECE R121
22	加热系统	ECE R122
23	ISOFIX	ECE R145
24	GCC	GSO42:2015 etc.

表 3 “猛士牌”柴油机越野车部件认证清单

序号	项目	法规
1	安全带和约束系统	UN R16
2	油箱安全	UN R34
3	安全玻璃	UN R43
4	间接视野装置	UN R46
5	声报警装置	UN R28
6	ABS/ESC/TPMS/发动机	UN R10
7	光信号装置（后雾灯、位置灯、示廓灯、制动灯、高位制动灯、倒车灯、转向灯、昼行灯、侧标志灯等小灯）	UN R148
8	道路照明装置（前照灯 - 常规光源、前照灯 - LED 光源、前雾灯）	UN R149
9	回复反射装置（含反光标识）	UN R150
10	发动机排放	UN R24/UN R49
11	发动机功率	UN R85
12	商用车轮胎	UN R54
13	轮胎滚动噪音	UNR117
14	轮胎 GCC 认证	GSO42:2015, 645:2005, 646:1996, 647:1996, GSO ECE 117:2016
15	轮胎 SASO 认证	SASO 2857:2016
16	蓄电池	GSO34:2007,35:2007
17	散热器	GSO135:2007,136:2007
18	DAB+	SASO/FDS/31597:2019,UAE.S 5021:2018,GSO 2693:2022，2014/53/EU，2014/30/EU

表 4　“猛士牌”柴油机越野车属地认证清单

序号	法规号	法规名称	适用国家	类型	是否强制
1	TP TC 018/2011	关于轮式车辆的安全性	OTTC 认证通用法规	整车法规	强制
2	NOM-194-SE-2021	新车基本安全装置	墨西哥法规	整车法规	强制
3	NOM-050-SCFI-1994	一般产品法规	墨西哥法规	整车法规	强制
4	NOM-EM-167-SEMARNAT-2016	部分墨西哥城市排放要求	墨西哥法规	整车法规	强制
5	NOM-044-SEMARNAT-2017	重型车(柴油)排放(大于 3857 kg)	墨西哥法规	整车法规	强制
6	NOM-045-SEMARNAT-2006	柴油车烟度排放	墨西哥法规	整车法规	强制
7	NOM-079-SEMARNAT-1994	噪声限值	墨西哥法规	整车法规	强制
8	NOM-080-SEMARNAT-1994	噪声	墨西哥法规	整车法规	强制
9	NOM-167-SEMARNAT-2017	车辆排放等级	墨西哥法规	整车法规	强制
10	PROY-NOM-001-SEGOB2-2018	汽车 VIN	墨西哥法规	整车法规	强制
11	NMX-CH-074-1993-SCFI	车速表，里程表	墨西哥法规	整车法规	推荐
12	NMX-D-139-SCFI-2000	警告装置和测试方法	墨西哥法规	整车法规	推荐
14	NMX-D-227-SCFI-2000	灭火器	墨西哥法规	整车法规	推荐
15	NOM-012-SCT-2-2017	车辆尺寸和质量	墨西哥法规	整车法规	强制
16	NOM-068-SCT-2-2014	道路运输在全国范围内在普通交通道路上允许的车辆道路适宜性和安全要求	墨西哥法规	整车法规	强制

4.3 基础车型开发

基础车型开发策略可以覆盖目标市场大多数需求、经初步评估可节约大量费用(约 60%)和周期(约 40%)。

4.3.1 基础车型设计

识别目标市场各国法规体系以 UNR 法规+属地特殊法规为主。以 UNR 法规(含等效法规)为基础开展海外基础车型设计，依据属地特殊法规和燃油品质开展法规适应性设计。

	主要目标市场				次要目标市场		机会市场	
国家	墨西哥	沙特	泰国	南非	智利	厄瓜多尔	俄罗斯	澳大利亚
型式认证	型式认证	型式认证	型式认证	型式认证	型式认证	型式认证	型式认证	型式认证
准入体系	NOM认证	GCC认证+SASO认证	DLT（整车）+TISI（排放、备件）	SABS认证	3CV认证	-	EAC认证	ADR认证
持证方	属地进口商	制造商	属地进口商	属地进口商	属地进口商、制造商	属地进口商、制造商	属地进口商	属地进口商、制造商
准入互认	-	海合会[a]互认	-	-	-	-	欧亚联盟[b]互认	-
法规清单	NOM	GSO+SASO	TIS+ECE	SANS	Decreto	UNR	GOST	ADR
法规认可	认可UNR和FMVSS	部分认可GB、UNR	部分认可UNR(58协定国)、东盟5国[c]互认	部分认可UNR(58协定国)	部分认可UNR、FMVSS、GB	认可GB、UNR	部分认可UNR(58协定国)	部分认可UNR(58协定国)
左右舵	左舵	左舵	右舵	右舵	左舵	左舵	左舵	右舵
排放等级	轻型车欧5排放，重型车欧6排放	欧5排放	欧5排放。轻型车2025参考实施欧6,中重型车欧6(2032)	欧5排放	轻型车欧6（2025.9），中重型车欧5。	欧3排放	欧5排放	欧5排放，新车型欧6（2025.12）

海合会[a]：阿联酋、阿曼、巴林、卡塔尔、科威特、沙特、也门　　东盟5国[c]：马来西亚、新加坡、泰国、越南、缅甸
欧亚联盟[b]：俄罗斯、白俄罗斯、哈萨克斯坦、吉尔吉斯斯坦、亚美尼亚

图 13　目标市场法规认证体系概况

4.3.2 外文化开发

所有的标签以及显示设备文字必须外文化，使用手册根据出口目标市场分类翻译为英文、西班牙文、法文、俄文、阿拉伯文。

4.3.3 平台化整车参数定义

EMARK 认证允许车型参数申报区间值，在 TVV 判定范围内设定认证参数，如质量，前悬、后悬等参数采用区间参数，再依据标准要求选用边界参数实施认证试验。

Variant	Weight of the vehicle with bodywork in running order (with driver)	Distribution of this weight mong the axle		Technically permissible maximum laden weight	Distribution of this weight among the axle		Technically permissible maximum weight on each axle	
		Front	Rear		Front	Rear	Front	Rear
	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)
EQ2068FYY6J	3750～3950	2420～2500	1450～1330	5900	2550～2800	3100～3350	2800	3400
EQ2068HYY6J	3890～4090	2500～2600	1490～1390	5900	2550～2800	3100～3350	2800	3400
EQ2068HYY6D	4100～4315	2550～2682	1633～1550	5690	2400～2542	3148～3290	2800	3400

图 14　平台化整车参数设定

4.3.4 基于法规的模块化设计

适用目标市场不同牌照尺寸开展通用牌照空间设计，牌照的安装孔位、固定方式及牌照灯开展模块化设计。适用不同油品或排放标准，不同法规配置要求，在发动机系统、灯具等关键总成上基于法规开展模块化设计，包括预留标准化接口，提升兼容性和可扩展性。

4.4 认证推进计划及风险管理、认证结果

整个市场准入涉及产品认证、体系认证、其他合规要求等，需要多部门协同运转(含进口商、TS、供应商)，国内海外重复项目合并考虑，各领域工作融合、短周期并行开展，高效完成市场准入。包括产品认证计划及风险管控和体系认证计划及风险管控

	项目	最新版本	风险判断	最低版本	风险判断	应对策略
1	EMC_电磁兼容性	R10.06	无风险	R10.03	无风险	
2	制动	R13.11	无风险	R13.11	无风险	
3	安全带固定点	R14.09	无风险	R14.07	无风险	
4	安全带和约束系统	R16.08	有风险	R16.06	无风险	风险项：第一排座椅要求安装未系提醒。（中间座椅无） 应对：标准降版应对
5	座椅	R17.09	无风险	R17.08	无风险	
6	防盗装置	R18.03	无风险	R18.02	无风险	
7	发动机烟度安装	R24.03	无风险	R24.03	无风险	
8	声报警装置	R28.00	无风险	R28.00	无风险	
9	驾驶室强度	R29.03	无风险	R29.02	无风险	
10	油箱安全	R34.03	无风险	R34.02	无风险	
11	车速表	R39.01	无风险	R39.00	无风险	
12	安全玻璃	R43.01	无风险	R43.00	无风险	
13	间接视野装置	R46.05	无风险	R46.02	无风险	
14	灯具安装	R48.08	有风险	R48.06	无风险	风险项：紧急制动新号,日行灯电路连接法规达成风险 应对：标准降版应对
15	发动机排气安装	R49.07	无风险	R49.05	无风险	
16	噪声	R51.03 二阶段	无风险	R51.02	无风险	
17	后下部防护	R58.03	有风险	R58.02	无风险	风险项：ECE法规载荷远大于国内要求 应对策略：需对后下防护进行更新，法规降版应对
18	商用车驾驶室外凸	R61.00	有风险	R61.00	无风险	“猛士”字符达成风险 应对措施：临时方案去标，长期方案待确认
19	侧防护	R73.01	无风险	R73.00	无风险	
20	转向装置	R79.03	无风险	R79.01	无风险	
21	操纵件指示器	R121.01	无风险	R121.00	无风险	
22	加热系统	R122.00	无风险	R122.00	无风险	

图 15　认证风险管控表



图 16　认证推进计划

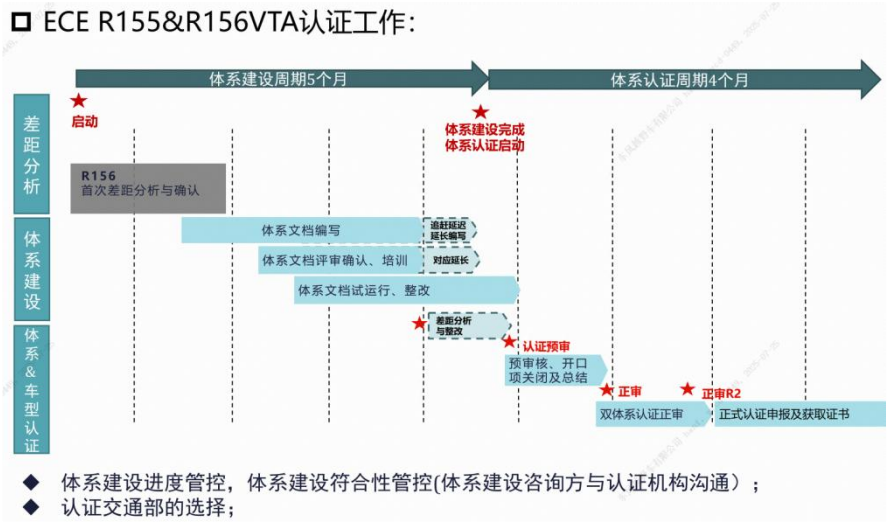


图 17　R155&R156 体系认证推进计划

认证结果：获得中南美（墨西哥、厄瓜多尔等）、中东（沙特、阿联酋）、欧亚联盟（俄罗斯、哈萨克斯坦）等认证证书，车辆成功出海。

5 总结

5.1 论文总结

本论文旨在研究公司中型柴油机越野车出口一带一路国家“一次认证、全球通行”的解决方案，采用“数据库搭建-基础车型定义-本地化车型认证”三步法，最终实现公司民用产品首次出海。提出“基于法规平台化、模块化设计”方案，避免“补丁式”整改。提出“产品认证+体系认证+合规要求”多线并行的全球认证路线，解决传统“逐国适配”周期长、费用高的问题。

5.2 不足及展望

基础数据库暂未实现信息化，未来将在实现信息化的基础上，融合 AI 智能化功能，一键输出最优认证包。两条认证“高线”：型式认证（欧盟 WVTA 认证，项目预研)和自我认证（北美，未纳入一带一路国家）现阶段研究不充分，未来将对欧盟、美加、中国、海湾、巴西五大法规做差异矩阵分析，可覆盖 90%全球市场。

越野车电动化的技术挑战与路径选择

胡淑慧

东风越野车有限公司，湖北省武汉市，430056，hushuhui@dfmc.com.cn

摘　要：越野车曾被视为燃油动力"最后的堡垒"，2025 年中国硬派越野车市场新能源渗透率已突破 41%，电动化正重塑该细分赛道。本文基于"场景特征-技术矛盾-路径选择-产业实践"框架，划分四类越野场景，从热力学等四维度量化电机堵转热保护、电池防护、续航耦合、电四驱脱困四大核心矛盾，提出分场景差异化技术路径。结合东风猛士、比亚迪等头部企业量产数据验证，结果表明：混动路线是当前兼顾越野性能与实用性的最优解，纯电路线需突破热管理与续航瓶颈，分布式电驱为极限越野未来方向。

关键词：越野车；电动化；堵转热保护；电四驱；电池底盘一体化

Technical Challenges and Pathway Selection for Electrification of Off-Road Vehicles

HU Shuhui

Dongfeng Off-Road Vehicle Co., Ltd., Wuhan 430056, China, hushuhui@dfmc.com.cn

Abstract: Once regarded as the final stronghold of internal combustion engines, China's hard-core off-road vehicle segment saw new energy penetration exceed 41% in 2025, with electrification reshaping the niche market. Based on the framework of "scenario characterization-technical contradiction-pathway selection-industrial practice", this paper classifies four off-road scenarios, quantifies four core technical contradictions including motor stall thermal protection, battery chassis protection, endurance-energy consumption coupling and electric 4WD escape capability from four dimensions, and proposes differentiated electrification pathways verified by mass production data from leading enterprises such as Dongfeng Mengshi and BYD. Results show that hybrid architecture is currently the optimal solution balancing off-road performance and practicality, pure electric routes need to break through thermal management and endurance bottlenecks, and distributed drive systems represent the future direction for extreme off-road applications.

Keywords: off-road vehicle; electrification; motor stall protection; electric four-wheel drive; cell-to-chassis

0 引言

越野车市场正在经历前所未有的电动化变革。2025 年中国硬派越野 SUV 市场规模五年间从 1058 亿元增长至 2235 亿元，其中新能源车型渗透率已超过 41%，自主品牌市占率突破 68%。方程豹品牌 2025 年销量达 23.5 万辆，同比增长 316%；坦克品牌年销 23.3 万辆；北京越野 BJ40 增程版上市一年收获 5.3 万用户；东风猛士销量同比增长 387%。越野车已从燃油时代的"小众玩具"转变为电动化时代的"增量蓝海"。

然而，越野场景对动力系统的严苛要求远高于城市乘用车：岩石攀爬工况下电机需持续输出峰值扭矩且转速趋近于零，沙漠冲坡工况下电池放电倍率可达 5C 以上，涉水穿越工况下底盘防护需承受 1MPa 以上的瞬时冲击压力。传统城市乘用车电动化技术路线无法直接迁移至越野场景，亟需针对越野特殊工况开展系统性技术研究。坦克品牌技术负责人曾明确指出："新能源越野必须是具备纯

正越野能力的新能源车，而非牺牲越野性能拼凑出来的产品"[1]。

现有研究多聚焦城市工况下的三电系统优化，针对越野极端工况的电动化技术矛盾分析尚不充分。文献[2]分析了电动越野车的电机堵转问题，但未提出工程化的热管理解决方案；文献[3]探讨了DMO 混动越野平台的技术架构，但未量化越野工况下的能耗与续航衰减规律。近期，以东风猛士、一汽解放、陕汽、北汽越野为代表的头部企业加快了越野车电动化的研发布局，其量产车型的实测数据为弥补上述研究空白提供了宝贵的实证基础。本文的核心贡献在于：一是构建了越野车电动化的"场景-矛盾-路径"分析框架；二是量化了电机堵转、续航衰减、电池安全等核心矛盾的物理边界；三是结合头部企业的产业化实践，提出了分场景的差异化技术路径选择方案。

1 越野车分类与电动化需求差异

越野场景的强度跨度极大，从城市通勤到极限攀爬对电动化技术的需求存在本质差异。本文基于越野强度、使用频率和环境特征，将越野车划分为四类，其场景特征与电动化需求对比如表 1 所示。

表 1　不同类型越野车场景特征与电动化需求对比

分类	典型车型	越野场景特征	核心电动化要求	2025 年渗透率
极限越野型	东风猛士 917、仰望 U8	岩石攀爬、沙漠冲坡、涉水>800mm	超高扭矩、热管理≥15kW、IP68 防护	15.3%
长途穿越型	BJ60 雷霆、豹 5、坦克 500 Hi4-T	戈壁/无人区，日均 300—600km	综合续航≥1000km、亏电油耗≤8L/100km	44.7%
城市越野型	BJ40 增程、哈弗猛龙	90%城市路+10%轻非铺装路	纯电续航≥100km、电耗≤18kWh/100km	54.9%
军用电越野型	猛士三代军版、陕汽全地形车	静音侦查、防爆防弹、全温域	红外隐身、电磁兼容、-40—65℃适应	<5%

由表 1 可知，城市越野型因补能便利、场景轻度，电动化渗透率最高，是当前市场放量主力；长途穿越型对续航与能耗最为敏感，增程/插混是当前最优解；极限越野型对动力系统极限性能要求最高，技术矛盾最尖锐；军用电越野型则对可靠性、隐身性、极端环境适应性要求达到极致。头部企业已开始精准布局：东风猛士基于 MTECH 智能越野架构推出增程与纯电双版本；北汽越野发布"魔核电驱"平台覆盖 BJ30/BJ40/BJ60 三款车型；陕汽通力依托军车技术开发全地形电动越野车；一汽解放则推出基于越野底盘的解放·雪鹰新能源越野房车。

2 越野车电动化的核心技术矛盾

越野场景的极端工况与电动化系统的物理特性之间存在多重矛盾，本节从热力学、冲击力学、能量管理、多体动力学四个维度进行量化分析。

2.1 电机堵转与热保护矛盾

堵转是越野工况特有的极端工况：当车辆在岩石攀爬、泥地脱困时，车轮转速趋近于零但需输出峰值扭矩，此时电机反电动势近似为零，母线电流急剧上升，电功率全部转化为热损耗。根据电机热平衡方程：

$$Q = \iint_{t_0}^{t_1} [P_{cu}(t) + P_{fe}(t) - P_{cool}(t)]dt \geq Q_{max} \tag{1}$$

式中：Q 为绕组累积热量；I 为定子电流；R 为绕组电阻；P_{cu}、P_{fe}分别为铜损和铁损；P_{cool}为散热功率；Q_{max}为绝缘系统耐受极限。当 Q ≥ Q_{max}时，电机触发热保护停机。

清华大学车辆与运载学院实测数据显示：电四驱系统在持续攀爬 30°以上坡道时，平均 8min 即触发过热保护，而同功率传统机械四驱因冷却液强制循环散热，相同工况下可连续工作 45min[4]。长城汽车在乌兰布统沙漠实测中，三台定位越野的电动 SUV 在连续冲沙时相继因电机过热失速[1]。堵转问题的物理本质在于：电机低速时风扇散热效率与转速成正比，而越野工况恰恰需要"零转速+大

扭矩"的输出特性，散热能力与发热需求形成剪刀差。

当前工程化解决方案包括三类：① 传动比优化：采用 15:1 以上大终传比，使电机工作在高效转速区间，远离堵转区[5]；② 冷却系统强化：采用直喷油冷技术，将散热功率从传统水冷 5kW 提升至 15kW 以上，绕组温升速率降低 60%[3]；③ 机械低速挡引入：如东风猛士 917 集成两挡变速箱，1 挡时将电机负载率从 100%降至 65%，同时扭矩放大 2.5 倍[6]。三类方案的性能对比如表 2 所示。

表 2　电机堵转问题工程化解决方案对比

方案类型	堵转持续时间/min	扭矩放大倍数	系统复杂度	适用场景
大终传比(15:1)	12	1.0	低	城市越野/轻越野
直喷油冷散热	25	1.0	中	长途穿越/中度越野
机械低速挡+油冷	45+	2.5	高	极限越野/军用越野

2.2 电池安全与底盘防护矛盾

越野车底盘频繁遭受岩石撞击、树根剐蹭、涉水浸泡等冲击载荷，而动力电池作为底盘核心部件，其防护能力与轻量化需求存在固有矛盾。根据冲击动力学模型，电池包受到的瞬时冲击力 F 满足：

$$F = mv/\Delta t + k\delta + c\delta \tag{2}$$

式中：m为整车质量；v为撞击瞬时时速；Δt为碰撞作用时间；k为悬架刚度；c为阻尼系数；δ 为悬架变形量；δ为悬架变形速度。当车辆以 20km/h 速度撞击 200mm 高岩石时，电池包承受的冲击力可达 1200J，远超 GB 38031-2020 规定的 500J 安全阈值[7]。

传统硬派越野车的离地间隙通常在 200—300mm，但电池包厚度一般 80—150mm，安装后往往降低离地间隙或突出于底盘平面。比亚迪 DMO 平台采用 CTC 电池底盘一体化技术，将刀片电池嵌入非承载式车身的两根大梁之间，底部布置 3mm 厚高强度装甲板，可抵御 1200J 撞击能量，同时将电池包离地间隙从传统布置的 200mm 提升至 285mm[3]。但该方案使底盘质量增加 185kg，导致整车百公里电耗上升 12%[3]。

电池防护的"安全-重量"权衡关系可表示为：

$$m_{pack} = \rho V + m_{armor} = f(E_{impact}, IP_{rating}) \tag{3}$$

式中：m_{pack}为电池包总质量；ρ为电芯能量密度；V 为电池体积；m_{armor}为装甲质量；E_{impact}为设计撞击能量；IP_{rating}为防护等级。当前工程实践中，IP68 防护等级的电池包质量通常为同电量城市车型的 1.3—1.5 倍，如何在保证安全的前提下降低防护重量，是越野车电动化的核心难点之一。

2.3 续航能耗矛盾

越野工况下的能耗与城市工况存在量级差异，且大电池带来的重量增加会进一步推高能耗，形成"电量-重量-续航"的三角死循环。根据整车能量平衡方程：

$$E_{total} = 1/2mv^2 + \int F_f dx + \int F_g dx + \int F_a dx + E_{aux} \tag{4}$$

式中：E_{total}为总能量；F_f为滚动阻力；F_g为坡度阻力；F_a为空气阻力；E_{aux}为附件能耗。在沙漠冲坡工况下，F_g占比可达总阻力的 60%以上，且随车重线性增长。

极限越野工况下，电机频繁峰值功率输出，百公里电耗可达城市工况的 5-10 倍。实测数据显示，纯电越野车在重度攀爬场景下续航可能仅为城市路况的 10%—20%[8]。以东风猛士 917 纯电版为例，其搭载 142.7kWh 电池包（CLTC 续航 505km），在连续沙漠越野工况下实际续航不足 80km[6]。更严峻的是，越野场景多在"荒郊野外"，补能基础设施几乎为零。

能耗与车重的耦合关系可量化为：

$$\Delta E = k_w \cdot \Delta m \cdot s \tag{5}$$

式中：ΔE为额外能耗；k_w为重量能耗系数（越野工况下 k_w≈0.08kWh/(100km·100kg)）；Δm为电池增重；s为行驶里程。能耗矛盾的核心在于"电量-重量-续航"的三角死循环：大电池增加重量，重量增加导致能耗上升，能耗上升又需要更大电池。若为了提升续航将电池容量从 100kWh 增至 150kWh，电池增重约 280kg，额外增加的能耗会抵消 35%的续航增益，边际效益急剧递减。这也是

纯电路线在长途穿越和极限越野场景中难以普及的根本原因。

2.4 电四驱脱困能力矛盾

经典硬派越野依赖"三把锁"（前/后桥差速锁+中央分动箱）实现单轮着地时的 100%扭矩输出，而纯电四驱因取消机械传动轴，前后桥动力完全解耦，在极端脱困工况下存在固有短板。根据多体动力学模型，单轮着地时的驱动力矩 T 满足：

$$T = T_{ice} + T_{motor} = i_{tc} \cdot (T_{eng} + T_{mg}) \tag{6}$$

式中：T_{ice}为内燃机输出扭矩；T_{motor}为电机输出扭矩；i_{tc}为分动箱传动比；T_{eng}为发动机扭矩；T_{mg}为电机扭矩。在纯电四驱系统中，T_{eng}=0，且T_{mg}受限于电机热保护，持续输出能力弱于内燃机。

当前电四驱脱困能力的提升路径主要有三条：① 电子锁+能量中锁：通过前后电机扭矩独立控制，模拟机械锁止效果，响应速度可达 10ms，但持续输出能力受限；② 分布式轮边电机：如仰望 U8 的易四方平台，四电机独立驱动，单轮扭矩控制精度达 1N·m，但簧下质量增加 45kg，影响操控稳定性[9]；③ 机械锁+电机辅助：如长城 Hi4-T，保留机械分动箱和三把锁，电机仅作为辅助动力源，从根本上规避电驱热衰退风险，是目前极限越野场景下可靠性最高的方案[1]。三类方案的脱困性能对比如表 3 所示。

表 3　电四驱脱困能力方案对比

方案类型	单轮着地扭矩输出率/%	持续工作时间/min	响应速度/ms	适用场景
纯电四驱（电子锁）	80—100	8	10	城市越野/轻越野
分布式轮边电机	100	12	5	极限越野/高端豪华
机械四驱+电机辅助	100	≥15	200	极限越野/军用越野

3 分场景电动化技术路径选择

越野车电动化不能照搬城市乘用车的单一路径，需基于越野强度和场景需求选择差异化技术方案，各类技术路径的对比如表 4 所示。

表 4　越野车电动化技术路径综合对比

技术路径	核心特征	越野优势	越野劣势	适用场景
增程式混动	增程器发电+电机驱动，可选机械四驱	无续航焦虑、长途穿越无忧	馈电时动力受限、结构复杂	长途穿越型、城市越野型
插电混动（并联）	发动机+电机均可直驱，机械四驱	极限脱困可靠、机械锁保底	纯电续航短、城市油耗偏高	极限越野型、军用电越野
纯电路径	大电池+多电机，电四驱	瞬时扭矩大、零排放、低噪音	续航锐减、堵转过热、补能难	城市越野型、封闭场地越野
分布式电驱	轮边/轮毂电机，四轮独立驱动	单轮脱困、原地掉头、极致操控	簧下质量大、散热挑战大	极限越野型、高端豪华越野

3.1 城市越野型优先推广增程式混动

城市越野型用户 90%里程在城市铺装路面，10%为非铺装轻越野，增程式混动是当前最优解。北京越野 BJ60 雷霆搭载前后双电机，系统综合功率 391kW、综合扭矩 625N·m，纯电续航 152km 覆盖日常通勤，满油满电续航超 1200km[8]。北汽"魔核电驱"平台的核心逻辑是：增程器维持 90kW 高效功率输出，即便长时间高速行驶也能维持电量平衡，WLTC 综合油耗仅 1.3L/100km[8]。该方案既享受了电驱的瞬时扭矩优势，又彻底消除了续航焦虑。

3.2 长途穿越型重点推广 DMO 类混动越野平台

长途穿越型越野车需要在无人区、高原、戈壁等极端环境下连续行驶数百公里，对续航、可靠性和能耗提出极高要求。比亚迪 DMO 超级混动越野平台代表了当前最成熟的解决方案。DMO 采用纵置 EHS 电混系统+P1+P3+P4 三电机架构，系统综合功率 505kW，零百加速 4.8s，NEDC 亏电油耗 7.8L/100km，综合续航 1310km[3]。其核心创新在于 CTC 电池底盘一体化：将刀片电池嵌入非承载式车身大梁之间，底盘空间利用率提升 49.7%，车架扭转刚度较传统燃油越野车提升 38%[3]。DMO 平

台首款车型方程豹豹 5 累计交付已突破 10 万台，验证了该路径的市场可行性[10]。

3.3 极限越野型探索分布式电驱路径

极限越野型追求极致的攀爬、脱困与通过能力，分布式电驱是当前最具潜力的技术方向。比亚迪仰望 U8 搭载易四方平台，四台轮边电机独立驱动四个车轮，每台电机峰值功率 220—240kW，系统综合功率超 800kW、扭矩超 1000N·m，可实现原地掉头、单轮脱困、爆胎稳定行驶等功能[9]。东风猛士 917 纯电版同样采用四电机四驱方案，综合功率 800kW（1088 马力）、扭矩 1400N·m，零百加速 4.2s，配备全球首款集成差速锁的两挡变速箱[6]。

3.4 军用电越野型：混动保底+静音机动

军用越野车对电动化有特殊需求：一是静音/红外隐身机动，纯电模式下可实现近乎零噪音和极低红外特征；二是高生存性，防弹、防爆、防电磁脉冲；三是极端环境适应性，-40℃至 46℃全温域。陕汽通力依托军车技术开发的全地形越野车，具有超强越野性、机动性和耐候性，广泛用于地质勘探、森林消防、武警专用、油田作业等领域[12]。东风猛士三代军版已探索"柴油机+电机辅助"的并联混动方案，在 stealth 模式下可纯电低速机动，作战模式下发动机全功率输出，兼顾了隐身性与可靠性[6]。

4 产业落地支撑体系构建

4.1 建立越野场景导向的正向研发体系

摒弃"油改电"逆向模式，针对越野场景开展正向设计。一是开发专用电动越野底盘（如 DMO 的非承载式混动底盘、猛士 MTECH 智能越野架构），预留电池防护空间与越野附件动力接口；二是研发专用热管理系统，针对堵转工况设计直喷油冷+热泵复合散热方案；三是开展全地形标定，覆盖岩石、沙漠、泥泞、涉水、雪地等全场景。东风猛士历经高温、高寒、高原极限环境严苛试验，陕汽通力建成 EPS 钢加工线、激光冲切等先进生产线，为电动越野底盘的正向研发提供了制造基础[6,12]。

4.2 建设越野场景专用补能网络

越野场景的补能逻辑与城市完全不同。一是推广车载对外放电技术（如 DMO 平台支持 6kW V2L 放电+20kW 原地补电+V2V 车对车救援），让越野车队具备"互助补能"能力；二是开发便携式增程发电设备，为野外无基础设施场景提供移动能源；三是在热门越野路线节点（如独库公路、青藏线、阿拉善）布局快充站和换电站。北汽越野在 BJ60 雷霆上配备了 260 度超级电量储备和对外放电功能，可满足露营和应急补能需求[8]。

4.3 完善越野电动化专项标准体系

当前越野车电动化缺乏专项标准。一是越野工况电池安全标准，需定义岩石撞击、涉水深度、翻滚防护等测试工况；二是电机堵转耐久性标准，需规定连续堵转时间、温升上限、热保护恢复时间等量化指标；三是电四驱脱困能力测试方法，需统一单轮着地、交叉轴、馒头包等标准越野工况的通过性评价体系。建议参考 GB 38031-2020 并针对越野场景进行专项加严，建立"越野电动化安全认证"独立标准体系[7]。

4.4 创新商业模式降低全生命周期成本（TCO）

越野车电动化的经济性需从全生命周期考量。一是推广"电池租赁+整车购买"模式，降低初始购置门槛；二是推行越野场景保险创新，针对电池底盘损伤开发专项险种；三是建立越野车残值评估体系，考虑电机/电池衰减对越野性能的影响。北汽越野的"油电双擎"策略（同平台燃油+电动并行）为消费者提供了过渡选择，降低了电动化转型的心理门槛[8]。

5 典型车型案例分析

5.1 方程豹豹 5（DMO 混动平台）

豹 5 作为 DMO 平台首款车型，定位"家用硬派开创者"，2025 年累计交付突破 10 万台，验证了

混动越野平台的市场可行性[10]。其核心技术参数如下：纵置 1.5T 骁云高功率发动机（143kW）+P1+P3+P4 三电机，系统综合功率 505kW，综合扭矩 760N·m；CTC 电池底盘一体化，刀片电池嵌入大梁之间；前双叉臂+后双叉臂独立悬架，兼容云辇-P 智能液压车身控制系统；智能三把锁（前/后电子差速锁+能量中锁），响应速度毫秒级；支持"豹式掉头"（转弯半径 3.4m）和 6kW 对外放电。该案例验证了"混动越野平台+电四驱+电池底盘一体化"技术路线的工程可行性。

5.2 东风猛士 917（分布式电驱）

东风猛士 917 基于 MTECH 猛士智能越野架构打造，提供增程与纯电双版本，代表了"军工基因+电动化"的高端路线。增程版搭载三电机+1.5T 马赫增程器，综合功率 600kW（816 马力）、扭矩 1050N·m，CLTC 纯电续航 200km，综合续航 1026km；纯电版采用四电机四驱，综合功率 800kW（1088 马力）、扭矩 1400N·m，搭载 142.7kWh 电池包，CLTC 续航 505km[6]。越野能力方面，MATS 全地形系统提供 9 种地形模式，标配前/后桥电控差速锁，最大涉水深度 900mm（IP68 级），100%爬坡度，支持蟹行模式。但百万元级豪华电动越野的市场容量相对有限，商业模式仍需进一步探索[6]。

5.3 北汽 BJ60 雷霆（魔核电驱方案）

北汽 BJ60 雷霆定位"世家级豪华电驱 SUV"，搭载"魔核电驱超级驱动方案"，探索了电动越野的"大众化"路径。增程器可维持 90kW 高功率输出，WLTC 综合油耗 1.3L/100km，满油满电续航 1200km+；配备智电四驱+智电机械后锁+智电中锁，11 种 ATS 全域地形覆盖；纯电续航 152km 满足城市通勤，长途穿越无续航焦虑[8]。该方案的核心价值在于"以越野为根基、新能源为放大手段"，不是简单叠加电机，而是重新定义了越野动力架构，以 23—28 万元的售价切入主流消费市场。

5.4 长城 Hi4-T（机械四驱保底方案）

长城坦克品牌选择了与纯电越野不同的技术路线——Hi4-T（油电并联混合四驱），证明了"机械保底+电驱辅助"路线在当下市场的强大生命力。其核心逻辑是：在越野工况下，发动机和 P2 电机通过机械分动箱共同驱动，扭矩输出主要由发动机负责，电机负责调节高效区间；保留非解耦机械四驱结构+三把锁，确保单轮着地时 100%扭矩输出；智能 SOC 策略实现城市/穿越/越野/放电等场景的智能化能量管理[1]。该方案从根本上规避了纯电越野的堵转过热和续航锐减问题，2025 年坦克品牌销量 23.3 万辆，市场份额约 47%[1]。

表 5　头部企业越野车电动化布局横向对比

企业	技术路线	代表车型	核心亮点	市场定位
东风猛士	增程+纯电双线	猛士 917	军工基因、四电机+两挡变速箱	豪华电动越野（60 万+）
比亚迪方程豹	DMO 混动越野平台	豹 5/豹 8	CTC 底盘一体化、云辇-P、豹式掉头	家用硬派（25—50 万）
北汽越野	魔核电驱（增程）	BJ60 雷霆/BJ40 增程	三锁、1200km+续航、高性价比	大众化电驱越野（15—28 万）
长城坦克	插电混动（并联）	坦克 500 Hi4-T	机械三把锁、混动保底、高可靠性	硬派越野（25—40 万）
陕汽通力	纯电+氢燃料	全地形越野车	军车技术、全地形、耐候性	军警/消防/油田特种
一汽解放	增程+越野底盘	解放·雪鹰	全时四驱、三把锁、全气候适应	越野房车/特种穿越

6 结论与展望

1）越野车电动化不能照搬城市乘用车的"一刀切"路径，需基于越野强度与场景特征选择差异化技术方案。城市越野型以增程式混动为主流，长途穿越型以 DMO 类混动越野平台为最优解，极限

越野型探索分布式电驱，军用电越野型以"混动保底+静音机动"为核心诉求。

2）电机堵转热保护、电池底盘防护、续航能耗耦合、电四驱脱困能力是越野车电动化的四大核心技术矛盾。其中堵转问题是纯电越野最独特的挑战，需通过"大减速比+直喷油冷+机械低速挡"的协同方案解决；电池安全需依赖 CTC 底盘一体化+多层装甲防护；电四驱脱困能力正在从"电子锁"向"分布式轮边电机"演进。

3）2025 年中国硬派越野车新能源渗透率已突破 41%，预计 2030 年将超过 70%，市场规模有望达到 88 万辆/年。当前产业呈现"混动为主、纯电探索、分布式储备"的技术格局。以东风猛士、北汽越野、比亚迪、长城为代表的头部企业，通过差异化的技术路线验证了分场景路径选择逻辑的科学性。

随着技术进步与产业成熟，越野车电动化将呈现三大趋势：一是动力架构平台化，DMO、魔核电驱、MTECH 等专用越野电动平台将加速迭代，覆盖从 15 万到 100 万的全价格带；二是智能化深度融合，电四驱的毫秒级扭矩控制与智能底盘、全地形自适应系统结合，将催生"智能越野"新形态；三是补能生态越野化，车载对外放电、车对车救援、越野路线快充网络将构建越野场景专属能源体系，最终解决"荒野补能"这一终极难题。未来，固态电池、车路云协同越野等技术的突破，将进一步推动越野车电动化向更高水平发展。

参考文献：

[1] 长城汽车. 坦克新能源越野技术白皮书[R]. 保定: 长城汽车, 2024.

[2] 刘艳钊. 纯电越野四座大山:堵转、安全、脱困、续航[C]. 中国汽车工程学会年会, 2024.

[3] 比亚迪集团. DMO 超级混动越野平台技术白皮书[R]. 深圳: 比亚迪, 2023.

[4] 清华大学车辆与运载学院. 电四驱越野工况热管理测试报告[R]. 北京: 清华大学, 2024.

[5] Jeep. Recon 纯电越野车技术说明书[R]. 底特律: Stellantis, 2026.

[6] 东风猛士. 猛士 917 产品技术手册[R]. 武汉: 东风猛士, 2025.

[7] 全国汽车标准化技术委员会. GB 38031-2020 电动汽车用动力蓄电池安全要求[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020.

[8] 北京汽车. BJ60 雷霆魔核电驱技术解析[R]. 北京: 北汽越野, 2024.

[9] 比亚迪仰望. 易四方分布式驱动技术白皮书[R]. 深圳: 仰望, 2023.

[10] 方程豹汽车. 豹 5 用户手册与性能测试数据[R]. 深圳: 方程豹, 2025.

[11] 一汽解放. 解放·雪鹰越野房车技术手册[R]. 长春: 一汽解放, 2023.

[12] 陕汽通力. 全地形越野车与专用车产品手册[R]. 宝鸡: 陕汽通力, 2024.

[13] 欧阳明高. 中国新能源汽车技术路线图与发展趋势[J]. 汽车工程, 2021, 43(6): 801-810.

[14] 中国汽车工程学会. 节能与新能源汽车技术路线图 2.0[R]. 北京: 中国汽车工程学会, 2020.

特种车辆环视标定系统的研究与应用

章余，徐军，向天鸽，马雯清，陈龙，何思

东风越野车有限公司

摘　要： 随着汽车智能化技术的飞速发展，环视系统已逐步成为特种车辆的重要配置之一。该系统依托分布于车身四周的四个广角摄像头采集环境信息，为驾驶员提供 360°全景视野，特种车辆常面临陡坡盲区、狭窄林道、岩石沟壑等复杂地形，驾驶员的直接视野严重受限，环视系统能够有效辅助其精准判断车轮轨迹、车身姿态及障碍物，显著提升低速通过性与泊车安全性。环视系统的功能实现高度依赖于摄像头的精确标定。若未经标定或标定不准确，全景图像将出现拼接错位、形变失真等问题，可能误导驾驶员对车辆周围环境的判断，严重削弱系统的可用性与驾驶辅助效能。为此，本文系统论述特种车辆环视系统的功能原理、标定方法、标定装置及实施流程，旨在为提升特种车辆环视标定工作的规范性和准确性提供参考。

关键词：特种车辆；环视系统；标定原理；标定流程

0 引言

汽车产业是国民经济重要的支柱性产业，其发展水平集中体现了国家制造业综合实力与核心科技创新能力。当前，新一轮科技革命与产业变革深度融合，全球汽车产业正迎来电动化、智能化、网联化的颠覆性转型[1]。特种车辆作为国防建设、工程作业、应急救援及特种作业领域的关键装备，也在加速向智能方向升级，智能化已成为推动特种车辆产业转型升级的核心动力。其中，行车安全保障与智能驾驶辅助技术，已成为行业技术攻关的重点与市场竞争的核心。[2]。

环视系统（Around View Monitoring，AVM）[3]作为高级驾驶辅助系统（ADAS）的关键技术，凭借其在复杂路况下的视野拓展优势，正从乘用车逐步普及至特种车辆，成为提升复杂路况通过性与安全性的重要配置。该系统通过部署在车辆车头、车尾、左右侧车门的四个鱼眼摄像头，以超广角视角实时采集车辆周边环境图像，经算法处理拼接生成俯视 360°全景视角，可有效弥补特种车辆在陡坡盲区、狭窄通道、岩石沟壑、丛林路段等场景下的视野不足，显著提升泊车、窄道通行、障碍避让等工况的安全性与操控便捷性。

环视系统的成像准确性和可靠性主要依赖于摄像头的精准标定[4]。特种车辆因行驶路况恶劣、车身振动幅度大，加之摄像头安装位置、角度及光学畸变等因素的影响，必须通过专业标定流程对每个摄像头进行参数校准，以确保输出的全景图像与实际环境一致。在出厂前，会系统对各摄像头的安装位置进行标定，通过对四个摄像头采集的原始图像进行畸变矫正、拼接和视角变换，最终生成一幅无缝拼接的全景俯视图，并实时传输至车载显示屏。[5]

从工程实践角度来看，环视标定涉及光学、几何测量、数字图像处理及车辆网络通信等多个技术领域，是一项跨学科的系统工程。本文从工程应用角度出发，系统论述特种车辆环视系统的功能原理、摄像头标定的数学基础、鱼眼成像模型、标定误差分析及标定系统的硬件构成与操作流程，旨在为特种车辆环视标定工作的规范化实施提供参考。

1 环视系统

环视系统又称 360°度汽车影像系统、全景泊车系统、360°汽车全景、全景鸟瞰系统、全景影像监测等[6]，它是一种较先进的汽车辅助驾驶系统。通过采集图像知晓车身周围情况，从根本上消除了靠近车身前脸、左侧、右侧较大面积盲区。环视系统是由两大部分组成，图像提取部分与图像处理部分。图像提取部分涉及到硬件设计，一般情况下系统都采用多个鱼眼镜头对称的安装在车身的

四周。对于一般特种车辆而言，四个鱼眼镜头就可以采集到环视拼接所需要的图像信息。环视控制器作为系统核心计算单元，通常采用高性能系统级芯片，集成图像信号处理器、图形处理器及数字信号处理器，负责完成四路图像的同时采集、预处理、标定计算与拼接渲染，最终通过车载以太网或 LVDS 接口将视频流传输至中控显示屏。[7]

环视控制器的图像处理模块是整个系统的核心，涉及鱼眼相机标定、畸变校正、透视变换、环视拼接、图像去噪与色彩融合等多项关键技术[8][9]。其处理流程可归纳为六个环节：（1）参数获取：通过标定精确获取各鱼眼相机的内参矩阵、畸变系数及外参矩阵（相对于车体的安装位置与姿态），为后续处理奠定几何基准。该环节是后续所有处理步骤的前提，其精度直接决定了整个系统的性能上限。（2）畸变校正：对原始鱼眼图像进行畸变矫正，消除因超广角镜头引入的桶形畸变，将图像转换为符合透视投影规律的平面图像。畸变校正通常采用查表法（Look-Up Table, LUT）[10]进行实时处理，将像素映射关系预先计算并存储于内存中，以降低运行时计算开销。（3）视角变换：通过逆透视映射（Inverse Perspective Mapping, IPM）[11]将不同视角的图像统一转换至鸟瞰坐标系下。该变换利用了摄像机外参中的俯仰角与偏航角信息，建立路面平面（Z=0）到图像平面的单应性映射关系。（4）图像配准：基于各摄像头视场重叠区域的特征对应关系，精确计算相邻视图间的空间对齐参数，确保拼接边界的几何连续性。（5）图像拼接与融合：在多频段融合框架下，将四路变换后的鸟瞰图像合成为完整的全景图[12]，通过拉普拉斯金字塔融合或泊松融合等算法消除拼接缝处的视觉不连续，并进行色彩与亮度均衡处理。（6）动态更新与显示：以 25~30 帧/秒的速率持续更新全景画面，并叠加动态轨迹线、障碍物距离提示等辅助信息，实时呈现于车载显示屏。在上述流程中，摄像头标定起着基础性的决定作用：标定精度直接影响畸变校正效果与鸟瞰变换准确性，任何标定误差都会在后续处理中被逐级放大，最终导致拼接错位或几何失真。因此，高精度标定不仅是图像处理的前提条件，更是保障系统整体性能的关键环节。[13]

2 标定原理

2.1 常用坐标系及其转换

摄像头标定技术主要涉及四种坐标系：世界坐标系（$O_W - X_W Y_W Z_W$）、相机坐标系（$O_C - X_C Y_C Z_C$）、图像坐标系（$O - xy$）以及像素坐标系（$O_o - xy$）。

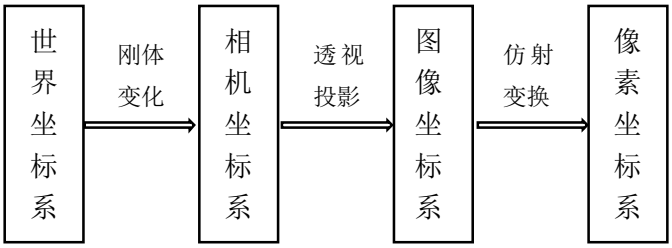


图 1　四种坐标系关系图

（1）世界坐标系：以场景中任意参考点作为原点构建笛卡尔三维直角坐标系，在实际应用中，为物体和相机提供全局空间定位基准。

（2）相机坐标系：相机坐标系以相机光点为原点，光轴为 Z 轴建立局部观测框架，其中 X 轴和 Y 轴与物体成像平面平行，将三维空间信息转化与相机位姿相关的相对坐标。

（3）图像平面坐标系：图像平面坐标系作为连接三维相机坐标系与二维像素坐标系的中间媒介，核心作用在于量化光信后通过镜头之后的投影映射过程。该坐标系以光轴与成像平面的交点为原点，其 X 轴和 Y 轴平行于相机坐标系对应的 X 轴和 Y 轴。

（4）像素坐标系：作为光学成像与数字离散化的末位接口，本质上是将连续物理空间量化为数

据的采样体系。像素坐标系以图像的左上角顶点为原点，水平方向的 u 轴和垂直方向的 v 轴分别与图像平面坐标系的 X 轴和 Y 轴保持平行，采用像素作为基本度量单位。每个像素坐标使用（u ,v) 表示，u 值表示从左到右的列序号，v 值表示从上到下的行序号。

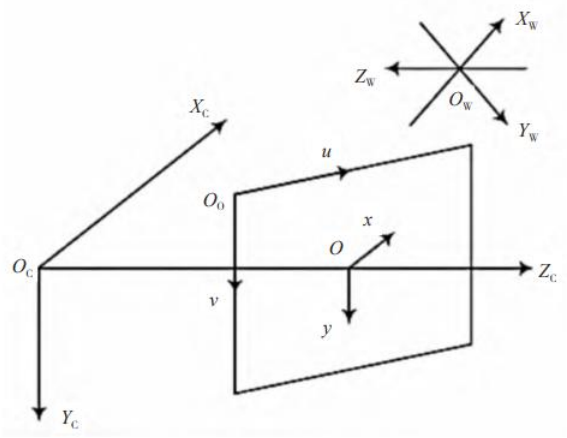


图 2　摄像头标定的四个坐标系

为了能够定量描述三维空间中的物体到二维图像的成像过程，需要对摄像机成像过程中的三大坐标系进行数学建模，利用数学模型来描述三维空间中的实 际物体从世界坐标系到像素坐标系之间的映射关系。从三维世界空间点到其二维像素投影的几何投影映射过程，本质上是三级的数学变换的集成。

从世界坐标系到相机坐标系属于刚体变换。物体不会形变，主要由旋转矩阵 R 和平移向量 T 共同描述。假设空间三维点 P 的世界坐标为$(X_W, Y_W, Z_W, 1)^T$，相机坐标系下的点为$(X_C, Y_C, Z_C, 1)^T$，则该点世界坐标与相机坐标之间的变换关系，如公式所示:

$$\begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R & t \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_W \\ Y_W \\ Z_W \\ 1 \end{bmatrix}$$

其中，R 为旋转矩阵，3×3 的矩阵，t 为平移矩阵，3×1 的矩阵。

相机坐标系与图像平面坐标系之间的变换。在相机坐标系到图像坐标系的几何映射中，由于相机坐标系的 X 轴和 Y 轴与图像平面坐标系的 x 轴和 y 轴平行，因此，三维点 P 的相机坐标$(X_C, Y_C, Z_C)^T$与其对应的图像平面坐标系下的坐标$(x, y, 1)^T$本质上是基于光轴方向的透视比例缩放。从相机坐标系到图像坐标系的变换属于透视投影，在这个从 3D 到 2D 的变换过程中损失了深度信息，利用焦距 f 来描述这个变换。根据相似三角形原理分析相机坐标系至图像坐标系的转换关系，如公式所示。

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_c \\ Y_c \\ Z_c \\ 1 \end{bmatrix}$$

式中 ：f 为相机的焦距 ；X_c、Y_c 和 Z_c分别为点在相机坐标系中的位置。

图像坐标系到像素坐标系的转换是一个尺度变换。在这个过程中，设每个像素在 x 和 y 向上的实际长度为d_x和d_y，同时确定图像光学中心在像素坐标系中的偏移量为(u_0, v_0)。为实现图像坐标系到像素坐标系的转换，可借助矩阵形式来精确描述坐标变换关系，如公式所示。

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/d_x & 0 & u_0 \\ 0 & 1/d_y & v_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix}$$

式中 ：u、v 别为像素坐标系的坐标轴；x、y 分别为图像坐标系中的坐标；d_x、d_y分别为每个像素在 x 方向和 y 方向上的实际长度，即像素尺寸的倒数，用于将图像坐标系中以实际长度计量的坐标转换为像素坐标系中以像素为单位的坐标。

由以上三式可以得到从世界坐标系到像素坐标之间的转换关系如下：

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f/d_x & 0 & u_0 & 0 \\ 0 & f/d_y & v_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R & t \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_W \\ Y_W \\ Z_W \\ 1 \end{bmatrix}$$

其中，令$f_x = f/d_x, f_y = f/d_y$。则$\begin{bmatrix} f_x & 0 & u_0 & 0 \\ 0 & f_y & v_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$称为内参矩阵$M$，$\begin{bmatrix} R & t \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$称为外参矩阵$C$。

2.2 鱼眼相机成像模型

与普通透视相机不同，鱼眼相机为获得超广角视野（通常视场角≥180°），在设计时有意识地引入桶形畸变[16]。鱼眼相机的成像模型可以分析为：世界坐标系下的物体经过线性投影到一个球面，该球面的圆心为摄像机坐标系的原点，入射光线经过球面的折射使得X点投影到了像素坐标系的m点上，成像随着光线入射角θ 的增大而发生非线性投影。[14]

鱼眼摄像头的成像是按照一定的投影函数来设计的。鱼眼镜头的投影模型可 以按照投影函数分成四类：等立体角投影模型、体视投影模型、正交投影模型和 等距投影模型

（1）等立体角投影模型

$$r_d = 2f\sin(\theta/2)$$

（2）体视投影模型

$$r_d = 2f\tan(\theta/2)$$

（3）正交投影模型

$$r_d = f\sin(\theta)$$

（4）等距投影模型

$$r_d = f\theta$$

式中：r_d代表像素坐标中的径向距离；f代表鱼眼相机的焦距；θ代表光轴与入射光线之间的夹角，即入射角。

为了便于鱼眼摄像头标定，kannala 提出了鱼眼摄像头的一般多项式模型。

$$r_d = k_0\theta + k_1\theta^3 + k_2\theta^5 + k_3\theta^7 + k_4\theta^9 + ...$$

这一模型是根据四种鱼眼投影模型得出的通用鱼眼摄像头多项式模型，可以通过入射角获得折射后的角度。该模型的前五项展开式达到了九次幂，对于投影的曲线有着较好的逼近程度。由于k_0的值近似于 1，因此，上式可简化为 ：

$$r_d = \theta + k_1\theta^3 + k_2\theta^5 + k_3\theta^7 + k_4\theta^9$$

式中：k_1、k_2、k_3、k_4为摄像头的畸变参数，记为 D。

引入畸变矫正，矫正前 (x, y) 与矫正后$(x_{corrected}, y_{corrected})$之间的变换关系如下所示：

$$x = \frac{r_d x_{corrected}}{r}$$

$$y = \frac{r_d y_{corrected}}{r}$$

其中，r 为图像像素点到图像中心点的距离，即$r^2 = x^2 + y^2$。该式建立了畸变图像与理想图像之间的像素映射关系，是畸变校正算法的核心依据。在实际工程实现中，通常采用反向映射（Backward Mapping）策略：对于输出图像中的每个像素位置，通过上述变换逆运算找到其在输入畸变图像中的对应像素，再通过双线性插值或双三次插值获取像素值，从而避免输出图像中出现空洞。

2.3 张正友标定法优化

摄像头的标定指的是通过实验获得世界坐标系到像素坐标系之间转换关系的过程，也就是求解内参矩阵M、外参矩阵C和畸变参数 D 的过程，这一过程对摄像机成像几何模型的确立有很重要的意义。

目前，多数车厂常用的摄像头标定方案为张正友标定法。[17]该方法由微软研究院张正友博士于

2000 年提出，以平面棋盘格（黑白相间方格）作为标定靶标，利用棋盘格角点作为空间参考点，建立世界坐标与像素坐标之间的对应关系，进而求解相机参数。

考虑特种车辆车体较大、作业环境恶劣，行驶过程中产生的剧烈宽频振动远高于普通乘用车，持续激励下摄像头安装位姿易发生漂移。因此，对标定参数的鲁棒性提出了更高要求。为此，本文对张正友标定法进行优化，具体流程如下：

（1）图像采集：从不同角度、不同位置拍摄棋盘格标定板图像，确保棋盘格在图像中占据不同区域（中心、四角、边缘等），以充分约束内参矩阵的各个参数。引入 X 型标靶设计，将特征点数量大幅精简（如从 49 个减至 9 个），在保留全局几何信息的同时，显著提升标定速度与抗干扰能力。同时，采用四姿态均匀标定策略，科学规划标定板的倾斜角度与分布范围，以消除参数求解中的退化问题，提高标定精度。

（2）角点检测：利用 Harris 角点检测或亚像素角点检测算法，提取每张图像中棋盘格内角点的图像坐标，精度可达亚像素级。角点检测的精度直接影响标定结果的可靠性，因此在光照不均或图像噪声较大的情况下，需对图像进行预处理（如直方图均衡化、高斯滤波）。

（3）单应矩阵估计：基于角点在世界坐标系中的已知位置（假设棋盘格平面位于与检测到的图像坐标，计算每张视图对应的单应矩阵。可对多帧图像进行时域平均处理，以抑制瞬时抖动对单应矩阵估计的偏差

（4）参数闭式求解：利用单应矩阵的正交约束条件（旋转矩阵的列向量正交且模长为 1），首先线性求解内参矩阵的初始值，进而计算每张视图的外参。该闭式解作为后续非线性优化的初始值。

（5）畸变系数估计：在忽略畸变或较小畸变假设下，基于重投影误差最小化思想，初步估计畸变系数。对于鱼眼相机，此步骤需使用第 2.2 节所述的通用多项式模型。

（6）全局非线性优化：以所有角点的重投影误差平方和最小为目标函数，利用 Levenberg-Marquardt 算法对全部参数（内参、外参、畸变系数）进行联合优化，获得最终标定结果。该优化过程可同时校正镜头畸变，并保证参数在物理上的合理性与一致性。针对特种车辆行驶中的参数漂移问题，建立基于径向与切向畸变模型的实时自适应补偿机制，结合传感器间的相对姿态约束，生成综合误差评价指标，从而保障复杂工况下视觉感知系统的持续高精度运行。

（7）精度验证：计算重投影均方根误差，通常要求小于 0.5 像素方可认为标定合格。对于特种车辆环视系统的高精度标定，严格要求小于 0.3 像素。

3 标定装置与流程

3.1 标定系统构成

环视标定系统主要由棋盘格标定场地、车辆限位装置、诊断仪构成。

（1）棋盘格标定场地：为环视控制器标定提供场所。场地由黑白矩形格子组成，矩形大小数目按照设计绘制。

（2）车辆限位装置：通过对车辆限位确保车辆在标定场地中的相对位置。

（3）诊断仪：通过 CAN 线与车辆进行通讯，利用诊断指令完成环视控制器标定。

3.2 标定流程

标定之前应清扫车辆周边区域，方向盘回正且停至水平水泥地面更佳。车辆停稳后，根据特种车辆位置摆放标定板，标定板应铺平贴合地面最大限度不起皱。标定过程标定板对中线与车辆中垂线平行共线，标定板与车辆前后应留有适宜距离(不与车辆重叠)，标定板必须在特种车辆环视系统的摄像头视野内。

连接完成后诊断仪通过输入相应的标定指令来引导环视系统启动自动或手动标定程序。自动标定由环视控制器采集摄像头输入的四路图像，经过图像处理相关算法处理，最终将标定结果输出至显示终端显示，诊断仪通过请求标定状态获取环视控制器当前的标定状态。手动标定是环视系统与显示终端之间采用屏幕坐标的形式进行交互，进行手动调整标定。标定的结果在显示终端界面上会及时显示，标定成功后最终结果由标定人员确定保存或取消。

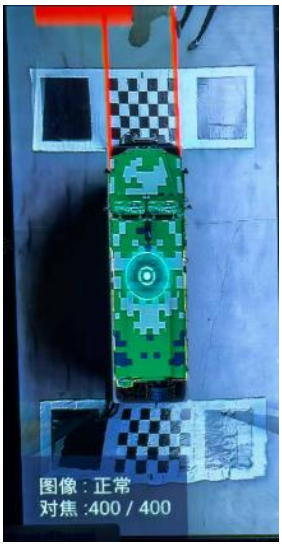


图 3　特种车辆环视摄像头标定

具体的标定过程如下：

（1）连接故障检测仪，诊断仪通过物理寻址向 CAN 线上发送诊断报文，请求待标定全景控制器切换至扩展会话模式。诊断仪通过物理寻址向 CAN 线上发送诊断报文，请求安全访问环视控制器。

（2）诊断仪通过物理寻址向 CAN 总上发送诊断报文，请求环视控制器进入自动标定例程。

（3）环视控制器接收到请求进入自动标定模式后，判断是否满足标定条件，如果不满足标定条件，则回复否定响应给诊断仪；

（4）当标定条件满足时，环视控制器进入自动标定模式，标定期间诊断仪可通过诊断判断是否标定完成。

（5）如果标定成功，环视控制器自动保存标定结果。

（6）如果标定失败，环视控制器自动进入手动标定例程。

（7）环视控制器接收到请求进入手动标定模式后，判断是否满足标定条件，如果不满足标定条件，则回复否定响应给诊断仪。

（8）当标定条件满足时，环视控制器进入手动标定模式，并请求进入手动标定界面。

（9）环视控制器进入手动标定模式后，用户可以通过显示终端屏幕界面调整相应的标定点，完成标定。

（10）在手动标定期间，诊断仪可以通过诊断请求手动标定结果判断是否标定完成。

3.3 整车标定验证

环视系统标定完成后，需在实车条件下进行功能性验证：（1）实景拼接质量检查：将车辆停放于划有标准网格线的标定场地，观察中控屏显示的全景画面中网格线的连续性与平直性。在理想标定条件下，所有网格线应无缝对齐，且无明显的弯折或错位现象。（2）标定板重投影验证：在标定完成后保持车辆与标定板位置不变，环视控制器重新采集四路图像并计算标定板角点在鸟瞰图中的坐标，与理论位置（根据标定结果计算）进行比对，计算拼接偏差。（3）动态路试验证：特种车辆在不同路面（平整路面、斜坡、减速带等）行驶时观察全景画面的稳定性，检查是否存在因悬架变形引起的拼接漂移。动态验证可初步评估标定参数在真实工况下的鲁棒性。

4 结论

本文系统论述了特种车辆环视标定系统的技术体系，涵盖系统功能架构、摄像头成像与标定原理、标定装置构成及工程化操作流程。重点分析了从三维世界坐标系到二维像素坐标系的投影转换模型、鱼眼相机通用多项式畸变模型、张正友标定法优化，阐述了车辆环视标定具体实施步骤，涵

盖了标定前准备到自动/手动标定执行再到结果验证的全流程工程规范，为特种车辆环视系统的工程化应用提供了系统的技术参考。

参考文献：

[1] 何海,周燕燕,陈景嫦,等.智能网联汽车发展现状、关键技术与未来趋势研究[J].汽车电器,2026,(5):177-179.DOI:10.13273/j.cnki.qcdq.2026.05.055.

[2] 马春黎,张大鹏.无人驾驶汽车中环境感知的相关技术综述及专利分析[J].科学技术创新,2020,(15):7-9.

[3] 全国音频,视频及多媒体系统与设备标准化技术委员会(SAC/TC 242).车辆多媒体系统和设备 环视系统 第1部分：总则:GB/T 45715.1-2025[S].中国标准出版社,2025.

[4] 杨汉,黄国海.新能源汽车控制器标定系统设计及研究[J].汽车世界,2019,000(020):P.13-13.

[5] 李东浩，阚晶晶.一种360°全景泊车控制器电源系统设计［J］.汽车实用技术，2019（14）：50-53.

[6] 宋绍文，罗传东，姜家如.一种全景泊车控制器标定系统的设计研究［J］.汽车实用技术，2021（6）：68-70.

[7] 巴怡然.全景环视功能标定系统的研究及应用[J].专用汽车,2024,(6):86-87.DOI:10.19999/j.cnki.1004-0226.2024.06.024.

[8] Cheng R, Zhao Y. Panorama Parking Assistant System with Improved Particle swarm Optimization Method[J]. Journal of Electronic Imaging, 2013, 22(4):1123.

[9] Yeh Y T, Peng C K, Chen K W, et al. Driver Assistance System Providing an Intuitive Perspective View of Vehicle Surrounding[C]// Asian Conference on Computer, 2014: 403-417.

[10] 冯凯,陈喆,杨文听,等.基于OpenGL的商用车360°环视算法研究[J].汽车实用技术,2026,51(12):19-25.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2026.012.004.

[11] 曹毓,冯莹,魏立安,等.动态图像逆透视映射方法在路面图像拼接中的应用[J].传感技术学报,2011,24(11):1658-1662.

[12] 曾赞云.嵌入式全景环视驾驶辅助系统的研究[D].华南理工大学,2021.DOI:10.27151/d.cnki.ghnlu.2021.000084.

[13] SU C L,LEE C J,LI M S,et al.3D AVM System for Automotive Applications[C]//International Conference on Information.IEEE,2016.

[14] 罗永涛,王艳,张红民.结合最佳缝合线和改进渐入渐出法的图像拼接算法[J].红外技术,2018,40(4):382-387.

[15] WU J,WANG L R,HUANG M Y,et al.High Precision Calibration of Fisheye Camera with Single Image under Multiple Geometric Constraints[J].Acta OpticaSinica,2018,38(11):1115001

[16] 栾婧.基于鱼眼摄像头的汽车环视技术研究[D].吉林:吉林大学,2018.

[17] 朱网兰.长城哈弗车全景环视影像系统简析[J].汽车维护与修理,2018,(9):70-73.DOI:10.16613/j.cnki.1006-6489.2018.09.032.

浅析汽车底盘结构件刚度的合理设计与应用

黄华龙[1]，阳仁奇[2]，杨涛[2]

（1.东风越野车有限公司，湖北 武汉 430056；
2.陆军装备部驻武汉地区军事代表局驻十堰地区军事代表室，湖北 十堰 442000）

摘　要：汽车底盘结构件刚度设计是确保车辆安全性、舒适性、耐久性和 NVH 性能的关键环节。合理的刚度设计可显著优化结构性能，提高安全性、耐久性和使用功能。本文分析了一些零部件结构刚度、连接刚度及动态刚度对零部件性能的影响，总结了结构件刚度设计时需注意的一些问题，为汽车结构件的协同设计提供了工程实践参考。

关键词：汽车底盘；结构件；刚度匹配；变形协调

Brief Analysis of the Rational Design and Application of Stiffness in Automotive Chassis Structural Parts

Huang Hualong[1], Yang Renqi[2], Yang Tao[2]

（1.Dongfeng Off-road Vehicle Co., Ltd.，Wuhan 430056，Hubei China；2. Military Representative Office in Shiyan Area, Military Representative Bureau in Wuhan Area, Army Equipment Department，Shiyan 442000，Hubei China）

Abstract： The stiffness design of automotive chassis structural parts is a key link in ensuring vehicle safety, comfort, durability, and NVH performance. Reasonable stiffness design can significantly optimize structural performance, improve safety, durability, and functionality. This article analyzes the influence of structural stiffness, connection stiffness, and dynamic stiffness of some parts on their performance, summarizes some issues that need to be noted in the stiffness design of structural parts, and provides engineering practice reference for collaborative design of automotive structural parts..

KeyWords： Automobile chassis; Structural parts; Rigidity matching; Deformation coordination

0 引言

结构刚度是指结构（或系统）在受力时抵抗弹性变形的能力，是结构（或系统）弹性变形难易程度的表征。静刚度常用单位变形所需的力或力矩来表示，动刚度则是用结构的固有频率来衡量。在汽车底盘零部件中，刚度的影响因素众多：材料的弹性模量直接决定了零部件的基础刚度特性；零部件的结构形状和尺寸也至关重要，材料弹性模量与结构截面惯量的乘积决定零部件结构刚度；此外，环境件刚度、接头连接刚度等直接影响系统刚度及对手件受力特点和安全性。刚度常见分类如下图 1。

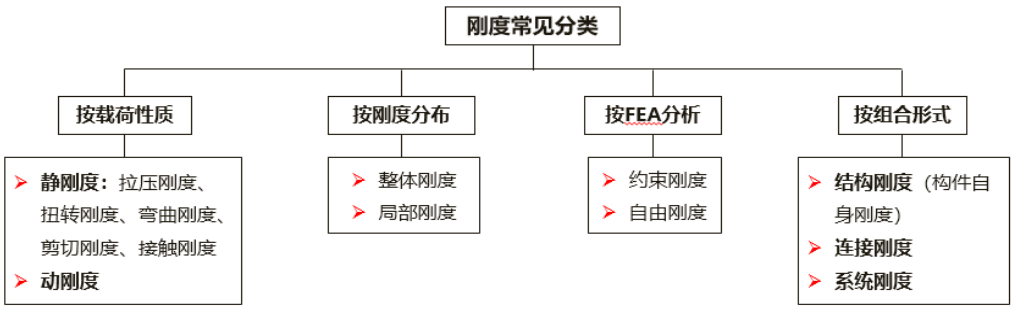


图 1　结构刚度常见分类

1 刚度对零部件性能影响分析

刚度是零部件或系统抵抗变形的能力，其不足或过高会对性能、寿命及稳定性产生显著影响。刚度不足会造成过度变形与精度损失、振动与噪声加剧以及稳定性等性能下降影响，刚度过高会造成应力集中与脆性失效、振能力下降及冲击敏感等性能下降影响。

不同的刚度值将使力的传递有所改变。力在结构中的传递路径遵守刚度分配原则，力总是沿着刚度最大的路径传递。过大的变形会破坏结构或系统的正常工作，从而可能导致产生过大的应力；过大的变形也可能破坏载荷的均衡分布，使产生大大超过正常数值的局部应力。

分析结构刚度是产品设计中的一项重要工作。通过刚度分析，可以较早地预测结构刚度设计的不足。如果发现问题是在整车开发的前期，可以很容易地修改结构；如果在后期发现问题，则可能由于各种结构修改空间的限制，增加了解决问题的难度，因而在开发早期进行结构刚度分析是非常有必要的。

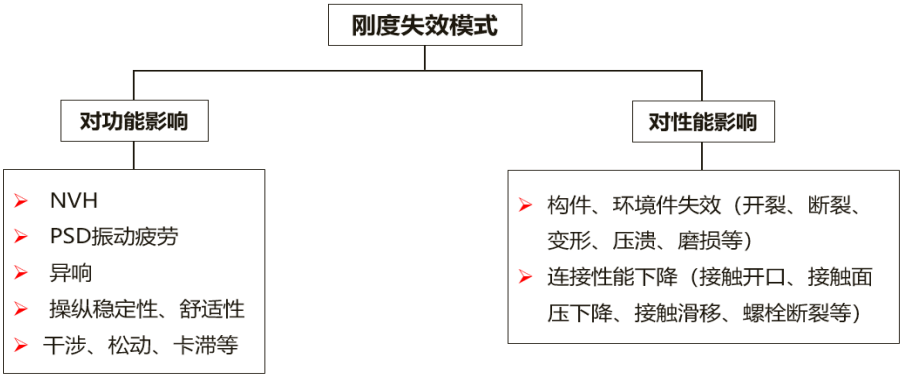


图 2　刚度失效影响

1.1 刚度突变对性能影响案例

力在结构中的传递路径是遵守刚度分配原则的，哪条路径刚度大，力就沿着哪条路径走，力总是沿着刚度较大的路径传递。如下图 3，如果将加强筋布置到螺栓孔前截止，从螺栓传递来的力无法有效传递，在加强筋的端部产生应力集中；如果使加强筋包围螺栓孔，将充分加强螺栓孔部位强度，有效传递力，加强筋要超过孔心以外螺栓孔半径 1/2 的距离。

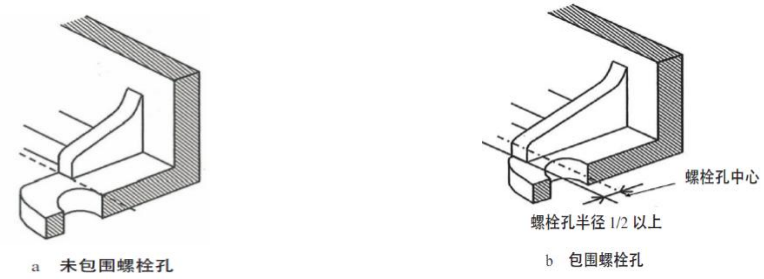


图 3 刚度突变导致应力集中

如下图 4，某板簧支架在车架腹面安装点附近出现开裂，理化指标分析材料性能合格，产生开裂的主要原因就是支架安装点附近刚度突变引起贴合面刚度不足导致变形增大，贴合接触面发生张口滑移，循环载荷下应力幅值升高，加速疲劳损伤导致疲劳开裂。

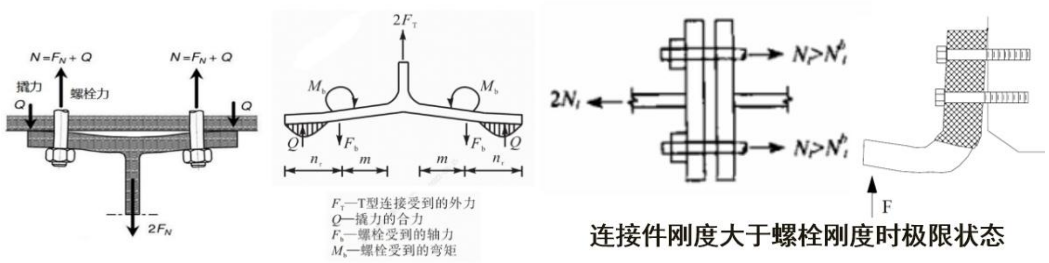


（a）贴合面张口　　（b）接触面压不足产生张口

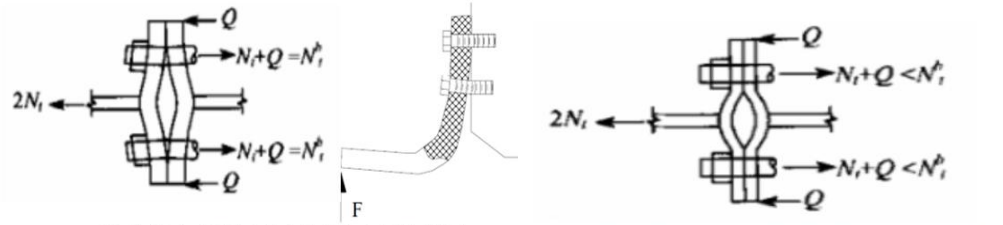
图 4　某板簧支架刚度足导致开裂

1.2 刚度匹配对性能影响案例

刚度匹配设计是指在工程结构或机械系统中，通过合理调整各组成部分的刚度关系，使其在载荷作用下协同工作，以达到优化性能、提高可靠性或延长寿命的目的。不合理的刚度匹配会导致满足变形协调时出现问题：如果刚度严重不匹配（例如一个部件非常刚硬，另一个非常柔软），在满足变形协调（两者在连接处位移必须相等）的条件下，刚度小的部件可能被迫产生过大的变形，导致其应力过高而失效（应力集中）。或者，刚度大的部件承担了绝大部分载荷，可能过早达到其强度极限。如下图 5（a），某支架固定区域受杠杆撬力作用；图(b)分析，当支架固定区域刚度大于螺栓刚度时，螺栓无弯曲变形；图(c)分析，当支架固定区域刚度与螺栓刚度接近时，螺栓受附加弯矩弯曲变形；图(d)分析，当支架固定区域刚度小于螺栓刚度时，支架弯曲变形，螺栓无弯曲变形。杠杆作用引起的翘力，固定区域连接腹板抗弯刚度不足，存在较大变形，不能有效传递载荷，造成固定区域螺栓弯曲变形及贴合面张口脱离。当被连接件开口后，螺栓的交变疲劳载荷幅值也会迅速增加，会大大缩短螺栓的疲劳强度。



（a）　　（b）



（c） （d）

图 5　刚度不匹配导致失效

1.3 变形协调对性能影响案例

结构（系统）的变形协调设计是确保车辆在受力、热膨胀或振动等条件下，各部件能协同变形而不产生过大应力或失效的关键。 在结构设计中，应尽可能使相互作用的两相关零件变形方向或变形性质一致，以避免或减少应力（或载荷）集中。当一个零件和另一个零件相接触，当在接触处难以同步变形时，零件间的接触区域里应力会急剧上升，降低了了结构的强度。在接触处降低零件在力流方向上的刚度，尽量使两零件在接触区域里同步变形，降低应力集中的影响，此为变形协调设计原则。如图 6（a）为某车型下控制臂台架试验装置，（b）控制臂总成台架试验开裂原因分析：控制臂本体刚度与前后衬套刚度不匹配。前衬套轴向刚度小，后衬套径向刚度大，在载荷作用下，控制臂本体 X 向严重屈曲变形致使弯曲应力过大而开裂。

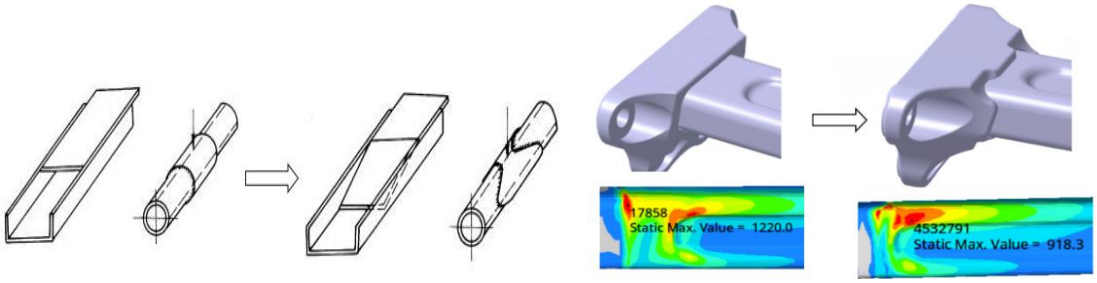


（a） （b）

图 6　控制臂变形不协调导致失效

1.4 连接刚度对性能影响案例

汽车零部件连接刚度设计是确保车辆安全性和耐久性的关键环节。连接部位（螺栓连接、焊接、铆接等）往往是刚度的薄弱环节，需要特别关注连接区域局部刚度的影响。合理的刚度设计能有效传递载荷、避免应力集中。接头的刚度需与相连部件的刚度匹配，避免局部过刚或过柔导致应力集中或变形不协调导致失效。如下图 7（a）壁厚交接处几何形状不连续，存在截面突变，引起连接刚度突变，导致焊缝处于高应力区域。改进后，刚度大的一侧减材料，减轻壁厚交接处几何形状突变，接头连接刚度过度平缓，焊缝应力状态较好，提高了结构的承载能力。7（b）焊接区内应力产生的根本原因是结构自由变形受到一定的限制，焊接区周围的刚性越大，这种限制越大。因此在可能的情况下，应尽量减少焊接区周围构件的刚性，这样从根本上减少了内应力的产生。降低横梁总成铸件底座刚度后，横梁应力下降 25%。



（a） （b）

图 7　连接刚度匹配

2 刚度主要影响因素

刚度设计本质是通过结构（系统）协调局部与整体刚度关系，实现结构效率、可靠性和经济性的平衡。其设计需结合载荷特性、材料、制造工艺等多维度分析，是现代汽车从“经验设计”迈向“性能驱动设计”的关键技术之一。结构件的刚度不仅取决于结构自身刚度特性，还受连接刚度、环境件刚度特性影响。



图 8　刚度主要影响因素

3 刚度设计改善方法

结构刚度的设计需综合考虑载荷类型、工况环境及性能优先级，通过多学科协同优化实现最佳性能。

3.1 提高结构刚度设计方法

改善结构件刚度是一个多方面的工程问题，主要可以从以下几个重点方面着手：

1）材料选择：选择高弹性模量的材料，刚度与材料的弹性模量成正比。

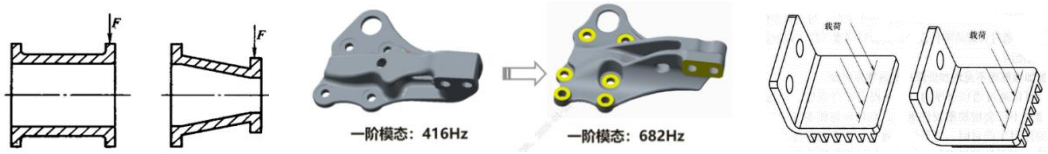
2）截面形状与尺寸：增大截面惯性矩，刚度与截面惯性矩成正比。这是提高弯曲刚度和扭转刚度最有效、最常用的方法之一。材料尽可能远离中性轴， “工字形”或“空心”截面比同样截面积的实心矩形或圆形截面具有大得多的惯性矩（尤其是抗弯刚度）。

3）结构布局与支撑：缩短跨度，减小梁、板等构件的无支撑长度是提高刚度的有效方法，增加中间支撑可以显著减小有效跨度；增加约束，将简支端改为固定端可以大大提高刚度（例如，梁端由铰接改为焊接或刚性连接）；优化支撑点位置， 将支撑点布置在能最有效减小最大变形的位置；采用桁架或空间框架结构，利用三角形稳定性原理，将载荷转化为杆件的轴向力（拉压），可以以较轻的重量获得很高的整体刚度。

4）增加加强筋/肋板：在薄板、壳体或其他容易发生局部变形的区域焊接、铆接或铸造出加强筋（肋板、凸台）。这相当于局部增加了截面惯性矩，有效抑制了局部变形，提高了整体刚度。筋的形状、高度、厚度和布置方向都需要优化。

5）优化载荷传递路径：设计结构使得载荷能够通过最直接的路径（主要是轴向拉压）传递到支撑点，尽量避免或减少引起大弯矩或扭矩的载荷传递方式；分散集中载荷， 在集中力作用点下方设置加强板或分布梁，将力分散到更大的面积或更多的支撑点上。

6）连接与接头设计：提高连接刚度，连接点（焊接、螺栓连接、铆接）往往是刚度的薄弱环节。确保连接牢固，避免松动。对于螺栓连接，使用足够数量和强度的螺栓，并施加足够的预紧力。对于焊接，确保焊缝质量和尺寸足够；优化接头形式，设计刚性强、不易变形的接头形式，避免采用过于柔性或应力集中的连接方式。有时增加角撑板或加强环可以显著提高接头刚度。图 9 为提高结构刚度的一些做法，（a）方案利用受拉、压代替受弯曲提高刚度，（b）方案利用增加固定区域数量增加结构刚度，（b）方案利用改变加强筋布置方向提高刚度。



（a） （b） （c）

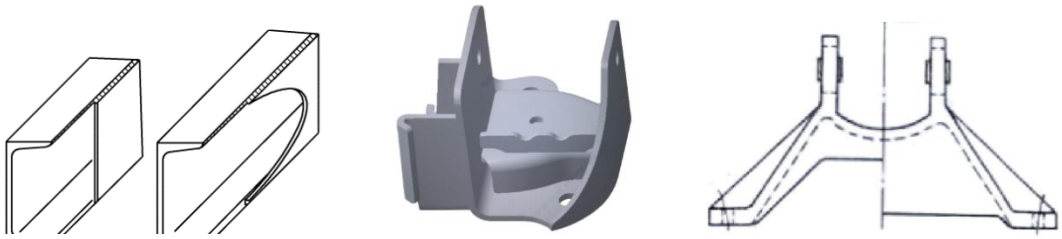
图 9　提高结构刚度

3.2 降低结构刚度设计方法

人们往往认为提高结构件刚度总是有利的，大刚度结构件和大刚度汽车环境件匹配才是合理的。其实这种认识是片面的。应该看到：有些汽车部件不仅刚度较大，而且强度足够、连接可靠；有些部件只要加以改进，同样也可达到这种状况。根据汽车结构刚度的发展经验，这时大刚度结构件并不是必要的，而降低结构件刚度则常常是可行的。

降低结构件刚度是工程设计中常见需求，以下是降低结构件刚度的主要方法，需根据具体应用场景和约束条件选择：

1）设计变形区：在预期承受大冲击载荷的结构中（如汽车碰撞区），设计特定区域（如褶皱区、弱化槽）在过载时发生可控的变形，吸收巨大能量，从而保护主体结构。此时该区域的“有效刚度”在变形过程中大幅降低。如图 10 结构上设计弱化区域降低结构刚度。



（a） （b） （c）

图 10　结构弱化区降低刚度

2）等刚度设计：使相邻部件刚度接近，避免局部应力集中（例如：焊接接头与母材的刚度匹配）。如图 11 某型号变速箱在换挡过程中，换挡费力，平顺性较差，用户体验不佳，其主要原因归结于拨叉结构不对称，等刚度差，在受力过程中左右叉脚受力差大，变形不一致。通过将刚度大的一侧减材料，刚度小的一侧加材料，实现等刚度改善换挡平顺性。

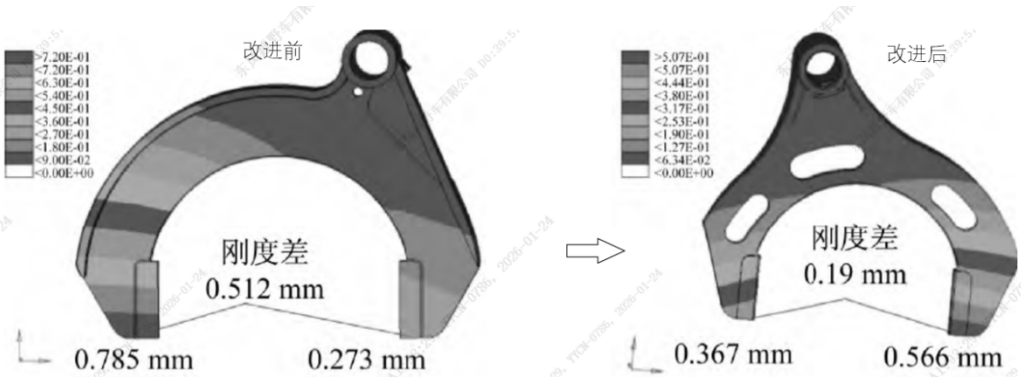


图 11　结构等刚度

3）柔性铰接节点：在预期大变形部位（如抗震结构）设置铰接或耗能节点，允许可控变形。图 12 横梁采用铰接替代刚性连接，允许构件间相对转动，显著降低横梁在该方向的弯扭刚度。

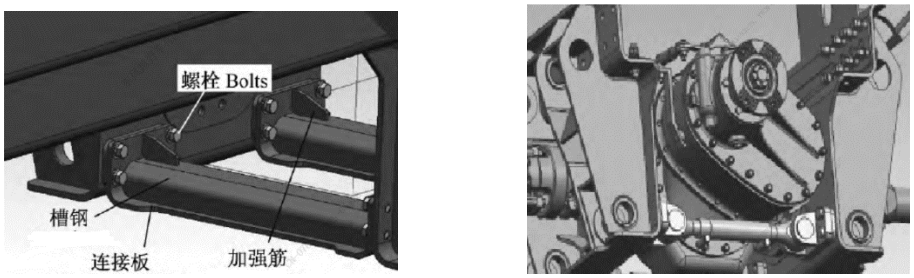
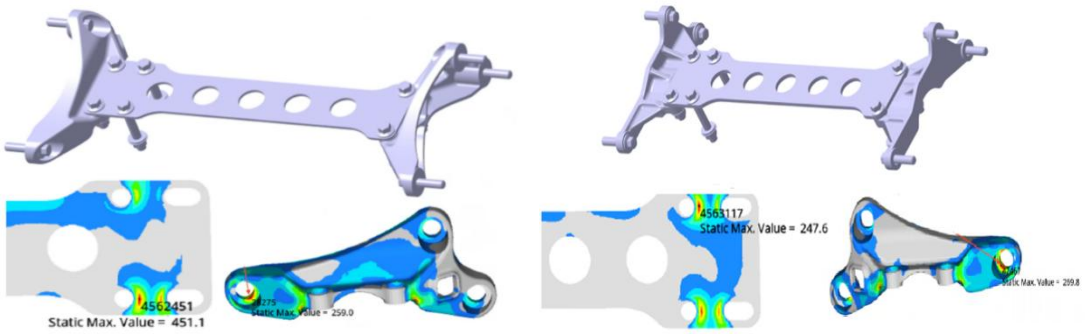


图 12　结构等刚度

3.3 刚度匹配设计方法

刚度匹配是指在设计由不同零部件组成的系统时，有意识地调整各组成部分的相对刚度，以达到特定的性能目标（如优化载荷分配、减小应力集中、提高疲劳寿命、控制变形量、满足功能要求等）。在刚度匹配性设计时要对整个结构承载能力进行综合考虑，以获得结构安全裕度最大状态。刚度匹配优化设计方法能够显著降低附加弯矩，提高承载能力和连接可靠性，降低应力，具有较高的工程应用价值。合适的刚度匹配能够保证各零部件之间的协同工作，避免因某个部件刚度过高或过低而导致的应力集中或过度变形，从而提高底盘的抗疲劳性能。

不应忽视实际工作时构件变形对环境件受力状态的影响。系统中各部件刚度差异过大会导致载荷分布不均，汽车结构刚度（变形）问题的解决，常常涉及到结构件和汽车其它环境件的刚度、强度及其对变形的敏感度等诸多因素，不应把注意力仅局限于结构件自身刚度上。如下图 13 为某转向机安装横梁总成，总成结构采用铸件底座与钢板横梁通过螺栓连接而成。（a）方案铸件底座采用壳体封闭结构,由于壳体底座结构刚度远大于钢板横梁，二者刚度不匹配，壳体底座刚度过高导致刚度小的钢板横梁可能被迫产生过大的变形，导致其应力过高而失效（应力集中）。此时如通过增加钢板横梁厚度或截面轮廓尺寸来降低应力势必造成总成重量大幅增加，成本上涨；（b）方案铸件底座采用筋板开放结构，底座刚度与钢板横梁接近相等，载荷由二者共同承担，二者应力水平相当。此时，通过降低环境件（铸件底座）刚度达到减少钢板横梁变形、应力大幅下降的目的。



（a）　　（b）

图 13　降低底座刚度实现等刚度连接

刚度匹配通常采用等刚度设计（使相邻部件刚度接近，避免局部应力集中）、梯度刚度设计（在刚度差异大的区域通过渐变截面或加强筋避免刚度突变）以及动态匹配设计（各部件固有频率错开激励频率，避免共振）等设计方法。

4 结语

结构件刚度设计在汽车领域中至关重要，它直接关系到产品的性能、精度、可靠性、寿命和安全性，刚度往往是设计的核心指标之一。设计的重点在于明确需求、精准载荷分析、优化结构构型、关注连接点、选好材料并考虑动态特性。设计的难点则集中在与轻量化的矛盾、与其他性能的权衡、边界条件的不确定性、制造装配误差的影响以及动态刚度的挑战上。因此，刚度设计是一个需要不断迭代、权衡和优化的复杂过程。

参考文献：

[1] 黄华龙.浅析汽车铸件筋结构的合理设计[J].第二十届中国铸造协会年会论文集，2024.

[2] 安军,闵昌万,杨锐.爆炸螺栓附加弯矩形成机理与结构优化设计[J].宇航学报,2024,No.45(10).

[3] 王佳,瑾宁,杜春.基于等刚度的变速箱拨叉优化设计[J].传动技术,2016,No30(1).

[4] 曹文海,赵喆.汽车底盘零部件刚度系统化匹配在底盘架构开发中的应用[J].大众汽车,2024.

[5] 张元坤,李盛勇.刚度理论在结构设计中的作用和体现[J].建筑结构,2003,No33(2).

[6] 王凯,王旭.汽车零件加强筋结构设计[J].汽车工程师,2019,No.7.

浅述防护车辆内饰零件的设计要求

秦义华

东风越野车有限公司

摘　要：防护车辆作为核心军用装备，受复杂战场环境、高强度工况与专项作战任务约束，内饰设计逻辑和技术标准与民用车辆存在明显区别。防护车辆需适配全地域、全气候极端服役场景，兼顾机动突击、战场防护、快速维保、多场景改装等实战需求，使其内饰零件摆脱了单一装饰属性，成为保障整车性能、乘员安全与装备运维效率的核心部件。本文依托一线工程设计经验，围绕军用装备质量特性与整车核心功能需求，系统梳理防护车辆内饰八大设计要求，结合多款车型结构、材料与工艺实操案例阐释设计准则，可为防护车辆内饰研发优化与工艺选型提供参考，助力国内军用内饰设计体系迭代完善。

关键词：防护车辆；内饰零件；结构设计；工艺选型

1 绪论

汽车内饰是整车的重要组成系统，本文研究的内饰范围主要包括车内覆盖件、功能饰板、仪表总成、地板组件及各类配套装配零部件。

防护车辆作为核心军用装备，恶劣的服役环境与特殊的作战任务，使其内饰设计标准与民用车辆存在显著差异，设计重心由时尚豪华属性转向可靠性、维修性、防护性与改装适配性。目前国内防护车辆机动、防弹、越野等核心性能已达先进水平，但内饰设计仍存在诸多不足，普遍存在套用民用设计思路、结构适配性差、工艺选型不合理、作战适配能力薄弱等问题。

为此，本文以防护车辆通用质量特性与整车核心功能需求为研究主线，结合实车设计案例，系统梳理防护车辆内饰专项设计要求与结构优化方案，融合理论与工程实践，为防护车辆内饰研发改进、工艺选型提供参考，助力防护车辆内饰设计体系规范化、专业化发展。

2 防护车辆的质量要求

防护车辆属于制式军用装备，零部件研发、生产、验收均需严格遵循军用质量管理规范。军用装备通用质量特性是武器装备设计、定型、列装的核心质量底线，简称“军品六性”，是防护车辆区别于民用车辆的核心设计准则。依据 GJB 9001B-2009《质量管理体系要求》，军品六性包含可靠性、维修性、保障性、测试性、安全性、环境适应性，贯穿车辆全生命周期，是内饰设计必须遵循的顶层约束。

（1）可靠性是基础要求，要求内饰零件在车辆颠簸振动、高低温交替等复杂工况下，无松脱、断裂、变形及功能失效问题。

（2）维修性聚焦维保效率，内饰结构需拆装简便、布局通透，不遮挡整车核心部件，为设备检修、零件更换预留充足操作空间。

（3）保障性要求内饰零件遵循标准化、通用化设计原则，实现同平台车型零件通用互换，减少专用配件，简化后勤备件储备体系。

（4）测试性要求内饰采用简洁通透结构，便于维修人员观察车内线路、管路及电控设备运行状态，快速排查定位故障。

（5）安全性兼顾乘员与装备安全，内饰需无尖锐凸起与危险外露结构，材料满足阻燃、环保标准，结构布局不得干扰车辆作战、防护、行驶等核心功能。

（6）环境适应性要求内饰件具备优良耐候性，可耐受高寒、高温、高原、沿海盐雾等极端环境侵蚀，适配全域作战场景。

综上，军品六性是防护车辆内饰设计的刚性顶层约束，区别于民用车辆侧重舒适与美观的设计逻辑。本文后续内饰结构优化、材料选型、工艺设计与案例分析，均以满足军品六性为核心前提，是防护车辆内饰设计合规、实用的根本保障。

3 防护车辆的功能要求

防护车辆是军队地面机动力量的核心载体，现代作战模式对整车综合性能提出了全方位要求，内饰设计必须完全服务于整车功能定位，其核心功能要求分为六大类，也是内饰设计的功能前提。

（1）较高的机动能力：要求整车动力强劲、外形紧凑、自重可控，内饰造型不得外凸，结构必须抗颠簸冲击。

（2）优良的可靠性与维修性：战场环境缺少完备后勤保障，车辆需低故障运行，出现问题后可快速拆解、更换零部件，内饰结构不得增加维保难度。

（3）综合防护能力：包含防水、防火、防弹、防爆、防冲击等多重指标，内饰需配合车体结构强化整体防护水平。

（4）全域环境适应能力：车辆需在高寒、高温、高原、湿热、荒漠等区域正常使用，内饰材料需具备优异的耐候性能。

（5）多场景改装便利性：同一基础车型需衍生人员输送车、指挥通信车、战场救护车、等多款车型，内饰需支持快速改制、局部改造。

（6）低成本与批量生产能力：军用装备列装规模有限，内饰优先选用通用材料、标准结构、成熟工艺，控制制造成本，满足大批量生产需求。

4 防护车辆内饰零件详细设计要求

结合上文军品六性要求与整车功能要求，防护车辆内饰零件设计不再以美观、舒适为第一目标，而是形成以可靠性、维修性、改装便利性、防护性为核心，兼顾安全性、轻量化、基础舒适性、美观性的综合设计体系。下文对八大设计要求进行逐一阐述。

4.1 可靠性设计要求

可靠性是内饰零件的首要设计指标，结合防护车辆高频颠簸、环境恶劣的工况特点，可靠性设计主要聚焦固定方式与材料性能两大核心。

4.1.1 固定方案选择

民用车辆内饰普遍采用卡扣装配，无法适配防护车辆严苛工况，不适用于防护车辆内饰设计，具体差异体现在四个方面。

（1）工况载荷差异。防护车辆长期在非铺装路面行驶，塑料卡扣结构稳定性差，易松脱、断裂，导致内饰件脱落。

（2）装配精度不匹配。防护车辆车体由防弹钢板焊接而成，焊接变形与工艺误差导致车身尺寸偏差较大，塑料卡扣对尺寸精度要求较高，极易出现无法装配问题。

（3）维保需求不符。塑料卡扣拆装易破损、重复利用率低，无法满足防护车辆快速检修、反复拆装的高频运维需求。

（4）环境耐受性弱。野外高低温交替、紫外线等恶劣条件，会加速塑料卡扣老化，大幅降低内饰连接结构的可靠性。

综上，防护车辆内饰不得采用塑料卡扣作为主固定结构，行业内主要采用全螺栓紧固或螺栓为主、卡扣辅助的固定方案，无外观要求的部位优先选用全螺栓结构，可靠性更优。

常规防护车辆内饰件多采用螺栓与卡扣组合固定，在边角、受力及高频振动区域布置金属螺栓保证连接强度，中部非受力区域采用卡扣辅助定位，兼顾结构稳定性与装配效率。

空投、火炮搭载等特种防护车辆需禁用卡扣固定，内饰零件全部采用标准螺栓、防松螺母搭配防松垫圈及螺纹胶紧固。

4.1.2 材料性能要求

材料性能直接决定零件在极限环境下的使用寿命，防护车辆内饰材料性能指标全面高于民用车辆，尤其需重点关注耐高低温、抗冲击、耐刮擦、抗光老化等性能。原因如下：

（1）耐高低温性能：防护车辆使用温度环境大多在-40℃到+50℃，内饰零件的耐高低温性能远高于一般民用车辆。

（2）抗冲击性能：防护车辆行驶工况多为越野路或无路环境，整车持续的振动和冲击对内饰零件的抗冲击性能要求更高。

（3）耐刮擦性能：防护车辆主要乘员是作战人员，其携行装备和快速上下车的要求会对内饰零件产生频繁的剐蹭破坏。

（4）抗光老化性能：防护车辆大部分是露天存放，且可能是高原、戈壁、沙漠等强光照、强紫外线环境，对内饰零件的抗光老化性能要求极高。

4.1.3 设计案例

（1）某型指挥车内饰护板固定方案

该车型为常规指挥车，主要用于公路、野外综合路况行驶。其两侧围大面积内饰护板采用螺栓+卡扣复合固定结构，如图 1 所示。

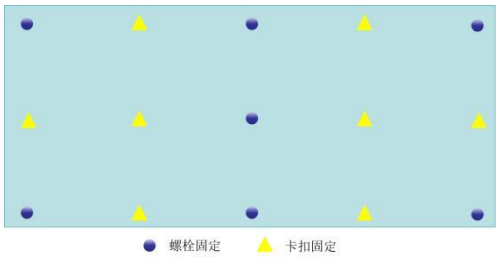


图 1　某型指挥车内饰护板固定方案示意图

设计方案：护板四个边角、中部振动受力点使用螺栓固定，中部区域均匀布置塑料卡扣辅助固定。即使卡扣失效、脱落，螺栓仍可固定护板，不会出现内饰板松动、脱落问题。

实际应用效果：该车型经过 3 万公里可靠性路试（包含越野路、强化路、高环、山路等），内饰护板无松动、脱落现象，满足常规防护车辆的可靠性要求。

（2）某空投车型顶棚内饰固定方案

该车型在空投落地瞬间会承受数倍重力冲击，车内所有内饰件严禁出现松脱风险，是可靠性设计的典型严苛工况。

设计方案：顶棚内饰板全部采用防松螺栓搭配弹簧垫圈紧固，螺栓间距严格控制在 150mm 以内。同时顶棚基材选用玻纤增强改性塑料，耐冲击、抗形变能力远超普通塑料。

实际应用效果：该车型经过十数次空投试验、长途越野试验，顶棚内饰无松动、开裂、脱落现象，满足空投特种车辆的可靠性要求。

4.2 维修性设计要求

防护车辆使用强度大、维保频次高，内饰零件的维修性设计核心目标为快速拆装、分区检修、互不干涉。

4.2.1 维修性设计原则

设计需遵循模块化拆分、结构简化、预留检修空间、附件独立装配四大原则。

（1）零件分块化设计。大型内饰总成（如仪表板、侧围大板、顶棚）禁止采用整体式结构，按照功能区域、检修范围进行分块。

（2）固定结构极简设计。螺栓点位布局合理、分布均匀、外露可视，操作人员无需辅助工具，徒手或使用通用工具即可完成拆装。

（3）预留内部检修通道。内饰零件不得完全封闭遮挡车内线路、管路、电器模块等核心部件。在核心部件对应位置，应设计可拆卸检修口。

（4）附属件独立装配。仪表、开关、控制模块等装配件，采用独立安装结构，与内饰护板分体设计，可单独拆卸检测。

按照以上原则设计的内饰总成，可实现“单人、通用工具、短时间”完成拆装与检修，适配战场快速维保的需求。

4.2.2 设计案例

以国外某型防护车仪表板设计为例，该车型车内集成显示屏、通信终端、控制开关、车载电路模块等大量设备，仪表板是维修频次最高的内饰总成，其结构如图 2 所示。



图 2　某型防护车仪表板设计（图片来源于网络）

设计特点：

（1）模块化分块：整体划分为主驾驶区、副驾驶区、中央设备区三大独立板块，任意一块出现破损或背后设备故障，可单独拆卸更换，无需拆解整个仪表板；

（2）简易固定结构：所有板块均采用外露式螺栓固定，螺栓规格统一，维修人员使用通用工具即可拆装；

（3）配件独立安装：仪表、显示屏、开关面板全部与仪表板本体分体式设计，可单独拆卸检修；

（4）预留检修口：在电路模块、线束集中区域设置独立小型检修盖板，日常排查线路故障时，仅拆卸小盖板即可，大幅缩短维修时间。

该款仪表板预计单块板拆装时长不超过 5 分钟，故障排查效率高，是防护车辆内饰维修性设计的典型案例。

4.3 改装便利性要求

防护车辆采用平台化、系列化研发模式，同一基础底盘会衍生多种改装车型，涵盖作战、指挥、通信等类别，具备“品种多、批量小、改制频繁”的特点。内饰作为车内主要覆盖结构，必须具备优秀的改装适配能力，设计主要从模块化结构与成型工艺两大维度落地。

4.3.1 内饰模块化结构设计

模块化设计是提升改装效率、降低改制成本的核心手段。设计阶段技术人员需提前梳理全系列车型的功能需求、设备布局，对基础车型内饰进行功能分区，将内饰总成拆分为若干独立功能模块，每个模块对应固定的功能区域。

模块化设计的优势十分显著：

（1） 大幅缩短改装车型的设计周期，通用模块直接沿用，仅针对专用模块优化；

（2） 减少模具开发数量，降低研发与生产成本；

（3） 提升零件通用性，后勤备件可统一储备；

（4） 模块之间接口标准化，生产与维保难度大幅降低。

4.3.2 成型工艺选型

内饰零件的成型工艺直接决定后期改装的难易程度，不同工艺的模具特性、改制能力差异巨大，需结合改装需求择优选用。

民用车辆内饰主流的注塑成型工艺，模具一体化成型，模具制作完成后几乎不具备二次改制能力，不适合多品种、小批量、频繁改制的防护车辆内饰。除特殊需求外，内饰护板主体零件尽量规避注塑工艺。

防护车辆内饰建议优先选用吸塑成型工艺：吸塑模具结构简单、造价低廉、开发周期短，零件主体成型后，可通过后道工序自由开孔、切边，实现“本体共模、后序改制”，匹配多车型改装要求。即使不能与基础车型共模，重新开模的成本和周期也远低于注塑工艺。

其次可选模压成型工艺，其模具成本高于吸塑工艺，但低于大型注塑模具，同样支持成型后二次开孔、修型，综合改装性能良好。

4.3.2 设计案例

（1）某系列基础防护车仪表板模块化设计

该车型为基础型防护车，仪表板按照功能模块进行了划分，如图 3 所示。

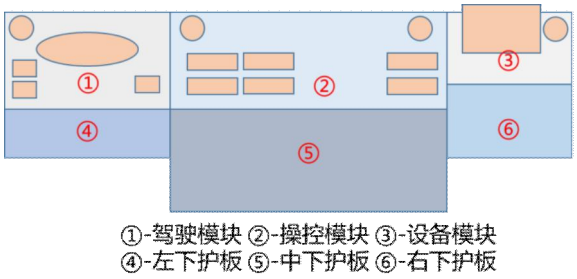


图 3　某系列基础防护车仪表板模块化设计示意图

设计方案：将仪表板划分为 6 大功能模块。独立的驾驶模块可满足对驾驶席位的改制需求，更换仪表形式、增减控制开关等；操控模块拆分后，甚至可对其重新设计，极大提高了各类改装和加装的可能性；副驾设备模块可根据不同需求加装、改制各类显示控制屏幕和武器控制模块；左、中、右下护板拆分的主要目的是方便检修。

改装实例：

（1）指挥通信车：仅对设备模块进行改制，增加大屏安装孔、通信设备固定支座，其余模块完全沿用基础车型；

（2）警用处突车：仅对操控模块进行改制，增加警用设备操控按键、喊话器、步话机等，拆除多余操控按键。

实际应用效果：该模块化方案让改装车型无需重新设计整套仪表板，研发周期缩短 50%，模具复用率达到 60%，大幅降低改制成本和周期，目前已应用于该系列全品类改装车型。

（3）某系列车型侧围护板工艺选型

某系列防护车共有 3 款衍生车型，侧围护板外形基本一致，但根据设备布置需求，每款车型的开孔位置、边界均不相同，如图 4 所示。

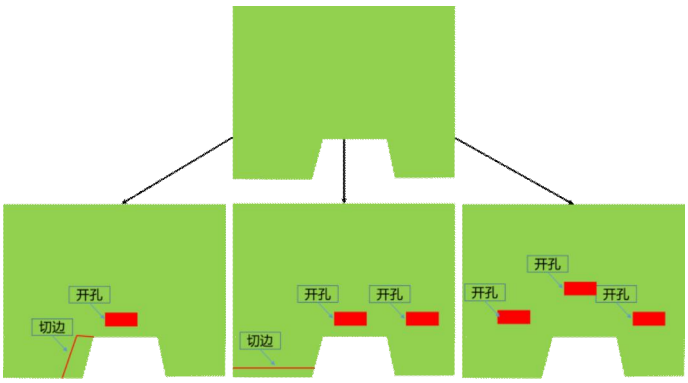


图 4　某系列车型侧围护板改制需求示意图

采用注塑工艺，每一款车型都需要单独开发一套大型注塑模具，4 款车型需 4 套模具，开发周期长、模具成本高。

采用吸塑工艺，所有车型共用一套吸塑模具，生产统一毛坯护板，后续通过数控切割完成不同位置的开孔和切边作业。一套模具满足全部改型需求，模具投入降低 75%，改制灵活度大幅提升。

4.4 防弹性能设计要求

防弹性能是防护车辆的核心功能，基础防弹能力主要由防弹钢板实现，高防护等级车型会在车身钢板内侧增设非金属防护内衬提升防护等级，如图 5 所示。



图 5 国外某防护车辆的防护内衬结构（图片来源于网络）

4.4.1 防护内衬主流材料

国内防护车辆配套的防弹内衬主要分为两大品类：一是增强纤维类复合材料，韧性强、抗冲击、防破片性能优异；二是高强聚乙烯（PE）材料，防弹性能突出、自重较轻，是目前高等级防护车辆的主流选择。两类材料均为柔性/半柔性板材，无法成型复杂曲面，多采用平铺式安装。

4.4.2 防护内衬设计流程

防护内衬的设计、选型、验证共分为四大步骤：

（1）指标拆解与材料初选。根据整车防弹等级、重量指标、成本预算等，结合防弹钢板选型，初步选定防护内衬的材料类型与预估厚度。防护内衬需要置于防弹钢板内侧，以防弹钢板作为迎弹面，如图 6 所示。

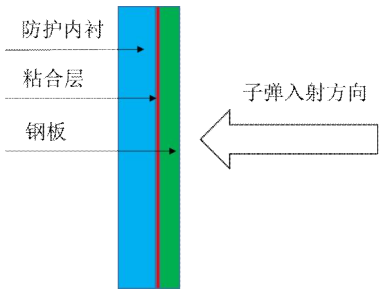


图 6　防弹钢板与防护内衬的布置关系示意图

（2）仿真模拟分析。利用有限元仿真软件，对“防弹钢板+防护内衬”复合结构进行防弹仿真，如图 7 所示，分析不同厚度内衬的防护效果，优化内衬厚度与铺设范围。

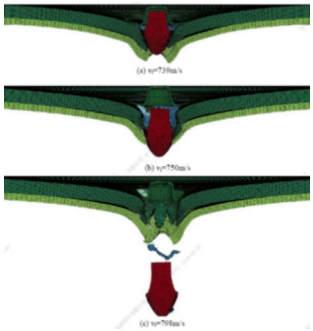


图 7　防弹钢板与防护内衬复合防弹仿真示意图（图片来源于网络）

（3）样板打靶试验。按照仿真结果制作钢板与内衬复合样板，开展打靶试验，验证实际防弹性能。若试验未达标，则回溯调整内衬材料、厚度，反复迭代直至满足防护要求。

（4）整车铺设方案设计。结合车身内表面结构，在车身大平面、宽梁系等区域全面铺设防护内衬，做到无盲区、无漏弹区域。

4.4.3 内饰与防护内衬的融合优化

上述整车铺设方案中，防护内衬平铺在钢板内侧，采用胶粘或螺接方式固定，部分车辆为了提升车内外观质量，在防护内衬外侧会再装配常规内饰护板，存在两大弊端：一是内衬采用胶粘固定，

车内易产生异味，影响车内环境；二是双层结构叠加，增加整车自重与制造成本。

目前行业正在探索新型一体化方案：将防护内衬加工为简易型面，表面复合皮革、耐磨表皮，直接替代传统内饰护板，用螺栓直接装配在车身上，如图 8 所示。

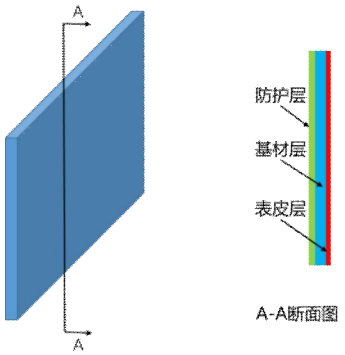


图 8　内饰与防护内衬一体化方案示意图

该方案集防弹防护、内饰美观功能于一体，简化结构、减轻重量、降低成本。现阶段该技术仍处于研发优化阶段，成型工艺、防弹性能、结构强度的匹配性还需进一步试验验证，也是未来防护车辆内饰的重要研究方向。

4.5 安全法规要求

4.5.1 法规标准要求

防护车辆不强制执行民用车辆法规，但所有内饰零件必须满足国标及国军标要求，主要执行标准如下：

（1）整车安全性：执行 GJB 1473《军用汽车安全性要求》，规范内饰结构、紧固件、材料的安全指标。

（2）人机尺寸：参照 GJB 9872-2020《陆军装备人体数据》设计车内空间、操作位置、乘坐区域，适配作战人员体型。

（3）环境适应性：遵循 GJB 1763《军用越野汽车气候适应性要求》，约束内饰材料在各类气候下的安全性能。

（4）阻燃性能：执行 GB 8410《汽车内饰材料的燃烧特性》。

（5）环保性能：执行 GB/T 30512《汽车禁用物质要求》，限制重金属、挥发性有害物质使用。同时建议参照 GB/T 27630《乘用车内空气质量评价指南》对内饰材料进行 VOC 管控。

4.5.2 乘员人身伤害防护要求

防护车辆行驶颠簸剧烈，乘员需频繁快速上下车执行任务，部分车辆还会遭遇地雷、爆炸物冲击，内饰设计必须强化乘员防护。

（1）高危区域软包覆。防护车辆车体多为裸露厚钢板，极易造成磕碰损伤，在乘员头部、膝部、肘部、上下车接触区域增加软包覆，可有效缓冲撞击力。如图 9 所示，国外某防护车辆局部软包覆防护。



图 9　局部软包覆结构（图片来源于网络）

（2）外露紧固件防护。参考 GB 11552《乘用车内部凸出物》校核内饰结构，无法隐藏的外露螺栓、螺母，统一加装盖形螺母，避免刮擦、碰伤乘员与随车装备。如图 10 所示，国外某防护车辆顶部外露螺栓增加盖型螺母防护。



图 10　外露螺栓增加盖型螺母结构（图片来源于网络）

（3）防爆冲击防护。针对防雷、防爆型防护车辆，在车内地板加装专用防雷脚踏板。踏板采用高强度复合结构，有效削弱底部爆炸产生的冲击力，保护乘员下肢安全。如图 11 所示，国外某防雷车型加装的防雷脚踏板。



图 11 防雷脚踏板结构（图片来源于网络）

（4）规整车内线缆。车内所有管线路统一捆扎、固定，并尽量收纳到内饰零件内部。外露线缆禁止散乱，防止人员勾挂，同时避免线缆被武器、器材剐蹭破损，如图 12 所示。



图 12 外露线缆捆扎固定（图片来源于网络）

4.6 轻量化设计要求

防护车辆为保障结构强度与防弹能力，车身大量采用防弹钢板，整车自重远高于民用车辆。受机动性、运输性约束，整车轻量化是防护车辆设计的硬性要求。内饰零件需进行轻量化设计，协同达成整车重量指标。

内饰轻量化设计主要包含材料轻量化与结构轻量化两大途径。

（1）材料轻量化在性能与成本可控前提下，选用改性工程塑料、碳纤维、轻质玻璃钢等低密度高强材料，替代普通塑料。需严格遵循“性能达标、重量最优”原则，不得牺牲可靠性、防护性与环境适应性。

（2）结构轻量化通过拓扑与壁厚优化，去除冗余结构、加厚筋及多余搭接区域，在不降低强度与防护性能的前提下合理设置减重槽与镂空结构，统一壁厚并简化多层叠加装配结构，实现精益减重。

4.7 人机舒适性设计要求

防护车辆内饰设计优先保障可靠性、防护性与维修性，舒适性指标优先级较低，但为适配长时间执勤作业需求，仍需依托人机工程设计满足基础驾乘与作业舒适性要求，其舒适性设计主要包含以下内容。

（1）设备布局遵循人机工程标准，合理规划车内操控设备的安装位置与操作角度，简化作业流程、缓解执勤疲劳。

（2）内饰选材严控 VOC 与气味等级，采用环保低气味材料，避免密闭高温环境产生异味，保障乘员健康。

（3）利用密封橡胶与结构胶封堵车身各类孔洞，阻断噪音传播，有效降低行车风噪与机械噪音。

（4）车身钣金腔内增设隔热层，阻隔外界温度传导，优化车内温度环境并提升空调工作效率。

（5）合理布置空调出风口位置与送风角度，保证车内送风均匀，杜绝局部冷热不均问题。

（6）地板选用耐磨、防滑、易清洁的专用材质，可适配野外泥沙、油污污染场景，兼顾清洁便利性与行车作业安全性。

4.8 美观性设计要求

美观性是防护车辆内饰设计中优先级最低的指标，整体设计遵循简洁、耐用的原则，不追求时尚造型与豪华质感。

通用设计要求：内饰整体造型规整，无杂乱凸起、无散乱外露线缆；表面处理以哑光、耐磨工艺为主，不采用高光、镜面、复杂纹理等易刮花、易显脏的工艺；减少软包覆，避免剐蹭破损。

国内外主流防护车辆的内饰外观设计风格差异较大。

（1）国内防护车辆：内饰以硬质护板为主，造型简洁规整，线缆全部捆扎收纳、隐蔽布置，无杂乱外露结构，兼顾整洁度与实用性。



图 13　国内某防护车内饰（图片来源于网络）

（2）国外同类型车辆：内饰风格粗犷极简，大量钢板、机械结构外露，几乎无装饰性内饰板，极致追求耐用性与维修性，车内尖锐结构较多，乘员磕碰风险偏高。



图 14　国外某防护车内饰（图片来源于网络）

5 结语

防护车辆内饰设计是融合军用标准、实战工况、材料工艺与防护性能的系统性工程，与民用内饰设计存在本质区别。本文以“军品六性”和整车功能需求为基础，从可靠性、防护性、维修改装、轻量化、人机美观等八个维度，系统阐述了防护车辆内饰的设计准则、结构方案、材料工艺，并结合工程案例完成设计体系梳理。

目前国内防护车辆整车核心性能已达国际先进水平，但内饰设计仍存在部分问题。受行业保密与试验数据限制，本文研究存在一定局限性，仅可作为工程设计参考。

未来，防护车辆内饰将朝着集成一体化、模块通用化、材料复合化方向发展。通过持续优化结构与工艺、适配实战工况，可进一步完善国内防护车辆内饰设计体系，推动特种车辆装备迭代升级，助力行业设计水平整体提升。

参考文献：

[1] 沈军，徐翔，李健，周永升. 关于装备“六性”问题的几点思考[J].航空维修与工程，2015(10)

[2] 欧阳敏. 中国的军用车辆[J].时代汽车，2011(08)

[3] 柳长立. 军用汽车的发展及其对策[J].汽车工业研究，1999(08)

[4] 刘洁. 军车内饰设计浅析[J].国防技术基础，2007(06)

[5] 吴会文. 浅析汽车内饰件的设计原则[J].时代汽车，2020(10)

[6] 乔宇，于德华. 军用车辆内饰设计研究[J].兵工学报，2016(06)

[7] GJB 9001B-2009，质量管理体系要求[S].北京：国家国防科技工业局，2009

[8] GJB 1473，军用汽车安全性要求[S].北京：国家国防科技工业局

[9] GJB 1763，军用越野汽车气候适应性要求[S].北京：国家国防科技工业局

[10] GB 8410，汽车内饰材料的燃烧特性[S].北京：中国标准出版社

轮式越野车出口开发策略与技术适应性研究

刘清，静大勇，王成云，胡晓昕

东风特种装备事业部（东风越野车有限公司）

摘　要：本文针对某型轮式战术车辆的出口开发，开展了系统的目标市场分析与关键技术适应性研究。论文首先梳理了美、法、俄等国轮式装备的出口现状，阐述了我国军贸向体系化、高端化转变的背景及拓展海外市场的战略意义。其次，深入剖析了中东、拉美、亚洲及非洲四大目标市场的地缘环境与战术需求，明确了高温沙尘、高湿雨林、复杂地形等极端工况对车辆性能的约束条件。在此基础上，提出了以平台化、模块化为核心的总体技术方案，并重点围绕三大关键技术展开研究。最后，结合研究成果，从军用标准差异、极端环境适应性及智能化发展趋势三个维度分析了现有产品与未来需求的差距，为国产军用车辆的出口改装与迭代升级提供了理论依据与技术支撑。

关键词：轮式战术车辆；军贸出口；环境适应性；模块化设计；综合防护

Research on Export Development Strategy and Technical Adaptability of Wheeled Off-road Vehicles

Liu Qing, Jing Dayong, Wang Chengyun, Hu Xiaoxin

DONGFENG OFF-ROAD VEHICLE CO.,LTD.

Abstract: This paper systematically conducts target market analysis and key technology adaptability research for the export development of a specific wheeled tactical vehicle. The paper begins by outlining the current export status of wheeled equipment from countries such as the United States, France, and Russia, and elaborates on the background of China's defense trade transformation towards systematization and high-end products, along with the strategic significance of expanding overseas markets. Subsequently, it deeply analyzes the geographical environments and tactical requirements of four major target markets: the Middle East, Latin America, Asia, and Africa, identifying the constraints imposed by extreme operating conditions such as high temperatures, sandstorms, humid rainforests, and complex terrains on vehicle performance. Based on this analysis, an overall technical scheme centered on platformization and modularization is proposed, with a focused study on three key technologies. Finally, integrating the research findings, the paper analyzes the gaps between existing products and future demands from three dimensions: differences in military standards, extreme environmental adaptability, and intelligent development trends, providing a theoretical basis and technical support for the export modification and iterative upgrading of domestic military vehicles.

Keywords: Wheeled Tactical Vehicle; Defense Trade Export; Environmental Adaptability; Modular Design; Comprehensive Protection; Intelligentization.

引言

面对国际日益增长的军贸装备需求，世界军事强国始终注重轮式车辆装备的出口。本文重点阐述国际市场通用底盘的出口现状、市场需求，并针对某出口车型开发策略应对与技术适应性研究。

1 研究背景

1.1 国际轮式装备出口情况

美国继悍马广泛出口全球多个国家之后，近年新研制的 JLTV 联合轻型战术车辆又先后出口到比利时、罗马尼亚、立陶宛、巴西、黑山、斯洛文尼亚、北马其顿和英国等多个国家；法国轮式装甲车已出口到智利、黎巴嫩、印度尼西亚、印度、巴西、泰国等国家；俄罗斯“虎”式装甲车已出口到叙利亚、尼加拉瓜、约旦、以色列、乌拉圭、刚果、几内亚等国家。

1.2 我国轮式装备军贸发展情况

随着我国国防工业和武器装备建设持续推进，我军统筹各军兵种装备发展，全面提升标准化、系列化、通用化水平，逐步建成了以高新技术装备为骨干的武器装备体系。近年来，中国军贸正在由传统的小批量装备逐步向成建制、体系化、批量出口转变，军贸装备从低档逐渐向中高档军事能力水平转变。据了解，我国已经构建起结构完整、体系完备、技术先进、性能优异、质量可靠的中国军贸产品体系，打响了“中国军贸”的金字品牌。根据中央军委“一型装备服务两个市场”、“加强海外实战检验和反哺国内装备建设”的发展思路，通过通用战术车辆出口到亚洲、非洲、拉丁美洲等相关国家和地区，即可以优化资源配置，在更大范围、更广领域、更高层次上参与国际合作与竞争，拓展我国发展空间，扩大在世界范围内的政治影响力；还可以延长装备承制企业在国内的生产设备全寿命周期，进一步扩大规模降低成本，提高军事经济效益。

轻型轮式战术车辆虽然载荷能力相对较弱，但凭借相对轻巧车身（结构、尺寸）为部队提供了更高机动性、生存能力和灵活性，并可为部队提供更大的火力和更长的任务时间，具有更强的战场环境适应能力。同时，相比一般车辆，轻型战术车辆具有更大活动范围、速度和有效载荷，可以提供更强火力支援、警戒和快速反应，极大提高作战效能。基于此，轻型战术车辆在非洲、中东等地数次武装冲突和局部战争中表现突出，获得市场认可，具有广阔市场前景。

1.3 研究意义

目前，轻型轮式战术车辆已经批量列装部队，在“上车作战，下车机动”指导下，极大提升了部队机动作战能力，在对抗演练、模拟训练中发挥出重要作用。但轻高机装备的作战效能、作战适用性、体系适用性、在役适用性、作战运用方式和使用模式，以及部队的作战理论、战术战法等在实战应用中作战表现，仍需通过具体实战环境进行充分验证。

当前部分亚洲、非洲、拉丁美洲等国家处于武装冲突、军事摩擦、局部动荡特殊时期，加之这些地区经济水平不高、军费不足，对于我国具有较高性价比优势的轮式装备具有广泛的引进需求。通过让通用战术车辆 “走出去”，可在实战中进行全面检验，“带进来”更多的实战运用信息，对于深入推动轮式装备的迭代升级和新装备的研发，加快部队体系作战能力生成，以及战术战法应用具有极其重要的现实意义。

2 目标市场分析

海外出口车型，需全面考虑目标国的汽车法规、气候环境、海拔高度、地形特征、驾驶习惯、风俗文化等多个维度的适配与优化，为此需要做大量的调查研究工作，在车辆的结构、性能、材料等做好合理的架构设计，以适应当地的法规、环境，同时也应在设计过程中考虑车辆出口后的售后保障便利性，来满足汽车出口的市场需求和可靠性要求。

同时，轮式装备的出口还应考虑目标国家地区的安全与冲突环境对产品用途的需求，国防预算与现代化升级的要求。当前国际社会中，中东、拉丁美洲、非洲、东南亚等地区由于受外部势力干

涉或当地恐怖活动的影响，众多国家面临着严峻的防御和反恐问题。根据目前的市场调研，此类地区对轮式装备有采购需求的国家较多。

2.1 中东地区市场需求分析

中东地区动荡的政治环境对具有较强防护和机动性的轮式装备有较大市场需求，各种武装冲突对于军用装备的消耗，同时在对抗 IS 等极端组织需要防地雷反伏击车、装甲巡逻车等，同时在边境区域对边境巡逻车与快速反应的装备、在叙利亚和伊拉克战后城市的重建中，对轻型装甲车的需求也有一定的提升。同时，中东的沙特、阿联酋、卡塔尔等海湾国家依靠石油收入来支出高额的国防开支，各国军方也在逐步对老式装备进行替换与升级，同时对装备本地化有一定的规划。

中东地区多为沙漠环境，车辆需具备高温环境适应性、防沙尘能力和较长的续驶里程， 针对沙漠高温环境和反恐需求来优化车辆的性能，中东客户偏好大排量、高可靠性车型，对车辆的维护保养提出更高的要求，需配套培训与技术支持。

2.2 拉美地区市场需求分析

拉美地区军队的主要任务是保卫国家主权和领土完整，在国内安全和打击毒品作战中提供支持，并提供如灾害救援、人道主义援助和维和行动等非传统军事务支持，中国在该地区的主要军事装备出口国有秘鲁、委内瑞拉、智利等。拉美地区主要面临安全稳定问题和毒枭势力，需要轻型装甲车和快速机动车辆进行边境巡逻和城市反恐；南美国家的偏远地区则较依赖全地形车辆。多数拉美国家国防的开支较低，倾向于采购性价比较高的中低端装备，陆军装备相对老化落后，急需更新替换。

拉美国家地形复杂，在雨林和山脉等地形要求车辆具备较高的通过性，在城市治安管理则需要轻型防雷车和模块化的防护车辆，在地震洪水频发的地区则需要多功能战术军民两用卡车用于人道主义救援。针对热带雨林环境，车辆的防腐蚀、散热性能需要提高，同时在成建制装备的出口上，应考虑模块化平台化设计可切换多种作战模式与用途，降低后期维护成本。

2.3 亚洲地区市场需求分析

我国在亚洲的军用装备出口主要有巴基斯坦、缅甸、孟加拉国、柬埔寨、菲律宾等。中印边境的对峙，需要高海拔适应性车辆，南海争议国家对海陆两栖装甲车的需求强化。东南亚国家则依赖防雷车和轻型装甲巡逻车，南亚地区则需要武装皮卡和轮式突击炮。亚洲地区国家地形多样化，需要车辆具有一定的高原动力和低温环境冷启动能力，东南亚热带雨林地区则要求车辆具有防腐蚀能力和灵活的机动性能，可进行一定短轴距的改装。同时部分军事投入较高的国家，地面无人装备的开发取得了一定的进展。

2.4 非洲地区市场需求分析

我国在非洲市场主要军事合作伙伴包括尼日利亚、坦桑尼亚、纳米比亚等。安全的主要威胁包括恐怖主义、盗猎行为和海盗活动，部分内战与武装冲突需求高机动战术卡车和轻型装甲车辆，反海盗需快速拦截艇搭载车辆，部分走私活动催生边境巡逻车的需求。非洲的极端环境对对车辆性能提出了更高的要求，沙漠地带对车辆的防沙尘、散热性能考验更大，中非雨林地区则要求车辆有较高的离地间隙，高通过性能。非洲的各种冲突对车辆的改装适应能力要求高，同时也可将无人装备和轻型车辆协同反恐作战，注重低成本与抗环境适应性。

2.5 竞品分析

国际同类出口轻型轮式战术车辆主要有韩国起亚 KLTV、土耳其眼镜蛇 COBAR Ⅱ、意大利 LMV，以及美国 JLTV 等车型，通过表 1 性能参数对比分析，我国轻型轮式车辆战术技术水平高，具有良好的战场机动性，具备较好的战场生存和防护能力，达到国际同类军车先进水平。

表 1　国际同类出口轻型通用战术车辆性能参数对比表

车型	中国 猛士 CSK181E	韩国 KLTV	土耳其 COBAR Ⅱ	意大利 LMV	美国 JLTV
车型照片					
乘员	2-10	2-8	2-11	4-7	2-4
长×宽×高	6×2.4×2.15m	6×2.2×2.6m	5.6×2.5×2.2m	5.5x2.1x2.0m	6.25x2.5x2.6m
重量	8.5-12t	5.7-7t	12t	6.5t	8t
最大装载质量	1.9-6t	1.0-3t	2.5t	1.2t	1.8t
最高车速	120km/h	130km/h	110km/h	130km/h	110km/h
最小离地间隙	400mm	405mm	400mm	473mm	405mm
接近角/离去角	60/40°	62/48°	45/55°	40/45°	45/50°
额定功率	300Ps	225Ps	360Ps	188Ps	305Ps
涉水	0.75/1.2	0.76m	1.0m	0.7m/1.2m	0.76/1.2m
防护性能	车体正、侧、后和顶部30米距离可防5.56×45mm、5.56×45mm、以及7.62×51mm子弹。相当于北约STANAG 4569Ⅰ级防护等级水平	防弹车身由复合材料制成，安装了金属片和窗户上的防弹玻璃。这两种可以防止轻武器射击和炮弹碎片，地板可以实现防雷。	车体基础装甲能抵御7.62毫米穿燃弹，车底采用V型结构，可以抵抗一定当量简易爆炸装置(IED)。配置有竞技级的5点式竞技级安全带、包覆泡沫材料的防撞梁、缓冲座椅。	车体基础装甲能抵御7.62毫米步枪弹药的攻击，车底采用V型结构，可以抵抗6千克装药量的地雷。配置有竞技级的6点式竞技级安全带、包覆泡沫材料的防撞梁、缓冲座椅。	B级装甲达到北约STANAG 4569标准的Ⅲ级防护水平
上装武器	可选装武器遥控车等版武器站	可以配备车顶安装的武器，如机枪或自动榴弹发射器。船体两侧的炮口允许乘员携带单兵武器瞄准和射击	可集成25毫米机枪遥控武器系统，低空防空导弹系统，以及榴弹发射器等武器装备	可安装12.7毫米机枪或40毫米榴弹发射器，烟雾弹发射器，长轴版还可以安装便携式防空导弹。	重机枪或自动榴弹发射器、烟幕发射装置等武器装备

轻型轮式战术车辆性能均衡、具有较强的承载能力，能够满足多种武器系统及通信设备搭载需求；改装适应性强，可根据不同作战任务需求进行差异化改装，并根据环境差异进行适应性改进；战术战役机动性强，可通过空运、海运、铁路等多种方式运输；价格具有较为明显优势，对于发展中国家更具有吸引力，适用场景多，已批量列装部队，技术成熟，性价比高，具有一定产品竞争力。

3 技术开发策略应对

基于已开发成熟的产品基础上，针对产品出口目标国的使用环境进行产品的改进与提升，并考虑右舵驾驶方案的开发匹配，以满足不同地区客户的使用需求。同时，在产品开发过程中，应避免较大的方案及总成变更带来的较高的开发验证费用及产品质量风险。

3.1 市场定位

轮式战术车辆以其出色的机动性、适应性，在相关战争及冲突中大放异彩，尤其是在陆地近战、地面防空、陆战支援，以及通过直升机和战术运输机进行战略运送实现空中支援、战场封锁等方面都具有出色战场表现，是新世纪现代化军队的重要装备组成。轮式车辆在现代战场各个方面都有十分广泛的应用，能够出色完成各种作战任务，比如：搭载轻型武器遂行机动突击任务；搭载轻型火炮和反坦克导弹遂行火力支援任务；改装侦察、电抗、通信装备遂行指挥控制任务；改装防化、工程、维修等装备遂行机动保障等综合作战使命任务，实现从乘坐运输平台向机动作战平台转变，是各国军队战斗力生成及保障的重要支撑，成为当前欧美等发达国家的主要车辆装备。

3.2 总体技术方案

确定出口产品保持与基础车型技术方案基本一致的原则，针对各项环境适应性改善、右舵设计变更、防护能力提升、部分加改装需求等需求开展整车验证，各类性能指标应不低于国内标准，且整车及各系统可靠性满足设计要求。在研制过程中严格按研制程序完成方案设计和工程设计评审，对产品主要结构型式，整车总布置方案、整车性能参数和主要总成部件结构方案进行确认。研制过

程中通过设计计算、仿真分析、样车试制、主要总成台架试验和整车道路试验，按照试验大纲完成基本性能试验及可靠性行驶试验，严寒炎热及高原地区适应性试验，电磁兼容性、防护性能等专项试验来验证总体技术方案成熟合理和技术可靠。

基于平台化、模块化设计理念，依据目标客户的实际使用需求和自身变形能力，开展顶层架构设计，整体规划出口系列车型，构成可灵活组合，集机动、火力、信息、生存能力于一体的轮式车辆平台。

4 关键技术研究

面对全球范围内的极端服役条件，满足现代战争对战术车辆的需求，应重点聚焦轮式越野车在复杂环境与多样化军事任务中的关键技术研究。在环境适应性方面，面临高温、沙尘、高湿及复杂地形等挑战；在围绕军事任务的多功能性方面，需要探讨车辆作为通用平台如何实现快速作战模式切换、模块化功能拓展和综合防护体系。同时结合未来战场智能化趋势，要对人机交互与智能驾驶技术进行初步探索，提升车辆在不同作战体系与极端工况下的适应能力与作战效能。

4.1 环境适应性要求

4.1.1 高温与沙尘防护

耐高温性：在 55℃以上持续工作，需增强散热系统的能力，如增大前格栅进风面积、采用双风扇、增大散热器容量，在排气歧管和排气管采用耐高温材料（如陶瓷涂层排气管）或增加隔热材料，防止周围塑料及橡胶件过热隐患；

防沙尘设计：采用三级空气过滤系统，通过沙漠滤清器+旋风分离+高效滤芯，进气系统能够有效防止沙尘侵入；通过采用密封式的电气接口，防止沙尘侵入导致电路短路；通过底盘旋转件的密封设计，能够保证底盘各系统正常运行；

轮胎与悬挂系统：采用宽断面全地形越野轮胎，胎压可调至 0.5Bar 以下；设计长行程悬挂应对沙地软路面。

4.1.2 防腐及密封

防腐蚀设计：可考虑采用镀锌钢板+电泳涂层工艺，重点部位如底盘、焊缝等喷涂聚氨酯防腐材料，耐受年均湿度 80%以上的环境；

湿热环境：空调系统需支持快速除雾，满足 15 分钟内降低驾驶舱湿度至 60%以下；空调出风口增加防霉设计；

密封性及涉水：满足 IP67 等级的电气系统防护，如线束防水接头、分动箱强制通气阀等，满足加装涉水喉提升至整车 1.5 米涉水能力。

4.1.3 复杂地形通过性及战术机动性

动力与传动：通过高扭矩柴油发动机和分时四驱系统，标配前后桥差速锁，来满足动力的要求；

短轴距设计，通过设计轴距在 3 米左右来提升狭窄丛林路段转向灵活性；

快速部署能力：支持空投或者直升机吊运，采用车身轻量化设计（如铝合金车架等）且满足一定的尺寸限制（如长宽不超过北约运输机标准）；支持两栖作战，加装浮渡装置后满足一定的水面速度，满足东南亚岛屿间机动需求。

4.2 军事任务功能性需求

4.2.1 多用途任务适配

快速作战平台切换：作为武器搭载平台，可开发针对北约标准 “兼容套件”，如 STANAG 4569 认证的防弹玻璃选装包等；可考虑预留快拆式通用武器或防护接口、防地雷底板等快速反应改装模块，如车顶预留标准化/快拆式武器支架接口（如 MIL-STD-1913 导轨），兼容机枪、反坦克导弹等，考虑一种平台多种作战模式的快速切换能力。

功能拓展模块化设计：货箱可进行功能扩展，切换为医疗救护或通信指挥模块；可根据需求加装抗电磁干扰通信设备等；设计可快速更换的标准化模块，如动力包、防护装甲等，采用模块化快拆设计（如散热器、滤芯），适配当地维修条件。

4.2.2 安全与防护

底盘保护：通过加厚钢板底盘装甲，防止岩石撞击，最小离地间隙和通过角应满足一定的指标要求，来避免热带雨林树根与岩石托底；增加在模拟戈壁、碎石路况的悬架系统耐久性测试；

防弹与防爆能力：基础版满足 STANAG 4569 Level 1 级防弹要求，可通过选装复合陶瓷装甲来减轻重量提升防护等级。在防雷设计方面，可采用 V 型结构+蜂窝吸能层防爆底盘，可抵御不同等级的 TNT 当量地雷爆炸冲击，同时采用防雷座椅减少乘员伤害。

核生化（NBC）防护：采用全封闭式增压试驾舱，配备空气过滤净化系统，可过滤化学毒剂与放射性颗粒。

隐蔽性：采用沙漠或者丛林迷彩喷涂、红外辐射抑制技术（降低热信号特征）、消音排气系统等；车顶可配置 360°摄像头支架接口，兼容无人机中继控制终端。

4.3 智能化设计

多语种开发：可多语言切换的人机交互系统、导航系统、智能信息终端及智能诊断系统，可满足不同地区语言差异的需求；

智能化提升：考虑车辆配置一定的自动驾驶系统，可自动监视沙漠、山地、涉水等复杂路况，自动根据设定程序驾驶，提升车辆的智能性。

5 挑战与对策

5.1 售后保障

维修保养方面：军用车辆在冲突地区的高损耗率要求维修便利，快速备件响应，合理利用集团范围内在海外的售后团队和配件仓库，确保维修响应速度；培训本地技师，熟悉车型技术和维修流程，针对热带地区用户开展散热系统清洁、轮胎胎压调整等专项培训。开发远程诊断系统来保障海外服务的及时性与提升客户满意度；提供耐高温润滑油、防爆膜、密封胶条等耗材，缩短供应链响应时间；腐蚀高危区每六个月进行高压水洗+防锈剂补喷。

质保与用户权益：提供符合当地预期的质保政策；开发 APP 或者服务平台，支持在线预约、故障诊断等服务功能。提供维护、训练和升级捆绑服务方案以增强客户粘性。

5.2 市场竞争力

中国军用车辆在国际市场面临诸多竞争对手，如美国悍马（HMMWV）、俄罗斯“虎式”装甲车、土耳其 Otokar 等品牌占据传统市场，中国品牌缺乏海外实战案例背书，用户对于东风猛士的可靠性与战场维修便利性存疑。可通过参加联合国维和或反恐行动，通过实战表现提升品牌可信度，制作多语言车辆试验纪录片进行展示；在与国际同类产品性能指标相当的情况下，东风猛士突出性价比优势，如低于欧美品牌价格的 30%-40%，突出“同等防护等级下的成本优势”，提供按需付费等升级服务，如保养周期的延长、加装装甲等；还可通过民用版先行进入市场，如非洲民用安保市场等，逐步渗透至军方采购清单。

5.3 技术与标准突破

当前针对目标国家和地区的技术适应性研究，仍要站在未来世界作战模式和主流装备发展趋势来分析，结合当前产品特点，还需从以下几点考虑技术升级：

一是军用标准差异：国际主流市场对军用越野车的防护等级要求较高，北约国家采用 STANAG 标准，如 STANAG 4569 防弹等级，因此需要重新适配，同时仍需考虑整车重量、防护与机动性之间的平衡；部分国家要求军用车辆兼容北约制式通信系统，如加密电台接口等；

二是环境适应能力差异：如在热带雨林高湿热环境下的电子系统靠性和整车耐腐蚀性能需验证。电子故障预防，可采用冗余电路设计，通过关键传感器双通道备份，增加防潮硅胶封装；整车开发纳米涂层防腐技术，延长车辆热带环境寿命；

三是车辆的智能化程度差异：当前动力形式较为单一，可逐步拓展混合动力、新能源的开发；智驾系统匹配还未考虑，如 AI 技术的应用集成，AI 路况预判系统，通过卫星图像实时规划丛林路

径。

6 结束语

我国轻型高机动战术车辆性能优越，技术成熟，性价比高，且可搭载火力、指控、支援、保障等多类型载荷，拓展成建制、成体系整备系列，可提升我国产品在中东、亚非、拉美市场的整体竞争力。产品开发核心在于满足用户需求、平衡成本、构建可持续的服务体系，以上只是针对军用轮式装备出口车型的开发进行的一些经验和认知总结，后续仍需系统化的规划与实施，具体情况和要求还需根据客户实际需求进行适应性调整。未来可借力“一带一路”安全合作框架，将装备出口与地缘战略深度绑定，实现从单一产品输出到“技术标准+服务体系”的生态出海。

参考文献：

[1] 东风汽车研究院．《越野车环境适应性设计规范》（2023）.

[2] 全球越野车市场研究报告（Frost&Sullivan,2022）.

[3] SIPRI,《2023 年全球军费开支报告：军用车辆贸易趋势》.

基于边界约束的无人车路径跟踪方法

胡成雪，黄祖胜，向小龙，赵文虎，付畅，王龙

东风越野车有限公司

摘　要：针对路径弯曲程度影响无人车辆跟踪精度的问题，本文提出了一种基于边界约束的无人车路径跟踪方法。首先，通过分析纯跟踪模型在处理不同弯曲程度路径跟踪时的局限性，引入边界约束的思想，基于全局路径设计了一种滑动窗口获取全局路径的左右侧边界；然后构建预瞄距离与速度之间的线性关系来寻找预瞄点，依据预瞄点以及对应的左右侧边界点计算边界约束范围；最后结合横向误差和初始积分调节参数补偿前轮转向角，再判断补偿后的前轮转向角是否满足边界约束范围，以此动态调整积分调节参数并对其进行滚动补偿。仿真结果表明，该方法相较于传统的纯跟踪模型在不同弯曲程度的路径跟踪上具有较高的精度和适应性。

关键词：路径跟踪；纯跟踪；边界约束；积分补偿

Path Tracking Method for Unmanned Vehicles Based on Boundary Constraints

Abstract: To address the issue that path curvature deteriorates the path tracking accuracy of unmanned vehicles, this paper proposes an unmanned vehicle path tracking method based on boundary constraints. First, by analyzing the limitations of the pure pursuit model in implementing path tracking on roads with varying curvature levels, the concept of boundary constraints is introduced. A sliding window is designed based on the global path to acquire the left and right boundaries of the global path; then, a linear relationship between preview distance and vehicle speed is established to locate the preview point, and the boundary constraint range is calculated according to the preview point and its corresponding left and right boundary points; finally, the front-wheel steering angle is compensated using lateral error and initial integral tuning parameters. It is verified whether the compensated front-wheel steering angle satisfies the boundary constraint range, so as to dynamically adjust integral tuning parameters and realize rolling compensation. The simulation results show that compared with the traditional pure pursuit model, the proposed method achieves higher tracking accuracy and adaptability for paths with varying curvature.

Keywords: path tracking; pure pursuit; boundary constraints; integral compensation.

1 引 言

随着无人驾驶技术的成熟发展，无人驾驶技术被广泛应用于多场景中。无人驾驶技术涵盖了环境感知技术、运动规划技术和跟踪控制技术等[1]。其中，跟踪控制技术被划分为轨迹跟踪和路径跟踪两大类[2]，轨迹跟踪不仅包含了车辆的横纵向跟踪，还需要按照规划的时间信息抵达目标轨迹点；路径跟踪虽不受时间信息约束，但需要在一定误差范围内，控制车辆转向角以此实现路径跟踪。

针对路径跟踪技术，国内外学者根据车辆行驶特性进行了大量的研究，主要包含基于道路几何关系和基于现代控制理论两方面[3]。其中，纯跟踪模型是基于几何关系的路径跟踪技术的代表。李超等[4]提出了一种改进的纯跟踪模型，将纯跟踪模型与车辆运动学自行车模型结合，使得车辆在弯

曲路径可以自适应调整车速和预瞄距离。张华强等[5]则是引入粒子群优化方法确定纯跟踪模型中预瞄距离，以此提高纯跟踪模型自适应能力，但粒子群优化方法需要多次迭代。潘世举等[6]利用航向偏差和横向偏差，将航向偏差作为反馈量，对前轮转向角进行补偿，同时采用类模糊方法动态调节补偿权重。付景枝等[7]设计了一种用二次多项式来表示预估前视距离的方法，构建了车速和预瞄距离的函数关系，但部分参数来源于经验值。这些方法较依赖于平缓路径，在实际应用中纯跟踪模型不仅依赖于合适的预瞄距离，还受到路径弯曲程度的影响，这是因为目标路径由不同弯曲程度的路径段组成。综上所述，路径跟踪面临着预瞄距离选取和路径弯曲程度等挑战。

鉴于上述问题，本文提出一种基于边界约束的无人车路径跟踪方法，引入边界约束的思想，基于全局路径设计了一种滑动窗口获取全局路径左右侧边界；再构建预瞄距离与速度之间的线性关系来寻找预瞄点，依据预瞄点以及对应的左右侧边界点计算边界约束范围；最后根据前轮转向角是否在边界约束范围内来动态调整积分调节参数，以此对前轮转向角进行滚动补偿，从而实现不同路径弯曲程度下的路径跟踪。

2 方法原理分析

2.1 模型基础

纯跟踪模型以几何学模型为基础，从车辆后轴中心出发，在目标路径上寻找一个预瞄点，根据车辆后轴中心和预瞄点之间的几何关系计算车辆前轮转向角。纯跟踪模型如图 1 所示，假设车辆在低速运动中无轮胎侧滑情况，车辆左右前轮和后轮转角保持一致。在大地坐标系 *X0Y* 中，*A* 表示后轴中心点，*L* 表示轴距，φ 表示航向角，e_d 表示横向误差，从点 *A* 出发，在目标路径上寻找预瞄点 *C* 使得 *AC* 距离为 l_d，即预瞄距离，若点 *A* 可以绕点 *O* 按照转弯半径 *R* 行驶至预瞄点 *C* 处：

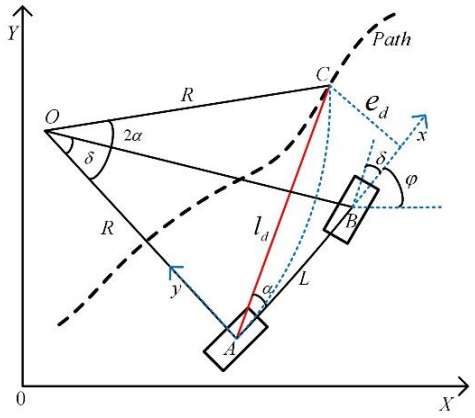


图 1　纯跟踪模型示意图

由图 1 中车辆坐标系 *xy* 可知，α 为车辆速度方向和预瞄点 *C* 之间的夹角，且根据等腰三角形 *AOC* 可得：

$$\angle AOC = \pi - 2\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) = 2\alpha \tag{1}$$

再根据三角形 *AOC* 中的几何关系可得：

$$\frac{l_d}{\sin 2\alpha} = \frac{R}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)} \tag{2}$$

$$R = \frac{l_d}{2\sin\alpha} \tag{3}$$

结合阿克曼转向模型中转弯半径 *R* 与 *L* 之间的几何关系，如公式（4），再联合公式（3）得到前轮转向角 δ：

$$\tan\delta = \frac{L}{R} \tag{4}$$

$$\delta = \arctan\left(\frac{2L\sin\alpha}{l_d}\right) \tag{5}$$

2.2 路径跟踪影响因素分析

考虑到车辆前轴中心点与目标路径点之间存在一定距离，由此引入横向误差 e_d，结合图 1 可得横向误差 e_d 为

$$e_d = \frac{l_d}{\sin\alpha} \tag{6}$$

联合公式（6）构建横向误差 e_d、预瞄距离 l_d 以及前轮转向角 δ 的关系得：

$$\delta = \arctan\left(\frac{2Le_d}{l_d^2}\right) \tag{7}$$

综上可知，纯跟踪模型的本质是通过控制前轮转向角以此减少横向误差的 k_p 比例控制模型，且 k_p 参数为 $\frac{2L}{l_d^2}$，系统误差为 e_d。其中 L 表示轴距且为固定值，则该模型的控制精度主要取决于预瞄距离 l_d。

当车辆行驶在平缓路径时，可以通过调整预瞄距离从而提高跟踪精度。然而当车辆行驶在弯曲路径时，过大的预瞄距离会使车辆在弯曲路径发生偏离，导致横向误差 e_d 增大；过小的预瞄距离又会使车辆前轮转向角振荡并出现超调现象，即路径弯曲程度不仅影响预瞄距离选取，还影响跟踪精度。

2.3 算法实现流程

为了减少路径弯曲程度的影响，同时选取合适的预瞄距离。首先，本文从全局路径出发，提出基于滑动窗口的边界搜索法计算全局路径左右侧边界，该方法不仅改善当目标路径点航向角不为 0，目标路径与左右侧边界之间会产生交集的情况。

在纯跟踪模型的基础上，构建预瞄距离与速度之间的线性关系寻找预瞄点；再依据预瞄点以及对应的左右侧边界点计算边界约束范围及横向误差；最后结合横向误差和初始积分调节参数补偿前轮转向角，通过判断补偿后的前轮转向角是否在边界约束范围内来动态调整积分调节参数，以此对其进行滚动补偿直至满足边界约束条件，具体流程如图 2 所示。

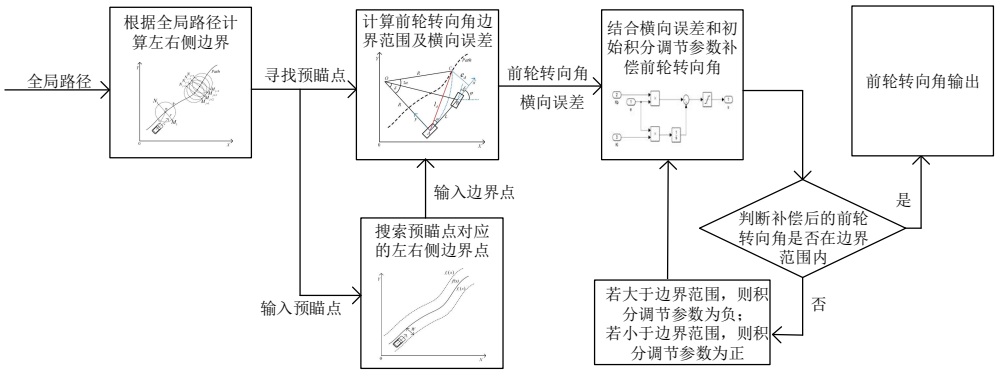


图 2　路径跟踪算法实现流程

3 路径跟踪控制方法设计

3.1 基于滑动窗口的边界搜索

由于纯跟踪模型的控制精度取决于预瞄距离，而路径弯曲程度影响着预瞄距离选取。过大的预

瞄距离会使车辆在弯曲路径发生偏离，从而使车辆的横向误差增大。本文结合车辆道路边界限制的思想[8]提出一种基于滑动窗口的边界搜索计算方法，旨在计算车辆在任意目标路径下的左右边界坐标值，以此得到车辆左右边界预瞄点的前轮转向角，从而作为车辆安全行驶限制范围，防止车辆产生过大偏移。

目标路径边界示意如图 3 所示，其中，$f_l(x)$为左侧边界，$f_r(x)$为右侧边界，W为目标路径与右侧边界之间的宽度，且此处假设目标路径为平滑曲线。

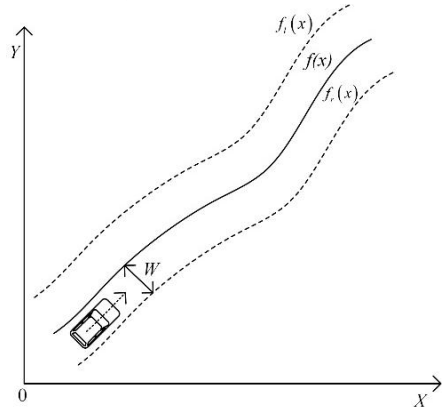


图 3　目标路径边界示意图

然而如何根据目标路径点坐标获取左右侧边界点坐标成为关键问题，直接对目标路径点坐标进行 y 方向的加减得到左右侧边界点坐标，没有考虑目标路径点存在航向角不为 0 的情况，容易使左右侧边界与目标路径产生相交的现象。本文以单个目标路径点 p_1 为圆心，车宽为半径构建圆形滑动窗口进行左右边界搜索，如图 4 所示：

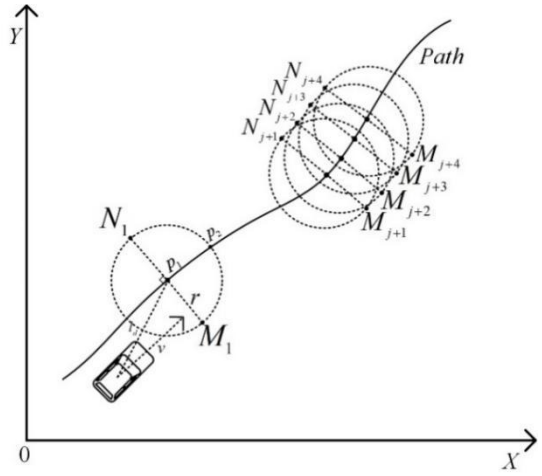


图 4　路径边界计算示意图

其中，p_1和 p_2 为目标路径上的路径点，l_d 为预瞄距离，已知目标路径点的坐标 $p_1(x_1,y_1)$ 和 $p_2(x_2,y_2)$，计算直线 p_1p_2 的斜率 $k_{p_1p_2}$：

$$k_{p_1p_2}=\frac{y_2-y_1}{x_2-x_1} \tag{7}$$

再计算垂直于直线 p_1p_2 的法线 M_iN_i，且该法线经过点 $p_1(x_1,y_1)$，斜率为 $\dfrac{-1}{k_{p_1p_2}}$，由此得到法线 M_iN_i 方程：

$$y=\frac{-1}{k_{P1P2}}\cdot x+\left(y_1+\frac{x_1}{k_{P1P2}}\right) \tag{8}$$

以点 $p_1\left(x_1,y_1\right)$ 为圆心，r 为半径作圆形滑动窗口，联立公式（8）计算其与法线的交点坐标。

在图 4 中，点 $p_1\left(x_1,y_1\right)$ 对应的左右边界点为 N_1 和 M_1，根据上述方法依次计算全部目标路径点坐标，即得到左侧边界点集合 $\left\{N_{j+1},N_{j+2},N_{j+3},N_{j+4}\right\}$，以及右侧边界点集合 $\left\{M_{j+1},M_{j+2},M_{j+3},M_{j+4}\right\}$，依次连接左右侧边界点从而得到目标路径点边界。

3.2 前轮转向角计算

为了解决预瞄距离影响纯跟踪模型控制精度的问题，本文以纯跟踪模型为基础对其进行改进，主要包含三个方面：1）根据自适应预瞄距离寻找目标路径上的点作为预瞄点；2）考虑到纯跟踪模型的本质是 k_p 比例控制模型，引入 k_I 积分控制器补偿车辆前轮转向角，减小横向误差；3）计算预瞄点对应的左右边界点的前轮转向角，将其视为边界约束范围，通过判断当前预瞄点下的前轮转向角是否在边界约束范围内动态调节参数。

针对 1），由于根据固定预瞄距离寻找预瞄点，会出现预瞄点不在目标路径上的情况，此时需要构建预瞄距离与速度之间的关系，对预瞄距离进行自适应，并根据预瞄距离寻找目标路径上的路径点作为预瞄点。

首先，构建预瞄距离和车辆速度之间的关系为

$$l_d=l_o+k\cdot v \tag{9}$$

其中，l_d 为预瞄距离，l_o 为预瞄距离下限值，k 为预瞄距离系数，v 为车辆速度。

再根据车辆当前位置信息寻找距离目标路径最近的路径点 $p_{\min}\left(x,y\right)$，以最近的路径点 $p_{\min}\left(x,y\right)$ 为起点计算 n 个路径点之间的距离并累加，若累加距离小于或等于预瞄距离 l_d，则将 $p_{\min+n}\left(x_{i+n},y_{i+n}\right)$ 视为预瞄点，累加距离视为预瞄距离 L_d。

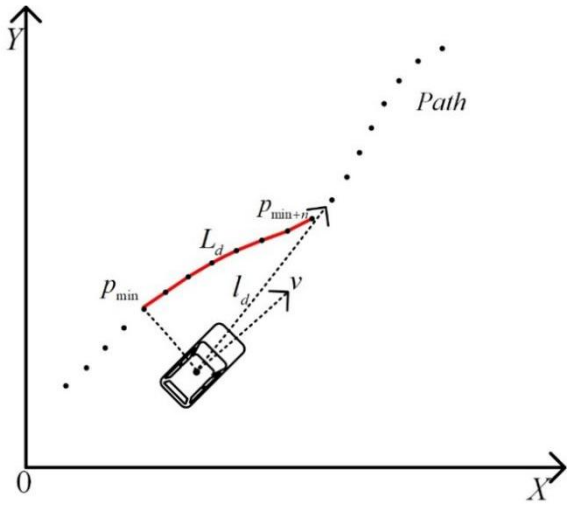


图 5　预瞄点和预瞄距离示例图

如图 5 所示，将累加距离视为自适应后的预瞄距离，联立公式（7）计算当前预瞄点下的前轮转向角。

针对 2）确定预瞄点以及预瞄距离后，结合车辆当前位置坐标计算横向误差 e_d，将横向误差作为反馈变量对计算的前轮转向角进行补偿。

$$\delta_d=\delta+k_I\cdot e_d \tag{10}$$

其中，δ_d 为补偿后的前轮转向角，k_I 为积分调节参数，e_d 为横向误差。

针对 3），计算预瞄点 p_1 对应的左右侧边界点 N_1 和 M_1 的前轮转向角，如图 6 所示。

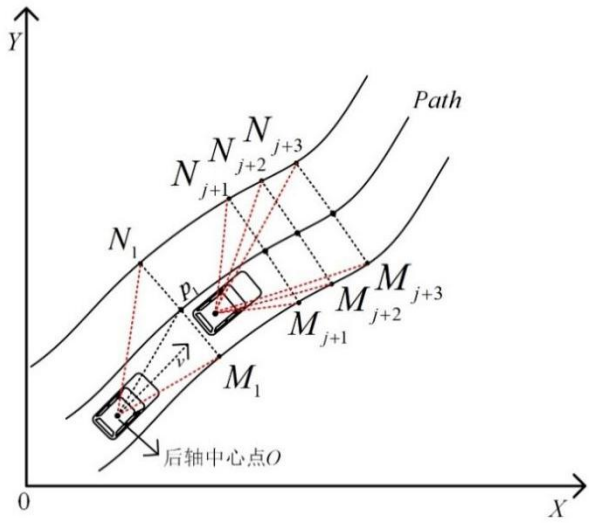


图 6　左右边界预瞄点示意图

其中，以预瞄点 p_1 的左边界点 N_1 为例，此时假设预瞄点为 N_1，则预瞄距离为车辆后轴中心点 O 与左边界点 N_1 的直线距离，联合公式（6）和（7）计算左侧边界点前轮转向角，同理可计算右侧边界点前轮转向角，最终得到当前预瞄点 p_1 下的前轮转向角约束范围，并将其视为边界约束范围。若当前预瞄点 p_1 下补偿后的前轮转向角大于边界约束范围，则调整 k_I 参数为负值，结合公式(10)滚动优化前轮转向角直至满足边界约束条件，反之，则调整 k_I 参数为正值。

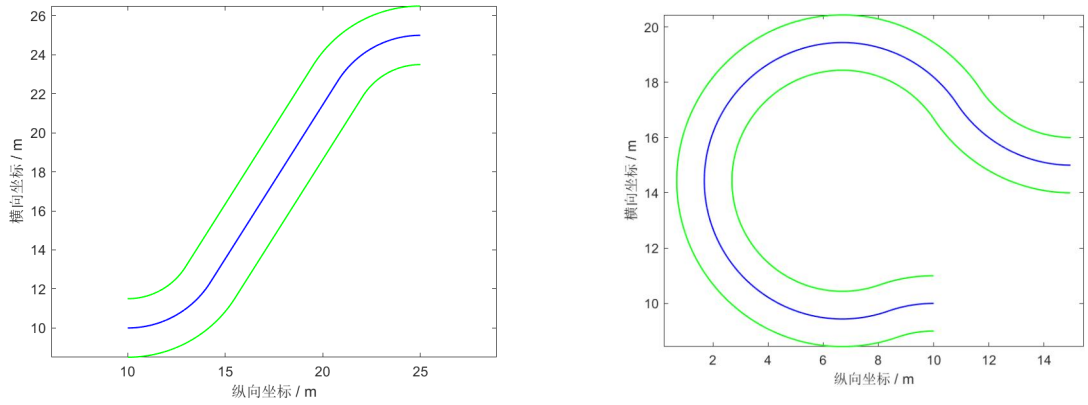
4 仿真结果与验证

为验证本文方法的可行性，利用 MATLAB/SIMULINK 进行低速行驶下的联合仿真。仿真中的路径选择 Dubins 曲线模拟不同弯曲程度的路径，分为弯道进直线段和直线段进弯道两种路径，车辆参数和部分控制参数见表 1。

表 1　仿真参数

定义	符号	值
预瞄距离参数	k	0.2
预瞄距离下限值	l_o	3
车辆轴距	L	2.9
积分调节参数	k_I	0.2
目标车速(m/s)	v	4

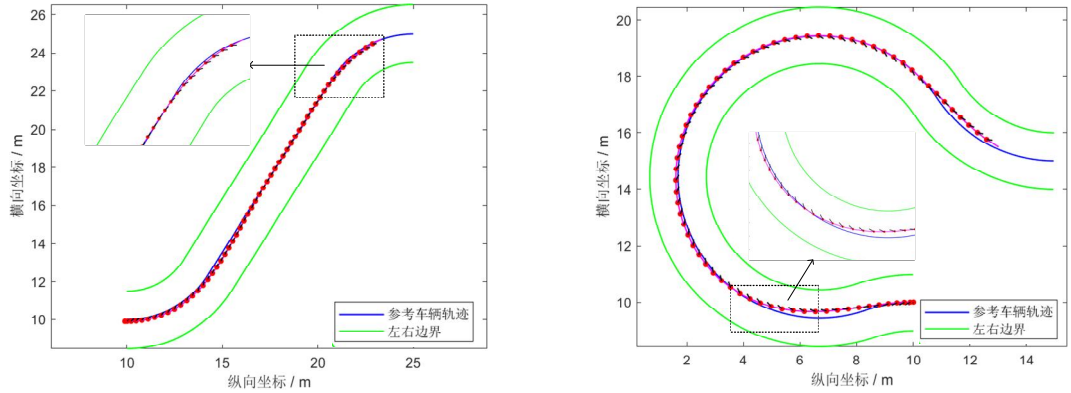
图 7 为在不同路径下边界搜索的仿真结果，其中表 1 中的道路宽度并非真实车宽，而是相对质心缩减后的道路宽度。从图 7 中可以看出，该方法考虑了目标路径点存在航向角不为 0 的情况，解决了左右侧边界与目标路径产生相交的问题。



(a) 弯道进直线段边界搜索效果　　(b)直线段进弯道边界搜索效果

图 7　不同路径下边界搜索效果

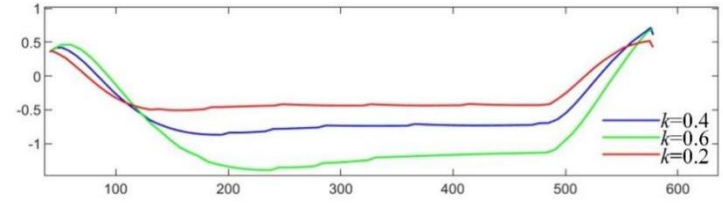
图 8 为不同弯曲程度路径下的算法跟踪效果，由于车辆初始航向与跟踪路径方向存在一定偏差，但车辆仍稳定行驶在一定范围内，同时证明了改进的纯跟踪控制模型在弯道路径跟踪具有较好的跟踪效果，可以使车辆在边界范围内安全行驶。



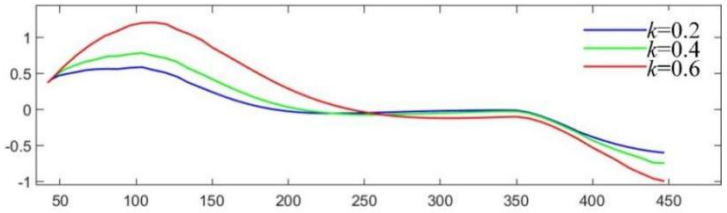
(a) 弯道进直线段路径跟踪效果　　(b)直线段进弯道路径跟踪效果

图 8　不同路径下所提方法跟踪效果

为了验证所提方法在不同预瞄距离参数下的路径跟踪效果，分别设定预瞄距离参数 k 为 0.2、0.4、0.6，期望路径为弯道进直线段和直线段进弯道，采用所提方法进行路径跟踪试验，由此计算不同预瞄距离参数下的横向误差变化曲线，如图 9 所示。



(a) 弯道进直线段路径横向误差



(b) 直线段进弯道路径横向误差

图 9　不同路径下横向误差变化曲线

由图 9 可知，当车辆处于不同路径下，增大预瞄距离参数会导致横向误差增大，说明车辆跟踪精度较低。在图 9(a)中，车辆的横向误差在-1.3m 到 0.8m 之间，且$k=0.2$时，车辆最大横向误差为 0.4m；在图 9(b)中，车辆的横向误差在-1.2m 到-1 之间，且$k=0.2$时，车辆最大横向误差为 0.5m。综上说明$k=0.2$时，车辆跟踪精度较高。

5 结论

实际仿真结果分析发现，在不同路径弯曲程度的影响下，纯跟踪模型难以选择合适的预瞄距离，因此本文提出一种基于边界约束的无人车路径跟踪方法。首先通过全局路径计算左右侧边界；然后在纯跟踪模型的基础上，改进预瞄点的选取方法，并对预瞄距离进行自适应，从而计算前轮转向角；同时计算预瞄点对应左右侧边界点下的前轮转向角，作为边界约束范围；最后引入积分调节参数和横向误差对前轮转向角进行补偿，判断补偿后的前轮转向角是否在边界约束范围内，以此动态调整积分调节参数并对其进行滚动补偿，从而实现车辆路径跟踪。该方法下的跟踪效果更加精准和稳定，对不同弯曲程度的路径均有较好的适应性。可搭载在无人军事装备上，实现远程遥控，完成敌情侦察、物资运输等任务；同时，精准的路径跟踪能使无人军事装备在复杂作战环境中灵活高效的完成作战任务。

参考文献：

[1] 祝青园,程家琪,陈轩伟,等.无人驾驶铰接转向车辆路径跟踪控制研究综述[J].农业机械学报,2024,55(1):1-21.

[2] 金 辉,鲁 坤. 基于多参数自适应优化的智能车轨迹跟踪[J].中国公路学报,2023,36(5) :260-272.

[3] 刘 凯,王 威,龚建伟,等. 越野地形下智能车辆的动力学建模与轨迹跟踪[J]. 北京理工大学学报自然版, 2019, 39(9): 933-937.

[4] 李 超,王吉华,李研强,等.基于差分 GPS 的局部区域无人车路径跟踪算法[J].科学技术与工程,2019,19(25) :256-261.

[5] 张华强,王国栋,吕云飞,等.基于改进纯追踪模型的农机路径跟踪算法研究[J].农业机械学报, 2020, 51(9):1-8.

[6] 潘世举,李永乐,李子先,等.基于改进纯跟踪的智能车路径跟随方法[J].汽车工程, 2023, 45(1):1-8.

[7] 付景枝,尹泽凡,刘云平,等.基于改进纯跟踪算法的无人车路径跟踪研究[J].机械设计, 2022, 39(2):1-5.

[8] 马思群,王兆强,赵佳伟,等. 基于道路边界约束的车辆横纵向控制[J].上海工程技术大学学报, 2022, 36(4):1-7.

基于 RAMSIS 仿真的越野车特殊工况人体布置分析与研究

周琼, 樊晓都, 周严均, 秦义华, 杨心福

东风越野车，武汉，430000

摘　要：本文以军用越野车特殊工况下的人机工程设计为研究对象，针对传统二维人体模板在“非常规人体”与“复杂场景”中的局限，基于 RAMSIS 三维仿真平台，以某型越野车“后排加坐 2 排”应急乘坐场景为切入点，开展了特殊人体建模、姿态对比分析及不舒适度定量评价。同时，针对 CATIA 二维人体模型在动态姿态仿真与三维空间干涉分析中的能力局限，RAMSIS 有效弥补了其仿真盲区，并拓展应用于上下车、逃生、出舱等动态场景，为设计方案验证与优化提供了可靠数据支撑，显著增强了军用车辆人机工程分析的全面性与科学性。

关键词：RAMSIS，军用越野车，人机工程，特殊工况

Analysis and Research on Human Layout for Off-road Vehicles under Special Working Conditions Based on RAMSIS

Zhou Qiong, Fan Xiaodu, Zhou Yanjun, Qin Yihua, Yang Xinfu

Dongfeng Special Vision Equipment Department, 430000, China

Abstract: This paper focuses on the human-machine engineering design of military off-road vehicles under special operating conditions. Addressing the limitations of traditional two-dimensional human templates in dealing with "non-standard human bodies" and "complex scenarios," the study leverages the RAMSIS 3D simulation platform. Taking the emergency seating scenario of "adding two additional rows of seats in the rear" of a certain off-road vehicle as the entry point, the research conducts special human body modeling, posture comparative analysis, and quantitative discomfort evaluation. Furthermore, in response to the capability constraints of CATIA 2D human models in dynamic posture simulation and 3D spatial interference analysis, RAMSIS effectively compensates for these simulation deficiencies and extends its application to dynamic scenarios such as vehicle ingress/egress, emergency escape, and hatch operations. The study provides reliable data support for design scheme verification and optimization, significantly enhancing the comprehensiveness and scientific rigor of human-machine engineering analysis for military vehicles.

Key words: Ramsis, Military Off-road Vehicle, Ergonomics, Special Operating Conditions

1 绪论

1.1 研究背景

军用越野车辆是部队机动、作战与后勤保障的核心装备，长期运行于极端环境，承担多样任务。其人机工程面临两大挑战：

第一，乘员身体特征特殊。军车乘员体型分布高于普通人群，且部分需穿戴防弹背心、头盔等装备，部分需背负通信器材。传统的二维人体模型已无法真实反映军人作业状态。

第二，应用场景复杂多样。车辆需应对高原、沙漠、丛林等作战场景，以及不同的战术需求。其乘员姿态各异，长途机动以放松坐姿缓解疲劳，战术突击侧重评估成员战术实施的可行性，舒适度退居次要。

传统设计依赖 SAE 二维人体模板及标准百分位模型，在民用领域基本可行，但面对“非常规人体”与“复杂场景”，二维模板难以真实反映三维姿态调整与不舒适度。RAMSIS 作为国际领先的三维人体仿真软件，具备基于实测数据建模、自动计算生物力学姿态及多维度评估功能，可为军用越野车设计提供更直接支撑。

1.2 研究目的与意义

本文基于 RAMSIS 三维仿真平台，开展了特殊人体建模、姿态对比分析及不舒适度定量评价等工作。针对 CATIA 二维人体模型在动态姿态仿真与三维空间干涉分析方面的能力不足，进一步将 RAMSIS 拓展应用于上下车、逃生、出舱等典型动态场景，有效弥补了二维设计的局限。研究成果可为军用车辆的人机布置提供数据支持，有助于提升人机工程分析的系统性与科学性。

2 RAMSIS 软件

2.1 RAMSIS 软件概述

RAMSIS 是当前国际上应用广泛的三维 CAD 人体模型仿真软件，由德国 Human Solutions 公司（现属 Humanetics）开发，在汽车制造、航空航天、工程机械等领域的人机工程分析中占据重要地位。它是一款集成于三维 CAD 环境的人机工程仿真工具，可嵌入 CATIA V5、3D Experience、Siemens NX 等主流设计平台，也可作为独立应用运行。其核心设计理念在于“基于生物力学的真实人体仿真”——不仅模拟人体的外部几何形状，更模拟人体的运动行为与姿态自适应能力。

RAMSIS 的主要功能模块包括：人体模型生成、姿态预测、手伸及分析、视野分析、不舒适度分析、安全带设计等。

2.2 RAMSIS 软件分析流程

利用 RAMSIS 软件做人机分析，一般分为以下几个步骤：

1）目标人群定义。依据设计输入，首先确定分析人员是驾驶员还是乘客、以及性别比例、年龄分布、腰臀比等。

2）人体模型生成。在 RAMSIS 中建立对应目标人群的人体模型，设定关节活动范围。

3）环境建模。构建或导入三维 CAD 模型，包含座椅、方向盘、踏板、换挡杆、顶棚等关键结构要素。

4）姿态求解。将人体模型置于舱内，设定操作目标，RAMSIS 自动计算满足上述约束的自然姿态。

5）分析评价。可进行不舒适度、手伸及、视野等专项分析，提取各项评价指标的量化结果。

6）迭代优化。根据分析结果调整布置参数，重复姿态求解与分析评价步骤，直至各项指标满足要求。

本研究将遵循上述流程，并结合军用越野车辆的特殊需求进行针对性深化。

3 越野车典型场景的人机布置

3.1 越野车某个特定工况下的特征分析

越野车在军用场景下面临的特殊工况极为复杂多样，涵盖高机动性突击、长途越野机动、战场环境侦察以及高危区域巡逻等任务类型。本文仅选取其中一种极具代表性的后排乘坐场景进行深入剖析：在原后排乘员舱的纵向剩余空间内额外增设两排相对而坐的乘员席位，即实现“后排加坐 2 排”的布局形式，使得该区域共容纳 4 名全副武装的乘员。

在该场景下，后排部分乘员在乘员舱内无需执行任何显式的操作任务，不涉及武器操控、通信指挥或观察测绘等职能，其核心职责在于随车快速抵达任务区域，并保持高度的战备警觉，以随时

应对突发交战、伏击或设备故障等紧急状况。这一“待命—响应”模式对乘员舱内部的人机环境设计提出了区别于常规驾驶工况的独特要求。

3.2 人机布置需求

该工况的设计重心不再是驾驶员操控的"驾驶工效学"问题，而是转向如何在特定任务周期内为后排乘员提供安全、有效且可持续的乘坐空间。需确保乘员能顺利出入座舱、固定就位，并在数小时连续机动中保持相对舒适姿态，同时确保头部活动域、肩部侧向包络及膝部前伸空间等指标均达军用标准允许范围。

在整车总布置中，前排及后排既有座椅已完成标准化布置。现基于新场景需求，在有限空间内增加 4 人座，乘员采用面对面坐姿以利于战术沟通与快速上下车。该周边环境的后视断面如图 1 所示。

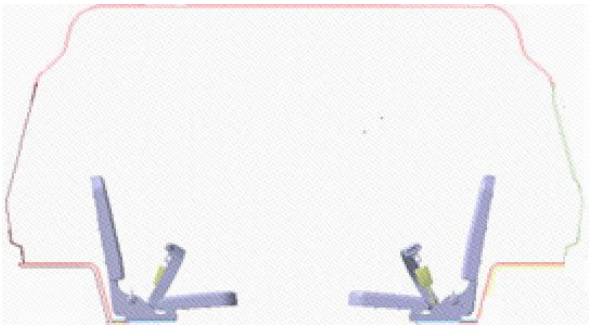


图 1　特殊工况空间后视图断面

4 越野车典型场景的人体布置与分析

4.1 基于 RAMSIS 的特殊人体模型建立

在越野车军用化改装的工程实践中，后排乘员的形体参数与常规民用车辆的用户群体存在显著差异。为获得具有统计意义和工程参考价值的人机校核结果，本节基于 RAMSIS 三维人体仿真软件，建立适用于该典型应急乘坐场景的特殊人体模型，整个建模流程遵循 SAE J826 及 ISO 6549 等国际人机工程标准。

首先创建一个乘客的角色（passenger），如图 2，该角色的初始定位基于座椅基准点（SgRP）的绝对坐标，并在后续步骤中通过约束条件进一步精细化调整。

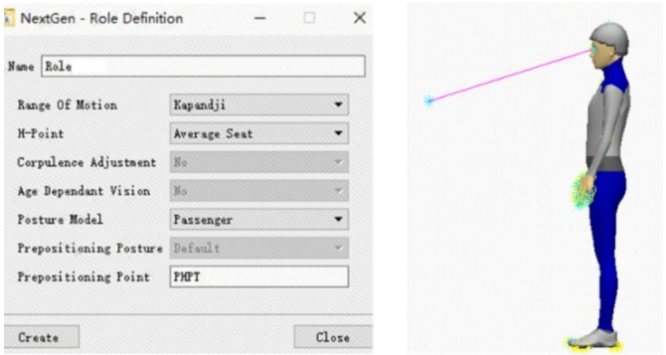
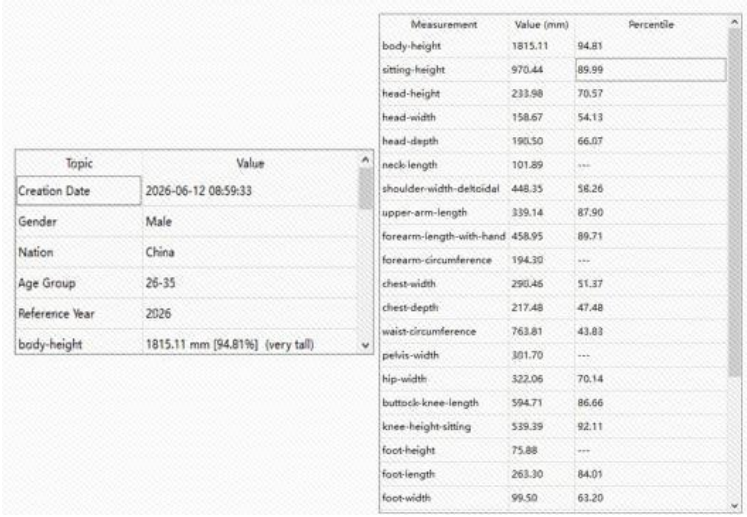


图 2　乘客角色创建

考虑到该车型的后排应急乘员实际来源于机械化步兵单位的作战人员，其年龄结构与体格特征具有明确的军事人口统计学属性。因此，人体模型的总体参数选择参照我国现役作战人员的身材分布数据，并结合 RAMSIS 内置的中国成年人形体数据库，最终确定如下筛选条件：年龄区间设定为 26 至 35 岁，该年龄段为基层战斗人员的主体构成区间，体能状态处于峰值期；身高等级选取“非常高”（Very Tall），以覆盖第 90 至第 95 百分位的高大兵员，确保布置方案具备对极端身材的包容性；

身材比例（Somatotype）设置为“中等”（Medium），即躯干与下肢长度比趋近于 1:1 的均衡型，避免因单一身材比例偏斜导致局部空间误判；模型所对应的目标年份设定为 2026 年，以匹配最新的国民体格演变趋势及装备携行具的更新迭代周期。

确认所有输入参数无误后，系统生成该特殊人体的完整数字模型，其关键形态学指标如图 3 所示。身高为 1815 mm，同时，系统同步输出坐姿肩高、坐姿膝高及臀部宽度等辅助尺寸参数，用于后续的断面校核与关节角度优化。



Topic	Value
Creation Date	2026-06-12 08:59:33
Gender	Male
Nation	China
Age Group	26-35
Reference Year	2026
body-height	1815.11 mm [94.81%] (very tall)

Measurement	Value (mm)	Percentile
body-height	1815.11	94.81
sitting-height	970.44	89.99
head-height	233.98	70.57
head-width	158.67	54.13
head-depth	190.50	66.07
neck-length	101.89	---
shoulder-width-deltoidal	448.35	58.26
upper-arm-length	339.14	87.90
forearm-length-with-hand	458.95	89.71
forearm-circumference	194.30	---
chest-width	290.46	51.37
chest-depth	217.48	47.48
waist-circumference	763.81	43.83
pelvis-width	301.70	---
hip-width	322.06	70.14
buttock-knee-length	594.71	86.66
knee-height-sitting	539.39	92.11
foot-height	75.88	---
foot-length	263.30	84.01
foot-width	99.50	63.20

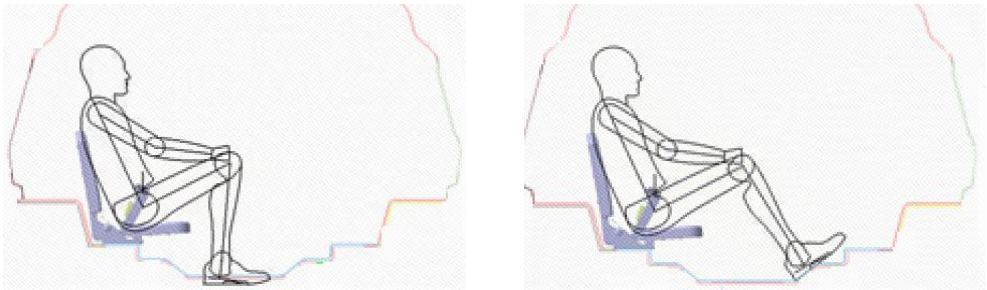
图 3　创建人体信息图

4.2 特殊坐姿模拟与分析

4.2.1 基于 CATIA 的二维人体初步模拟

在开展三维精细化仿真之前，本文首先利用 CATIA V5 人机工程模块中的二维人体模型（2D Manikin）进行初步的可行性分析。该二维模型能够在给定的车身断面内快速求解人体各链段的几何干涉关系，其计算成本低、迭代效率高，适用于布置方案的初期筛选与关节角度粗略估算。

通过对周边环境限制面的分析，初步排除了若干明显干涉的姿态方案，最终收敛得到两种可行的二维布置方案，如图 4 所示。其中，姿态 1（图 4-a）将乘员双足平放于后排地板平面上，这是一种在传统轿车后排中最为常见的自然坐姿，其优点在于脚部支撑稳定、踝关节受力均匀，然而由于该越野车纵向空间极为紧凑，该姿态导致臀角仅为 82°，膝角仅为 58°，两者均显著偏离人机工程推荐的舒适区间，意味着乘员躯干过于直立且膝部严重屈曲，在持续机动中将迅速引发坐骨结节压力过大及腘窝血管受压等不适症状。



3.1 姿态 1　　b) 姿态 2

图 4　CATIA 二维人体布置图

为改善上述问题，本文提出了姿态 2（图 4-b）这一非典型坐姿方案：其核心思路是将双足从前地板抬起，前伸至对面座椅下方的斜平面上，利用该倾斜面提供脚掌支撑。该姿态在常规民用车辆中较少出现，但在军用车辆及航空座椅布局中已有类似应用案例。优化后的关节角度如表 1 所示，

臀角提升至 88°，虽仍略低于推荐下限，但已显著优于姿态 1；膝盖角大幅改善至 95°，恰好进入推荐区间的最低边界，极大地缓解了膝部屈曲压迫；踝角为 91°，保持在 85°~110°的舒适范围内。

表 1　姿态关节角度对比

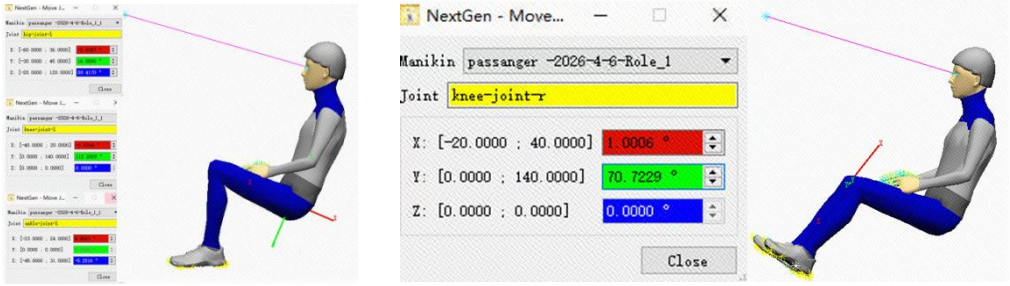
项目	推荐（°）	姿态 1（°）	姿态 2（°）
臀角	95~110	**82**	88
膝盖角	95~135	**58**	95
踝角	85~110	95	91

上述对比表明，姿态 2 在空间利用率与人体舒适性之间实现了更优的折中。然而，二维模型无法反映头部空间、肩部侧向空间及膝部横向交叉等三维交互问题，且舒适度不能定量判断，因此有必要借助 RAMSIS 三维仿真做进一步验证。

4.2.2 基于 RAMSIS 的三维人体模拟与分析

在二维初步验证的基础上，本文基于 RAMSIS 构建三维数字人体，对上述两种姿态进行舒适性再评估。首先，在 CATIA 中建立完整的周边环境数据包，包括：各座椅的 SgRP 基准点坐标、后排地板平面、座椅及座椅下方用于姿态 2 脚部支撑的斜平面几何特征，随后以 IGS 格式将上述数据导入 RAMSIS 的环境建模模块。其次，将所创建人体的 Hip-point 约束到对应的 R 点位置，同时将足底接触点分别约束至平地板和斜平面。

随后，利用 RAMSIS 的“Joint”关节角度驱动工具，分别调整姿态 1 和姿态 2 的髋关节、膝关节与踝关节的旋转自由度，使其数值逐步逼近并锁定至 4.2.1 节中二维人体所确定的关节角度值，如图 5 所示。

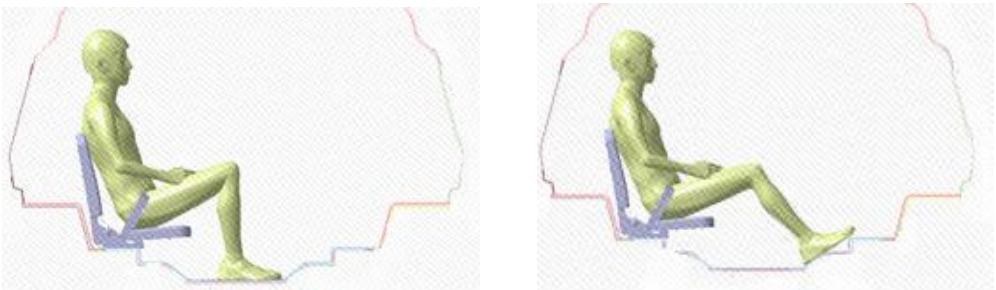


a)姿态 1　　b) 姿态 2

图 5　RAMSIS 三维人体各关节角度调节

在完成静态关节角度匹配后，本文进一步利用 RAMSIS 的“Move Eye”视野调节模块，选择以颈椎（Neck）为旋转基准中心，使眼球、头部及颈部作为一个运动链整体进行俯仰和侧摆转动，以模拟乘员在实际车内的自然视线调整行为，使颈部肌肉群处于放松状态。

经过上述关节角度锁定与视野优化后，RAMSIS 输出两种姿态下的最终三维人体布置构型，分别如图 6-a 和图 6-b 所示。

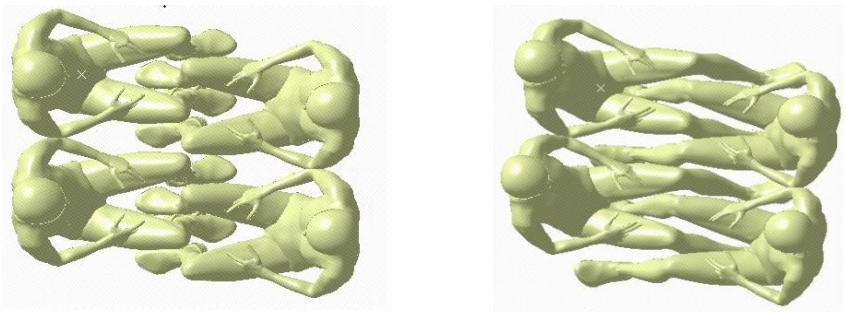


a)姿态 1　　b) 姿态 2

图 6　RAMSIS 三维人体布置图

4.2.3 双侧对坐人体仿真

在完成单侧单人姿态验证之后，本节进一步构建双侧对坐乘员的人体仿真模型，以评估两排乘员在面对面乘坐条件下膝部与脚部空间的干涉情况。由于车内加座的纵向净距有限，若两排乘员均采用常规对称坐姿，则双方的膝盖及小腿将必然发生碰撞，因此本文提出采用“腿部交叉布置”的空间复用策略，即两排乘员的左右腿在水平投影面上呈交错分布，可提高纵向空间利用率，如图 7 所示。



a) 姿态 1　　b) 姿态 2

图 7 RAMSIS 对坐人体仿真

4.3 RAMSIS 不舒适度分析

4.3.1 不舒适度定义

RAMSIS 评价不舒适度优于评价舒适度，因为不舒适度更贴近可测量的身体指标，如肌肉张力、疲劳、血液循环和疼痛，其变化能被人体明确感知，因而具有一定的可测性。相比之下，舒适度常受情绪、设计偏好、文化背景等主观因素影响，且一旦达到较高水平，进一步提升难度较大。

RAMSIS 的不舒适度分析可评估驾驶姿态下各身体部位的静态不舒适程度，帮助设计者研究布置变化对姿态及舒适性的影响，从而在数字开发早期优化驾驶员体验。该分析提供包括各部位不舒适值、不适感、疲劳度和脊柱健康指数在内的多维评分。

4.3.2 不舒适度分析

本文参照 GJB 2873—97《军用车辆人机工程要求》及国际通用的 RAMSIS 静态舒适度评价模块，建立了适用于该特殊工况的不舒适度分级评价标准，如表 2 所示。

表 2　不舒适度评价标准

评价内容	非常舒适	可接受	不舒适
身体各部位不舒适值	<2.5	2.5～4	>4
不舒适感受	<2.5	2.5～3.5	>3.5
疲劳度	<2.5	2.5～3.5	>3.5
脊柱健康指数	<2.5	2.5～5	>5

如表 2 所示，评分值越低，表示该部位或整体的生理负荷越小，舒适性越佳。原则上，各项指标低于 2.5 属于设计优秀区间，表明乘员肌肉骨骼系统几乎处于完全放松状态；各项指标介于 2.5 与对应阈值之间属于工程可接受区间，允许在特殊战术需求下做出适度妥协。其中，脊柱健康指数采用高于其他指标的独立阈值（可接受上限为 5.0），这是因为脊柱的椎间盘受压与肌肉静态张力在坐姿下本就高于站姿。

基于上述评价体系，本文分别对 4.2 节中确定的姿态 1（双脚平放于地板）与姿态 2（双脚支撑于对面座椅下方斜平面）进行了 RAMSIS 静态不舒适度全维度输出分析，结果见表 3。

表 3　不舒适度对比分析

RAMSIS仿真人体	姿态1		姿态2	
	评分	参考结果	评分	参考结果
颈部	1.08	非常舒适	1.89	非常舒适

肩部	1.26	非常舒适	1.39	非常舒适
背部	**2.35**	**非常舒适**	**1.42**	**非常舒适**
臀部	1.16	非常舒适	1.29	非常舒适
左腿	**3.15**	**可接受**	**1.67**	**非常舒适**
右腿	**3.15**	**可接受**	**1.67**	**非常舒适**
左胳膊	1.92	非常舒适	1.72	非常舒适
右胳膊	1.92	非常舒适	1.72	非常舒适
不舒适感	**3.86**	**不舒适**	**2.94**	**可接受**
疲劳感	2.93	可接受	2.23	可接受
脊柱健康指数	6.42	不舒适	6.38	不舒适

从表 3 数据可以看出，两种姿态在颈部、肩部、臀部及上肢等非承重或高适应性区域均表现出优异的舒适度水平，评分全部低于 2.5，这表明即便在受限空间内，基本的上半身支撑条件仍得到了较好保障。然而，下肢区域呈现出显著的姿态敏感性差异。姿态 1 中，左腿与右腿的评分均为 3.15，处于可接受区间的上限边缘，其来源主要是膝角仅 58°；而姿态 2 将双脚抬高至斜面后，膝角显著改善至 95°，左右腿评分均降至 1.67，充分验证了倾斜脚部支撑面对下肢舒适性的决定性改善作用。

在综合指标层面，姿态 1 的整体不舒适感达到 3.86，超过 3.5 的不可接受阈值，判定为“不舒适”，这意味着在该姿态下乘员在保持长时间姿态后，会大概率产生不适；姿态 2 的整体不舒适感为 2.94，落在 2.5~3.5 的可接受窗口内，且已十分接近优秀区间的下探边界，判定为“可接受”。在疲劳度方面，姿态 1 为 2.93，姿态 2 为 2.23，两者均在可接受范围之内，但姿态 2 更优，表明其更有利于延缓肌肉疲劳的累积速率，这对于连续数小时的长途机动尤为关键。

值得注意的是，两种姿态的脊柱健康指数分别为 6.42 与 6.38，均显著高于 5.0 的工程可接受上限，属于“不舒适”预警范畴，这是因为脊椎健康指数跟舒适度本身就是矛盾的，健康脊椎希望脊椎前弯呈 S 状，而坐姿是向后的姿态，但也进一步说明特殊工况下的姿态，相对于正常乘坐姿态，脊椎会更不舒适些。

综合表 3 的对比分析，并结合 4.2.1 节中 CATIA 二维关节角度的定量结果，可以明确得出以下结论，姿态 2 在腿部舒适度、整体不舒适感及疲劳度指标上会优于姿态 1，是该纵向空间约束下的优选布置方案。进一步论证，可通过军用人员的实车评价来验证。

5 RAMSIS 在军用越野车设计中的拓展应用研究

5.1 上下车便利性仿真

上下车便利性是 RAMSIS 在军用车辆设计中极具价值的应用方向之一，也是 CATIA 二维人体模板完全无法模拟的场景。对于军用越野车而言，上下车过程远较民用车辆复杂，乘员会借助侧踏板、侧拉手等外部结构，完成上下车。该过程中，乘员的髋、膝、踝关节需在大角度范围内协同运动，同时需避免与门框、座椅侧翼、方向盘下缘等结构发生干涉，如图 8。

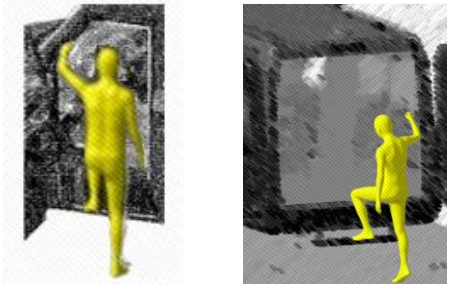


图 8　RAMSIS 上下车便利性仿真

RAMSIS 可通过人体模型依次执行“手握拉手→脚踏蹬踏→躯干扭转→臀部就位→下肢收拢”等连续动作，并输出各关节角度的变化及各身体部位与周边环境的最小间隙。基于此，设计人员可定

量评估不同侧踏高度、拉手位置及门洞尺寸方案下的上车便捷性，从而在数字样车阶段即完成上下车通道的优化设计。

5.2 储物取放仿真

军用越野车内部通常布置有特殊装备的多种储物空间，其位置设计直接影响乘员在战备状态下的操作效率。与民用车基本在坐姿下完成对特定储物位置的取放不同，军用储物设计更侧重于储物“可达性”。通过“Joint”关节角度驱动，使得乘员能完成取放动作，如图 9。

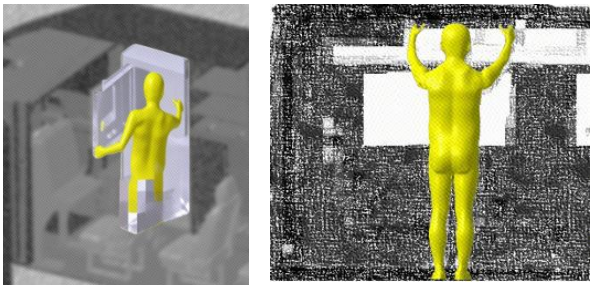


图 9　RAMSIS 储物取放仿真

5.3 侧窗逃生

侧窗逃生是军用车辆在紧急情况下乘员生存能力的关键保障环节。与民用车乘员砸窗逃生不同，军用车的车窗本身性能特殊，且位置较乘用车会偏高或偏小。RAMSIS 可通过定义逃生动线仿真，驱动人体模型从坐姿开始，依次完成关键系列动作序列。这一分析对于论证侧窗尺寸及位置设计是否满足实战化逃生需求具有不可替代的价值，也是实车碰撞试验无法在仿真阶段覆盖的关键人机校核内容，如图 10。

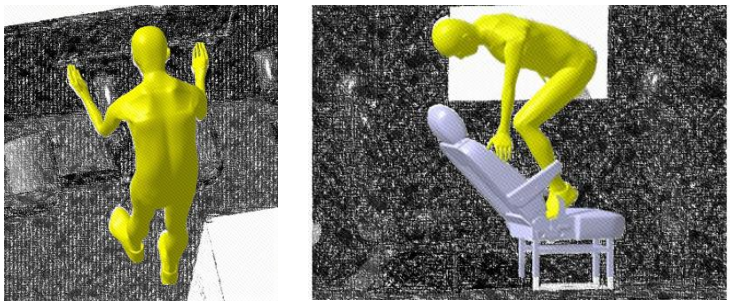


图 10　RAMSIS 侧窗逃生仿真

5.4 出舱操作

出舱操作是军用越野车的关键环节，其顺畅性直接决定部队的战术展开速度与战场生存概率。与民用车辆平稳、从容的下车过程截然不同，军用出舱操作通常在特殊状况下完成，要求乘员在尽可能短的时间内，以最少的动作步骤从坐姿转变为车外姿态，如图 11。

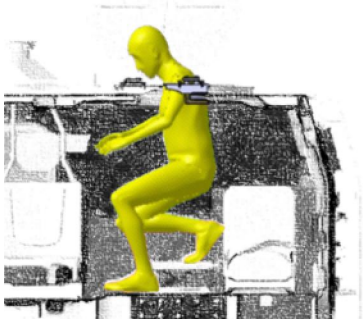


图 11　RAMSIS 出舱仿真

RAMSIS 在该场景中的核心应用价值为，通过关节驱动仿真，将“解锁→推窗→跨腿→出舱→落地”等动作拆解为若干个离散姿态节点，RAMSIS 可计算各节点下人体关节角度，从而指导设计。

6 结论与展望

6.1 主要结论

本文以军用越野车特殊工况下的人机工程设计为对象，针对传统二维人体模板及标准百分位模型在“非常规人体”与“复杂场景”中的局限，基于 RAMSIS 三维仿真平台，以某型越野车“后排加坐 2 排”应急乘坐场景为切入点，开展了特殊人体建模、二维/三维姿态对比、双侧对坐干涉分析及静态不舒适度定量评价。主要结论如下：

1）在军用越野车后排加座的应急场景下，为解决有限空间下的人机布置问题，本研究在传统的姿态 1 上进行了改善，提出了姿态 2 这一非典型坐姿方案，并通过 RAMSIS 验证了其舒适性优于姿态 1。具体分析如下，在关节角度层面，姿态 2 将膝角由 58°大幅改善至 95°，恰好进入人机工程推荐区间（95°~135°）最低边界，踝角 91°保持在舒适范围（85°~110°）内，臀角 88°虽略低于推荐下限（95°~110°），但在受限空间内已属可行折中。不舒适度层面，姿态 2 左右腿评分均由姿态 1 的 3.15（可接受上限边缘）降至 1.67（非常舒适），整体不舒适感由 3.86（不舒适）改善至 2.94（可接受），疲劳度由 2.93 降至 2.23。

2）在多维验证手段并存的条件下，三维 RAMSIS 仿真与二维 CATIA 设计形成互补协同机制，二者既可交叉验证，又能互为补充。二维人体模板适用于方案初筛，但三维 RAMSIS 仿真是精细化人机评价的必要手段。二维模型虽能快速估算关节角度，但其难以捕捉头部、肩部侧向包络及膝部横向交叉等三维交互问题，也无法提供定量不舒适度评价。RAMSIS 三维仿真可精确复现各关节自由度姿态，并从身体各部位不舒适值、整体不舒适感、疲劳度及脊柱健康指数等多维度输出量化指标，为方案比选提供更充分的工程依据。

3）针对 CATIA 二维人体模型在动态姿态仿真与三维空间干涉分析中的能力局限，RAMSIS 充分发挥其仿真优势，有效填补了上述盲区。例如在军用越野车的上下车便利性、对坐腿部干涉及出舱操作等特殊工况中，RAMSIS 可输出关节角度、不舒适度等量化指标，为设计方案的验证与优化提供了可靠数据支撑，显著增强了军车人机工程分析的全面性与科学性。

6.2 创新点

本研究的创新点主要体现在以下两个方面：

1）提出了军用越野车特殊工况场景的系统化人机评价流程。本文针对该特定工况，构建了从“场景需求定义→人体模型构建→二维初步筛选→三维精细化仿真→不舒适度定量评价”的分析方法。该流程将 RAMSIS 三维仿真工具与军用车辆人机工程需求深度结合，形成了可复制、可推广的技术路线，为同类改装车型的人机校核提供了方法论参考。

2）拓展了 RAMSIS 在军用车辆上下车便利性、储物取放、侧窗逃生及出舱操作等动态人机场景中的应用边界，完成了二维 CATIA 无法模拟的人机设计，为数字样车阶段全面开展特种工况人机校核提供了技术储备。

6.3 不足与展望

尽管本研究取得了一定成果，但仍存在不足：装备穿戴对关节活动范围的约束尚未量化建模。本研究在姿态求解时未对防弹背心、战术头盔等装备造成的关节刚度增加及活动度下降进行参数化设置，可能导致仿真姿态与真人实际可达姿态之间存在偏差。

综上所述，本研究验证了基于 RAMSIS 进行军用越野车特殊工况人机仿真的可行性，提出的姿态优化方案可为工程实践提供参考。随着军用人体数据库的不断完善与仿真技术的进步，三维量化人机工程分析将在军用车辆设计中发挥越来越重要的作用。

参考文献：

[1] 赵尚义.RAMSlS 软件在汽车人机工程设计中的应用.装备制造技术,2008,7.

[2] 朱炜昱,陈昌明,沈浩.RAMSIS 在汽车人机工程学中的应用.中国科技信息,2007,8.

[3] 颜伏伍,宁予,田绍鹏,袁智军,杨晓.基于Ramsis的微型汽车驾驶员舒适性分析.汽车技术,2008,11.

[4] 柴春雷.基于驾驶姿势预测麵的人机工程设计技术研究[Ｄ].杭州:浙江大学,2005.

[5] 智睿瑞，刘社明.基于虚拟人的驾驶舱布局分析［J］.机械制造，2014(2):32-35.

[6] 谭瑛鹏,陈昌明.RAMSIS 人体数据库建立方法.汽车工程师,2010,8.

国内外车辆装备智能化无人化发展现状

张坤，杨威，祝挺

东风越野车有限公司

摘　要：近年来，人工智能、自主控制、多源传感融合等技术的迅猛发展，正深刻重塑全球地面装备形态。本文以硬派越野车辆与军用轮式越野车辆为研究对象，系统梳理国内外车辆装备智能化、无人化发展现状。在国外，美国以机器人战斗车辆（RCV）项目为核心，构建了有人-无人协同编队作战体系；俄罗斯依托"标记"（Marker）等无人平台开展实战验证，但实战暴露出通信对抗条件下可靠性不足的系统性缺陷；以色列凭借"捷豹"（Jaguar）等半自主边境巡逻车辆率先实现工程化部署。在国内，军用无人越野平台持续迭代演进，民用硬派越野车辆在电驱动底盘、智能感知与越野辅助驾驶方面取得显著突破，以仰望 U8、华为途灵智能底盘平台为代表的产品已达到国际先进水平。文章通过中外对比分析，研判主要差距，并就技术趋势与发展路径提出建议，以期为我国车辆装备智能化无人化发展提供参考。

关键词：越野车辆；无人地面车辆；智能驾驶；有人-无人协同；军民融合

1 引言

21 世纪以来，以人工智能（AI）、大数据、先进传感技术为核心的第四次工业革命浪潮深刻改变了全球装备发展格局。无人化、智能化已从概念研究演进为实用化装备，并在近年来多场局部冲突中得到检验。俄乌冲突与加沙冲突表明，无人地面系统（Unmanned Ground Vehicle，UGV）在侦察、火力支援、后勤保障、排雷等领域正发挥越来越重要的作用，其效能与可靠性正在接受战场的严酷检验。

与此同时，民用硬派越野车辆领域也掀起一场以电驱动底盘与智能网联技术为驱动力的变革。电动四轮驱动、主动悬架控制、L2+级越野辅助驾驶等技术的批量应用，使民用越野车在智能化程度上取得了跨越式进步，并与军用越野装备形成技术上的交叉渗透，为军民融合提供了广阔空间。

本文以硬派越野车辆和军用轮式越野车辆为主要研究对象，参照 SAE J3016 自动驾驶分级标准和北约无人地面车辆自主等级划分框架，系统梳理国内外车辆装备智能化、无人化发展现状，在横向对比分析基础上研判差距与趋势，并提出相应建议，以期为我国相关领域发展规划提供参考。

2 智能化无人化越野车辆技术体系概述

2.1 概念界定

本文中“智能化”指车辆具备环境感知、态势理解、路径规划与自适应控制能力，实现辅助或部分替代人类驾驶的功能，覆盖 SAE J3016 标准的 L1 至 L3 级。“无人化”则指车辆在特定场景或全程中无需驾驶舱内人员介入，实现遥控（L1 型无人化）、监督自主（L2 型无人化）乃至完全自主（全无人化）运行，对应北约 STANAG 术语中的 TRL 4 至 TRL 7 不同成熟度层级。

越野场景与城市道路相比，存在非结构化地形、无先验高精地图、极端气候多样、GPS 信号拒止及电磁对抗等特有挑战，对系统的可靠性、鲁棒性及越野机动能力提出了远高于民用城市场景的技术要求。

2.2 核心技术架构

智能越野车辆技术架构可分为四层：①感知层，依托激光雷达（LiDAR）、毫米波雷达、立体摄像头、惯性导航/卫星组合导航等多传感器融合，实现全天候地形感知与障碍检测；②规划决策层，涵盖越野 SLAM 地图构建、基于深度强化学习的行为决策与运动规划；③控制执行层，采用线控底盘技术实现全轮驱动力矩矢量分配、主动悬架调节及车身姿态控制；④通信与协同层，借助宽带自

组网（Ad hoc MANET）、抗干扰数据链实现远程控制与多车协同。

其中，地形可通行性判断（Terrain Traversability Assessment）是越野无人驾驶区别于城市自动驾驶的核心技术难题。松软地面（泥沙、雪地、沼泽）车辆动力学建模困难，地面-轮胎交互的力学参数难以实时辨识，是当前制约越野无人车实用化的主要瓶颈之一。

3 国外车辆装备智能化无人化发展现状

3.1 美国：体系化推进，引领全球技术格局

美国是无人地面系统研究起步最早、体系最完整的国家。自 20 世纪 90 年代 DARPA 无人地面车辆（UGV）项目启动以来，美军历经 Demo 系列、MULE、PerceptOR、GUSS 等多轮演进，积累了丰富的技术与作战概念储备。2017 年举办的 DARPA 机器人挑战赛（DRC）及历届无人车自主性综合演示进一步推动了感知算法与自主规划能力的工程化成熟[1]。

当前美军无人地面车辆的核心项目为机器人战斗车辆（Robotic Combat Vehicle，RCV）计划。RCV 计划于 2019 年 1 月正式立项，分为轻型（RCV-L）和中型（RCV-M）两个子型，定位于执行抵近侦察、持续监视及高威胁度作战任务，以减少有人车辆和士兵的暴露风险。2024 年 8 月至 10 月，德事隆（Textron）RIPSAW M3、奥什科什（Oshkosh）原型、通用动力地面系统（GDLS）TRK 等多款原型车陆续交付马里兰州阿伯丁试验场开展测试评估，标志着该项目进入实物竞争阶段[2][3]。RIPSAW M3 采用模块化开放式系统架构和混合动力系统，具备超过 225 公里静音监视续航能力；奥什科什原型则强调高机动性和多任务可配置性[3]。

美军有人-无人协同（Manned-Unmanned Teaming，MUM-T）作战概念亦持续验证成熟。RCV 被设定为与 M2 布雷德利步兵战车、斯特赖克装甲车等有人装备编成混合编队，由后者车组通过远程控制台实施监督管理，承担前沿侦察和引导火力任务。近期多次旅级演习中，RCV 与有人车辆的战术配合流程和通信协议已趋于规范化[4]。

在民用越野与军用的技术关联上，美国 Oshkosh 公司在 TeraTruck 军用后勤无人车项目中大量借鉴商用平台技术；Palantir 公司提供的 AI 态势感知系统则将商业大数据处理能力注入军事指挥链，体现了"军民融合"技术路径的深度整合。

3.2 俄罗斯：实战验证暴露短板，快速迭代谋求突破

俄罗斯在无人地面车辆方面投入了大量研发资源，形成了涵盖小型、中型、大型的较完整产品谱系。"平台-M"（Platform-M）、"涅列赫塔"（Nerekhta）、"战友"（Soratnik）以及重型的"乌兰-9"（Uran-9）均已进入试验阶段[5]。

俄乌冲突为俄制无人车辆提供了真实战场检验机会，但结果令人警醒。据公开分析，俄军无人地面系统由于数量极少、缺乏多兵种编队运用概念与战术，加之乌军实施有效的电子对抗，在战场上难以发挥预期作用。遥控车辆对线控通信链路的高度依赖，在电磁对抗条件下暴露出严重的可靠性缺陷[5]。"平台-M"虽于 2023 年 5 月出现在乌东战场执行阵地警戒任务，但此后鲜有战场目击记录，表明相关测试效果欠佳[6]。

在新一代平台研发方面，"标记"（Marker）无人作战平台是俄罗斯公开承认并唯一持续推进的较先进 UGV 项目，由俄罗斯人工智能研究院（AI RI）主导，具备计算机视觉、自然语言处理及自主导航能力。2021 年初步测试中，"标记"自主穿越了一片森林地形；2023 年 2 月至 3 月，4 台"标记"被部署至顿巴斯前线进行实战测试[5][6]。但分析人士指出，其较大的车体尺寸在无人机高度活跃的战场上极易成为攻击目标，生存能力存疑。

从俄罗斯经验可以提炼出重要教训：无人地面系统若缺乏配套的作战概念、通信韧性设计与标准化接口，仅靠平台本身的技术性能难以在复杂战场条件下发挥效能。

3.3 以色列：工程化部署领先，实战检验积累丰富经验

以色列是将无人地面系统最早实现规模化工程部署的国家之一。以色列航空航天工业公司（IAI）研制的"捷豹"（Jaguar）半自主机器人巡逻车配备数十个传感器、发射器、远程控制系统及 7.62 毫米

机枪，能够实现自主路径规划和障碍规避，可"每周 7 天、每天 24 小时"不间断在加沙边境围栏附近执行低强度安防巡逻任务，于 2021 年 6 月正式部署，是无人地面系统从试验到工程化部署最具代表性的案例之一[7]。

IAI 还研制了 REX MK II 无人地面车辆，可由电子平板电脑操控，配备双挺机枪、光电传感器和雷达，具备为地面部队收集情报、运送物资和开展打击等多功能模块化能力。2021 年伦敦国防安全设备展（DSEI）上，REX MK II 正式公开展出，并已进入以色列军方采购视野[8]。

以色列国防部于 2022 年发布的中型机器人战斗车辆（M-RCV）更进一步，集成了 Elbit Systems 的"铁拳"（Iron Fist）主动防护系统、30 毫米机炮遥控炮塔及无人机收放系统，具备全地形全天候作战能力和开放式架构，于 2023 年进入测试阶段[9]。2023 年 10 月以来的加沙冲突中，以军无人地面装备经受了实战检验，积累了城市战场条件下无人系统运用的宝贵数据。

以色列模式的成功经验在于：小批量快速迭代、聚焦具体战术任务、以"减少士兵与敌接触"为明确需求牵引，实现了技术研发与作战需求的高效对接。

3.4 欧洲及其他国家

在欧洲，莱茵金属（Rheinmetall）Mission Master XT 是德国典型的多用途无人地面平台，采用模块化设计支持侦察、物资运输、武装护卫等多种任务包，具备北约 STANAG 接口标准，可融入多国联合作战体系。法国 ARQUUS 公司研制的 Scarabee 无人轮式战车强调城市战场机动性，配备远程武器站，并已参与北约多次演习验证。

韩国三星泰科（Samsung Techwin）研发的 SGR-A1 机器哨兵系统已部署于朝韩非军事区（DMZ），具备热成像识别、自动追踪与远程开火能力，是固定部署型智能化武器系统的代表。澳大利亚 Ghost Robotics 公司的无人战车研究项目则侧重与五眼联盟的数据共享框架集成，探索多国联合作战场景下的互操作性[4]。

3.5 国外发展规律小结

综合分析上述各国发展态势，可提炼以下规律：其一，技术路线逐步收敛，从纯遥控向监督自主（Supervised Autonomy）演进，全自主作战能力仍处于实验室验证阶段；其二，作战概念是装备发展的先导，"有人-无人编队"已成为各主要军事强国的主流作战概念；其三，实战数据反馈是加速迭代的关键，俄以两国的对比鲜明揭示了有无实战检验对系统改进速度的决定性影响。

4 国内车辆装备智能化无人化发展现状

4.1 政策与战略牵引

国内车辆装备智能化无人化发展受国家顶层政策的强力驱动。2017 年，国务院发布《新一代人工智能发展规划》（国发〔2017〕35 号），明确提出"建立自主无人系统共性核心技术支撑平台"，并强调"推动人工智能技术军民双向转化，强化新一代人工智能技术对指挥决策、国防装备等的有力支撑"[10]。该规划的发布，标志着人工智能上升至国家战略，为无人地面装备的系统性推进提供了政策依据。

"十四五"期间，军民融合战略深入推进，多项国防科工委和军委科技委专项计划将无人地面系统列为重点方向。国产激光雷达（速腾聚创、禾赛科技等）、AI 芯片（华为昇腾、寒武纪等）等关键零部件的快速发展，为整车智能化提供了坚实的产业链基础。

4.2 军用无人越野平台研究与装备进展

近年来，国内多家科研院所与军工单位在无人越野平台研究方面取得了重要进展。2022 年和 2024 年珠海航展上，中国兵器装备集团展出了"机器狼群"无人作战系统——该系统以四足机器人通用平台为基础，加装多种功能模块，借助集群作战概念实现相互分工配合。在指挥车控制下，单"狼群"最多可由 30 个单元组成，可在 2 公里范围内协同作战，续航时间达 3 小时，并可与小型无人机配合实施异构集群协同[11]。

在轮式无人越野车辆方面，北京理工大学车辆与交通工程学院长期从事无人地面车辆关键技术

研究，在非结构化地形自主驾驶、越野 SLAM 与地图构建、多传感器融合感知等方向积累了系统性成果，相关技术已应用于多型军用验证平台[12]。国防科技大学机电工程与自动化学院在无人车辆自主控制与集群协同方向亦取得重要进展，所研发的"猛狮"系列无人车辆多次参加国内外无人系统演示验证活动。

东风越野（猛士）车辆系列是我国军用轻型越野车辆的代表平台。近年来，猛士平台持续推进智能化升级，从辅助驾驶到领航跟随再到遥控操作的技术演进路线日趋清晰，为作战部队提供了适应性强、可靠性高的智能化越野底盘选项。据公开资料显示，依托猛士平台衍生的无人侦察作战版本已完成相关演习验证，展现出良好的非结构化地形适应能力。

4.3 民用硬派越野车辆智能化突破

国内民用硬派越野车辆的智能化进程近年来大幅提速，多项技术成果已达到国际先进水平。

比亚迪仰望 U8 于 2023 年 9 月正式上市，定价 109.8 万元，搭载"易四方"技术平台——即四个独立电机驱动四轮，实现四轮独立扭矩矢量控制——以及"云辇-P"智能液压车身控制系统。云辇-P 最大举升力超过 11000 N，悬架调节行程达 180 毫米，支持应急浮水、爆胎应急行驶等特殊越野功能。仰望 U8 上市 132 天销量突破 5000 台，成为国内百万级越野车型销售速度最快纪录的创造者[13]。其"易四方"扭矩矢量控制技术在松软地形、单轮悬空等极限工况下的表现，已超越传统越野车的机械差速锁方案，代表了新能源越野技术的重要突破。

华为途灵智能底盘平台于 2023 年底随问界 M9 正式推出，集成了六合一全域融合架构、全主动空气悬架（最大举升力 11451 N，最快响应速度 400 毫米/秒，调节范围 180 毫米）、线控转向（毫秒级响应）、全场景道路预瞄系统 2.0 等创新技术[14]。道路预瞄系统基于 HUAWEI ADS 高阶驾驶辅助系统的全路况深度感知，可精准识别坑洼、减速带、凸台等障碍，提前调节减震器，显著提升越野通过性和乘坐舒适性。华为 DATS（动态扭矩自适应系统）则实现了湿滑路面、松软地形下的扭矩智能分配，为越野智驾奠定基础[14]。

长城汽车坦克品牌推出的"越野大脑"系统，集成了越野场景识别、多地形模式自动切换、越野路段领航辅助等功能，坦克 500 Hi4-T、坦克 700 Hi4-T 等车型将混合动力四驱与越野智能辅助驾驶深度融合，标志着国内传统越野品牌向智能化越野的系统性转型。

4.4 关键共性技术攻关现状

在感知层，国产激光雷达企业速腾聚创（Robosense）、禾赛科技（Hesai）等已进入全球市场前列，其固态/半固态激光雷达产品在复杂地形检测可靠性方面持续改善，为国内越野无人车研发提供了有竞争力的传感器选项。在芯片层，华为昇腾系列车载 AI 芯片的车规级适配工作稳步推进，为边缘推理场景提供高算力支撑。

在越野 SLAM 与定位导航领域，针对 GPS 拒止、卫星信号衰减等特殊场景的组合导航方案（北斗+INS+视觉里程计）已有多项成果完成了高原、丛林、城市峡谷等典型越野场景的验证。在线控底盘方面，线控制动（Brake-by-Wire）和线控转向（Steer-by-Wire）技术在新能源乘用车上的快速普及，为军用越野底盘的线控化改造提供了成熟的技术储备。

5 中外对比分析与差距研判

5.1 技术层面对比

从技术成熟度（TRL）维度对比中美两国在越野无人车核心技术的差距，可作以下研判：在感知层，国内激光雷达硬件已接近甚至在成本端具备优势，但面向越野非结构化地形的感知算法（可通行性判断、松软地面估计）与美军经过大量演习积累的算法库相比仍存在差距；在决策规划层，大模型赋能的情境理解与任务规划在国内尚处于实验室阶段，距离工程化部署仍有较长的验证周期；在控制执行层，得益于新能源汽车产业的高速发展，线控底盘、扭矩矢量分配等技术已具备国际竞争力，是为数不多的优势领域；在通信层，北斗导航系统的全球组网完成与 5G/6G 商用化进展，为国内无人车通信体系提供了有别于 GPS 的自主化备选方案。

在平台整体成熟度上，美国 RCV 项目原型车已进入实物测试评估阶段，俄以两国均有装备列装或实战部署记录，而国内公开可查的军用轮式无人越野车辆尚处于演习验证阶段，批量列装尚需时日。

5.2 体系与机制层面对比

美国 DARPA"需求牵引+开放竞赛"的研发模式通过设立挑战赛（DARPA Challenge 等），将高校、企业、国家实验室等多元主体纳入竞争生态，以低成本获得技术多样性，并快速筛选出最优解，技术转化效率显著高于传统订货研制模式。以色列则以明确的边境安防实战需求为牵引，以小批量快速迭代的商业化模式缩短从技术到装备的时间周期。

国内当前以"举国体制+院所主导"为主，在攻关重大关键技术方面具有集中力量的体制优势，但在发挥多元主体创新活力、促进军民技术双向转化方面仍存在机制堵点。标准化工作相对滞后，尚未形成类似北约 STANAG 的完整越野无人系统接口与互操作标准体系，制约了模块化集成与多平台兼容。

5.3 优势与机遇

尽管存在上述差距，国内亦具备若干独特优势：其一，新能源汽车产业的全球领先地位为军用越野底盘的电驱化、线控化提供了成本最低的技术路径；其二，北斗卫星导航系统的自主化部署，为 GPS 拒止场景提供了独立可控的导航解决方案；其三，国内大语言模型（LLM）和具身智能研究的快速崛起，为越野无人车的高层次情境理解与自然语言任务规划提供了潜在的技术突破口。

6 未来发展趋势与对策建议

6.1 技术发展趋势

（1）大模型赋能情境理解。视觉-语言-行动（VLA）大模型在具身智能领域的突破，有望使无人越野车辆具备更强的开放世界理解能力，从而突破预设场景的局限，面对陌生非结构化地形时展现更高的泛化性。

（2）群体智能与集群协同。多无人地面车辆分布式协同（Swarm UGV）将成为未来作战的重要形态。通过自组网通信与分布式任务分配算法，车群可协同完成侦察、佯攻、包围等战术任务，大幅降低对单平台可靠性的依赖。

（3）轮-腿复合与仿生越野机构。四足机器人（如国内宇树科技、云深处）的快速工程化，以及轮-腿复合底盘的探索研发，预示着未来越野无人系统底盘形态将更加多元，对极端地形（台阶、溪床、废墟）的适应能力将显著提升。

（4）边缘 AI 芯片与低功耗算力。随着车规级 AI 推理芯片算力持续提升、功耗持续降低，实时高精度感知决策将不再依赖云端处理，极大增强无人车辆在通信对抗环境下的自主作战能力。

（5）有人-无人深度融合。从"遥控工具"向"协同作战单元"演进，无人地面车辆将更深度融入指挥体系，由战场中的有人平台实施监督性自主管理，形成真正意义上的有人-无人混合编队。

6.2 对策建议

（1）建立国家级越野无人装备综合测试场。建议规划建设覆盖沙漠、丛林、高原、城市废墟、雪地等多地形多气候环境的国家级越野 UGV 测试验证场，形成标准化测试规程，加速从技术到装备的转化。

（2）推进越野无人系统接口标准体系建设。参照北约 STANAG 相关标准，制定覆盖通信接口、数据格式、传感器数据总线的国内越野无人系统标准规范，为多平台模块化集成、军民技术双向转化奠定标准基础。

（3）设立"越野 AI 挑战赛"，激活创新生态。借鉴 DARPA 挑战赛模式，设立面向非结构化越野场景的自主驾驶竞赛，吸引高校、科技企业和研究院所广泛参与，以开放竞争机制促进技术快速涌现。

（4）深化军民融合，构建技术双向转化通道。充分发挥国内新能源汽车产业的技术领先优势，建立军用越野装备智能化技术需求向民口科研院所定向开放的工作机制，同时推动线控底盘、扭矩

矢量控制等民用成熟技术的军用适配与工程化转化。

（5）加强实战化演习数据积累。在可控、可信的安全框架下，系统性收集越野无人系统演习运行数据，构建"演习即仿真训练数据生成"的闭环，为 AI 算法的持续迭代提供高质量数据资产。

7 结论

本文系统梳理了国内外车辆装备智能化无人化发展现状，可得出以下三点核心判断：

第一，全球无人地面车辆技术正处于从遥控向监督自主演进的关键节点，有人-无人编队协同已成为主要军事强国的共同选择，但全自主作战能力的大规模部署仍面临可靠性、战场伦理与交战规则等多重制约。

第二，俄乌冲突等近期实战经验深刻揭示：无人地面系统的战场效能取决于平台可靠性、通信韧性与作战概念的协同成熟度，技术层面的领先并不必然转化为战场效能的领先。

第三，国内在新能源底盘、AI 芯片、北斗导航等领域已形成具有国际竞争力的产业优势，以仰望 U8、华为途灵平台为代表的民用越野智能化成果为军民融合提供了良好的技术基础。当前的主要差距在于作战概念成熟度、实战数据积累及标准化体系建设。建议把握 2025—2030 年的战略机遇窗口，以体制机制创新为突破口，加快推动国内车辆装备智能化无人化跨越式发展。

参考文献：

[1] DARPA. Urban Challenge: Technical Evaluation Criteria[R]. DARPA Tactical Technology Office, 2007.

[2] U.S. Army. Next Generation Combat Vehicle (NGCV) Program Overview[R]. Army Futures Command, 2023.

[3] 赛斯智库. 美国陆军"机器人战车"项目开始交付原型[EB/OL]. https://saisizhiku.com/20615.html, 2024-10-07.

[4] 张魏桔. 全球无人战车发展势头迅猛[N]. 中国国防报, 2024-05-22.

[5] 腾讯新闻. 俄罗斯军用人工智能的发展重心及俄乌战场实际应用[EB/OL]. https://news.qq.com, 2024-05-30.

[6] 腾讯新闻. 俄乌冲突中的无人车：下一阶段的新热点[EB/OL]. https://news.qq.com, 2024-12-24.

[7] 澎湃新闻. 以色列军工企业推出无人装甲车：能巡逻、收集情报、开火[EB/OL]. https://m.thepaper.cn, 2021-09-16.

[8] Israel Aerospace Industries (IAI). REX MK II Unmanned Ground Vehicle[EB/OL]. https://www.iai.co.il, 2021.

[9] AI 中国网. 以色列将于 2023 年测试无人战车[EB/OL]. https://www.cnaiplus.com, 2022-06-19.

[10] 国务院. 国务院关于印发新一代人工智能发展规划的通知（国发〔2017〕35 号）[EB/OL]. https://www.gov.cn/zhengce/content/2017-07/20/content_5211996.htm, 2017-07-20.

[11] 腾讯新闻. 珠海航展的这些展品，令人眼前一亮[EB/OL]. https://news.qq.com, 2024-11-20.

[12] 毕欣, 郭剑东, 李华. 非结构化道路环境下无人地面车辆可通行性分析综述[J]. 兵工学报, 2022, 43(2): 296-316.

[13] 比亚迪. 仰望 U8 交付 132 天即达 5000 台[EB/OL]. https://www.byd.com/cn/news/2024/detail514, 2024-03-25.

[14] AITO 问界. 问界 M9 搭载华为途灵智能底盘正式上市[EB/OL]. https://aito.auto/model/m9, 2023-12-26.

[15] SAE International. SAE J3016: Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles[S]. 2021.

[16] NATO. STANAG 4671: Unmanned Aerial Vehicle Systems Airworthiness Requirements[S]. 2009.

[17] 王越超, 刘金国. 无人地面车辆研究现状与发展趋势[J]. 科学通报, 2015, 60(5): 1-10.

[18] 李德毅, 苗剑. 自动驾驶车辆安全评估框架[J]. 中国工程科学, 2018, 20(2): 1-5.

[19] 腾讯新闻. 俄乌冲突中的乌克兰无人车[EB/OL]. https://news.qq.com, 2025-08-06.

[20] 澎湃防务. 俄罗斯将组建无人系统部队[EB/OL]. https://www.thepaper.cn, 2024.

[21] 前瞻产业研究院. 2024 年中国无人驾驶汽车行业全景图谱[R]. 前瞻网, 2024-04-25.

[22] Rheinmetall. Mission Master XT Product Brochure[R]. Rheinmetall AG, 2023.

[23] Elbit Systems. Iron Fist Active Protection System Technical Overview[R]. Elbit Systems, 2022.

[24] General Dynamics Land Systems. Robotic Combat Vehicle - Light (RCV-L) Program Overview[EB/OL]. https://www.gdls.com, 2024.

[25] Oshkosh Defense. RCV Prototype Delivery to Aberdeen Proving Ground[EB/OL]. https://oshkoshdefense.com, 2024-08-19.
[26] 观察者网. 美陆军年会展示四种无人战斗车竞标原型[EB/OL]. https://www.guancha.cn, 2023-10-11.
[27] 沈锋, 李世强. 陆地无人作战系统发展现状及关键技术研究[J]. 兵器装备工程学报, 2021, 42(10): 1-8.
[28] 雷明. 美国陆军无人地面车辆作战运用研究[J]. 国防科技, 2023, 44(4): 45-50.
[29] 仰望汽车. 仰望 U8 产品技术白皮书[EB/OL]. https://www.yangwangauto.com, 2023.
[30] 华为智能汽车解决方案. 途灵智能底盘技术白皮书[EB/OL]. https://www.huawei.com, 2023-12-26.
[31] 长城汽车坦克品牌. 越野大脑技术架构说明[EB/OL]. https://www.tank300.com, 2024.
[32] 禾赛科技. AT128 固态激光雷达产品规格书[EB/OL]. https://www.hesaitech.com, 2023.

多用途车辆模块化仪表板设计探讨

周家花，裴永帅，佘凯慧

东风越野车有限公司

摘　要：为满足多用途车辆在执行指挥、侦察、救援等任务时对仪表板功能快速重构的需求，本文提出一种基于功能分区的模块化仪表板设计方法。首先，通过系统分析驾驶任务与人机分工，将仪表板划分为驾驶模块、操控模块与设备模块；其次，定义了模块间的标准化机械、电气及风道接口，实现模块的独立预装与快速互换。在此基础上，给出了模块划分原则及典型实施方案，并采用设计结构矩阵（DSM）对模块划分进行定量评价，计算得到模块度 Q=0.52，验证了划分的合理性与高内聚低耦合特性。分析表明，该方案可在不改变驾驶区核心功能的前提下，实现副驾驶侧任务设备的快速重构，同时满足视野、操作可达性及空调密封性、维修性等工程要求。该方法为高适应性军用及应急车辆仪表板开发提供了可行的技术路径。

关键词：多用途车辆；模块化仪表板；功能分区；接口标准化；快速重构；

Exploring Modular Instrument Panel Design for Multi-Purpose Vehicles

ZHOU Jiahua，PEI Yongshuai，SHE kaihui

DONG FENG OFF-ROAD VEHICLE CO.,LTD

Abstract: To meet the demand for rapid functional reconfiguration of instrument panels in multi-purpose vehicles during missions such as command, reconnaissance, and rescue, this paper proposes a modular instrument panel design method based on functional partitioning. First, through systematic analysis of driving tasks and human–machine role allocation, the instrument panel is divided into three modules: the driving module, control module, and equipment module. Second, standardized mechanical, electrical, and air duct interfaces between modules are defined to enable independent preassembly and rapid interchangeability. On this basis, the principles for module partitioning and typical implementation schemes are presented. A quantitative evaluation of the module partitioning is conducted using the Design Structure Matrix (DSM), yielding a modularity value of Q = 0.52, which validates the rationality of the partitioning and its characteristics of high cohesion and low coupling. Analysis shows that the proposed scheme enables rapid reconfiguration of mission equipment on the co-driver side without altering the core functions of the driving area, while meeting engineering requirements such as field of view, operational reachability, air-conditioning sealing, and maintainability. This approach provides a feasible technical pathway for the development of highly adaptable instrument panels for military and emergency vehicles.

Key words: Multi-purpose vehicles; Modular dashboard; Functional zoning; Interface standardization; Rapid reconfiguration

引言

随着现代战场环境与应急任务日趋复杂，单一功能车辆难以满足多样化需求。指挥、侦察、救援、运兵等任务往往需要同一车辆平台通过加装/更换专用设备来实现功能转换。这一趋势对驾驶舱人机交互界面，尤其是仪表板，提出了可快速重构的功能需求。

国内外已有部分特种车辆（如 MAN SX 系列、泰托拉凤凰系列）采用副驾驶侧设备插箱形式实现有限模块化，但仪表板仍以整体式为主，缺乏系统性的模块划分与接口标准。本文从多用途车辆实际任务剖面出发，系统研究仪表板模块化设计方法，旨在解决功能快速更换与结构可靠性之间的矛盾。

1 多用途车辆仪表板需求分析

在项目开发中发现，同一底盘平台常需适配多种上装任务系统。图 1 展示了某车型分别作为指挥车与侦察车的配置差异。为降低采购成本、缩短研制周期、提升通用化水平，模块化设计是一条有效路径。



图 1　某车型两种不同用途车辆

功能任务的变化必然引起副驾驶侧操作设备的变更。传统整体式仪表板（图 2）将驾驶、底盘控制、设备操作高度集成，任何局部功能变化都需重新设计整个仪表板，周期长、成本高。因此，仪表板必须面向多用途场景，实现分区独立与快速更换。

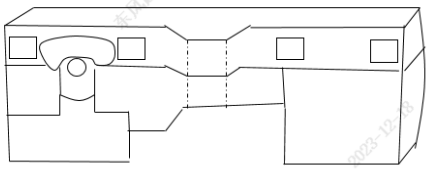


图 2　整体式仪表板

2 模块化设计方法

2.1 仪表板功能分区系统化研究

通过对多用途车辆（如战术车、特种作业车、探险救护车等）驾驶任务与使用场景的系统分析，发现此类车辆的仪表板功能布

局呈现显著的分区规律。基于功能稳定性与操作者分工两个维度，可将仪表板划分为三个典型功能区域，如表 1 所示。

表 1　仪表板功能分区总体架构

区域	核心功能	典型用户	变更频次
驾驶员侧	车辆行驶与安全控制	驾驶员	极低（全车型通用）
中间区域	底盘与车载基础系统管理	驾驶员/车长	较低（同平台变化少）
副驾驶员侧	任务专用设备集成	任务操作手	高（随任务快速重构）

驾驶员侧（左侧区域）主要集成与车辆行驶直接相关的核心控制功能，包括转向控制（方向盘及助力调节）、点火与电源管理、行车制动与驻车制动、加速控制（油门踏板及巡航设定）、组合仪表与主警告灯组，以及灯光、雨刮等符合法规要求的基础行驶操纵件。该区域功能在车辆全生命周期及不同任务变型中始终保持不变，属于平台级固定功能集，其设计遵循人机工程学中的“最大操作频次-最小伸手距离”原则，确保驾驶员在任何任务场景下都能以最少的注意力转移完成安全驾驶。**中间区域**主要布置车辆底盘系统与车内环境管理功能，典型包括空调控制面板、中央轮胎充放气系统、四驱模式切换（2H/4H/4L）、差速锁控制、可调悬挂调节以及驾驶模式集成旋钮等。该区域功能变更需求较低，因为同一底盘平台下不同变型车的动力传动与底盘架构高度通用，因此只需极少适应性调整（如不同轴距车型的悬挂参数显示差异）。此区域往往作为驾驶员与车长的共享操作界面。

副驾驶员侧（右侧区域）则面向任务专用设备的快速部署需求，布置诸如遥控武器站操控单元、光电侦察设备（热像仪/夜视仪/激光测距）控制面板、战术电台与数据链终端、任务规划平板、工程救援设备（绞盘、破障装置）以及医疗监护显示终端等。该区域功能随车辆任务模式变化而频繁变更——同一车辆在侦察、火力支援、救护、工程等不同任务构型下，该区域的设备模块与操控界面几乎完全不同。为此，副驾驶员侧通常采用模块化快换面板设计，通过标准物理接口、统一供电总线及数据总线（CAN/以太网），支持不带电快速拆装，实现平台通用性与任务可重构性的统一。

2.2 仪表板模块化划分思路

2.2.1 仪表板模块化划分理论基础

模块化设计是一种将复杂系统分解为相对独立、可组合、可替换的单元的设计方法论。其核心思想源于系统工程的分解-集成原则与产品平台理论。Pimmler 与 Eppinger 提出的模块化设计三要素——功能独立性、接口标准化与可互换性，是指导工业产品模块划分的基础框架[2]。在多用途车辆仪表板设计中，引入模块化方法可以同时满足两类冲突需求：一方面，底盘与行驶系统需要高度固化以保证可靠性与批量经济性；另一方面，任务设备需要频繁变更以适配不同作战或作业场景。

从功能依赖性角度分析，仪表板各功能之间存在不同程度的“功能流”交互。根据 Stone 等人提出的功能启发式模块划分方法（Function Heuristic for Product Modularization），应将耦合紧密、变更协同性高的功能聚合为同一模块，而将耦合松散、变更独立的功能划分为不同模块[3]。依据这一原则：驾驶员侧的行驶控制功能之间（转向、制动、加速）存在实时物理力反馈与安全互锁，属于高耦合功能群，宜集成于固定模块；而副驾驶员侧的任务设备（武器、侦察、通信）彼此功能独立，与行驶功能仅有数据层面的交互（如总线读取车速、姿态），属于低耦合功能群，最适宜采用可替换模块。

2.2.2 仪表板模块化划分原则

为满足多用途车辆在不同任务场景下对仪表板功能的快速重构需求，同时兼顾维修性与经济性，本文提出基于模块化的仪表板设计思路。仪表板模块化是指将功能相近、变更协同、物理独立的单元集成为可整体更换的模块。在执行不同任务时，直接更换相应模块，即可实现仪表板功能的快速转变；当某部分功能失效时，亦可仅替换故障模块，显著提升维修效率。

模块划分需综合考虑仪表板自身结构特点、功能需求、人机工程、维修性、通用化及成本等多重约束。结合 2.2.1 节的理论基础，总结仪表板模块划分原则如下：

1) 改装适应性优先：相对固定、不随任务变化的配置（如行驶控制功能）集成到驾驶员模块，确保平台稳定性；

2) 任务驱动划分：与具体任务密切相关的功能集成到副驾驶员模块，便于快速换装；

3) 人机操作舒适性：各模块的布置高度、角度及伸手距离应符合驾驶室内人机要求；

4) 功能完整性：每个模块应包含其功能所需的全部控制、显示及执行单元（含必要风道、线束）；

5) 拆修便利性：模块接口标准化，拆装无需特殊工具，支持单人快速操作；

6) 左右舵通用性：模块设计应考虑驾驶室左右舵布局，尽可能通过镜像或调整安装点实现通用；

7) 布置与功能自洽：模块的物理尺寸与内部安装点需满足仪表板整体空间及强度要求；

8) **成本与重量控制**：模块化不应导致过度冗余，应在接口通用性与零件数量间平衡，降低全生命周期成本。

基于上述原则，将仪表板划分为三个主要模块：驾驶模块、操控模块与设备模块。其中驾驶模块对应驾驶员侧固定功能，操控模块对应中间区域底盘及空调控制功能，设备模块对应副驾驶员侧任务专用功能。各模块包含的零部件详见表 2 及图 3 所示。

表 2　仪表板模块功能

序号	模块	功能	零部件
1	驾驶模块	转向控制、 灯光控制、 加速/制动、 吹面/采暖/除霜、 仪表显示	方向盘
2			转向柱
3			组合开关
4			组合仪表
5			踏板
6			吹脚、吹面风道
7			除霜风道
8			仪表板骨架及面板
9	操控模块	导航、 空调控制、 吹面/除霜、 底盘操控（四驱、中央充放气等）	显示屏
10			空调控制器
11			吹面风道
12			除霜风道
13			四驱开关
14			中央充放气
15			仪表板骨架及面板
16	设备模块	吹面/吹脚/除霜、 操控显示设备、 空调本体（按需）、 任务专用操控	空调本体
17			显示屏
18			操作手柄
19			吹脚、除霜风道
20			仪表板骨架及面板

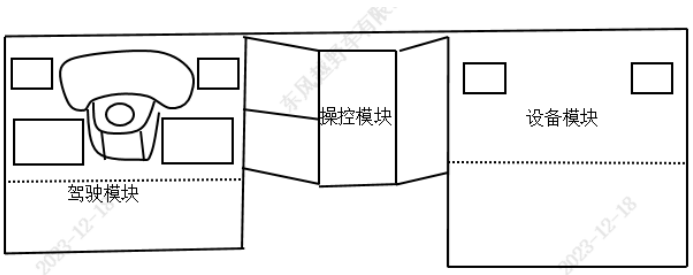


图 3　仪表板模块划分示意图

2.2.3 典型模块

图 4 和图 5 分别展示了副驾驶员侧两种典型模块—控制模块（如火力操控、侦察控制）与急救模块（如医疗监护、生命支持设备）的示意图。每个模块均集成了其功能所需的控制执行单元以及仪表板自身相关功能（如局部风道、线束接口）。模块既可独立工作（如单独供电、自成系统），也可通过车辆总线与驾驶模块、操控模块协同工作。

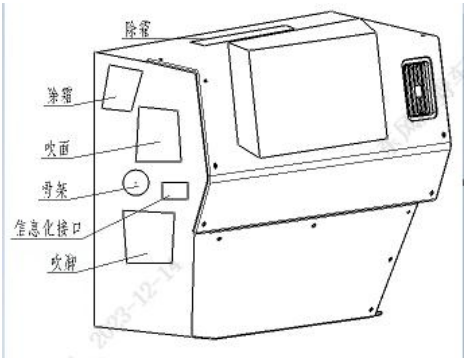


图 4　副驾驶员侧控制模块示意图

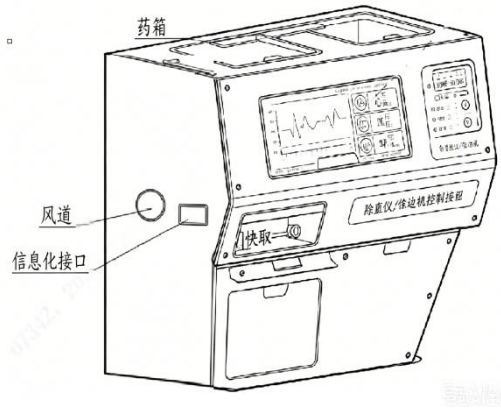


图 5　　副驾驶员急救模块示意图

2.2.4 模块划分的定量分析

设计结构矩阵（Design Structure Matrix, DSM）是一种用于表达系统元素之间依赖关系的方阵表示法。在模块划分研究中，常用功能依赖 DSM 来量化功能单元之间的耦合强度，并通过聚类算法识别高内聚、低耦合的模块候选集[6]。

将仪表板涉及的主要功能单元划分为 8 个代表性功能节点，如表 3 所示：

表 3　功能节点

编号	功能单元	所属区域
F1	转向与制动加速控制	驾驶员侧
F2	灯光与雨刮控制	驾驶员侧
F3	组合仪表与主警告	驾驶员侧
F4	四驱等	中间区域
F5	空调等环境调节	中间区域
F6	武器/侦察操控	副驾驶员侧
F7	战术通信与数据链	副驾驶员侧
F8	任务规划与记录	副驾驶员侧

定义功能单元间依赖强度 d_{ij} 为 0~3 的整数：

d_{ij}=0：无直接依赖；

d_{ij}=1：弱依赖（仅共享总线数据，无实时互锁）；

d_{ij}=2：中等依赖（存在操作顺序约束或状态互锁）；

d_{ij}==3：强依赖（实时机械或电气耦合，安全性直接关联）。

根据系统分析，构建依赖矩阵 D 以下为部分关键依赖值：

F1 与 F3：仪表显示车速、转速、故障码，强依赖 d_{13} =3；

F1 与 F4：四驱切换时需车速低于限值，中等依赖 d_{14} =2；

F4 与 F5：驾驶模式旋钮同时控制四驱与悬挂，弱依赖 d_{45} =1；

F1 与 F6：武器站需读取车体姿态与车速，弱依赖 d_{16} =1；

F6 与 F7：武器与通信共享火控数据，强依赖 d_{67} =3；

F6 与 F8：任务平板接收武器状态，弱依赖 d_{68} =1；

其余跨区域功能之间依赖度多为 0 或 1。

完整 DSM 矩阵如表 4 所示。

表 4　功能依赖 DSM 矩阵

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8
F1	-	1	3	2	0	1	0	0
F2	1	-	0	0	0	0	0	0
F3	3	0	-	1	0	1	0	0
F4	2	0	1	-	2	0	0	0
F5	0	0	0	2	-	0	0	0
F6	1	0	1	0	0	-	3	1
F7	0	0	0	0	0	3	-	2
F8	0	0	0	0	0	1	2	-

模块度 Q 用于定量评价模块划分的优劣，定义如下：

$$Q = \frac{1}{2m} \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} [d_{ij} - \frac{k_i k_j}{2m}] \delta(c_i, c_j)$$

其中：

$m = \frac{1}{2} \sum_{ij} d_{ij}$ 为总依赖强度；

$k_i = \sum_j d_{ij}$ 为节点 i 的总依赖度；

$\delta(c_i, c_j) = 1$ 当 i 和 j 属于同一模块，否则为 0。

根据前面分析，F1~F3 为驾驶模块，F4~F5 为操控模块，F6~F8 为设备模块计算得：模块内依赖总和=(1+3+0)+(2)+(3+2+1)=12

模块间依赖总和（跨模块边） = $d14$ + $d34$ + $d16$ + $d36$ 经计算为 5

总依赖强度 m =(12+5)/2=8.5

代入公式得模块度 Q≈0.52

一般而言,Q >0.3 表示模块划分显著合理，Q >0.5 表示极佳。此处 Q=0.52 验证了本方案具有很高的模块内聚性和较低的模块间耦合。

作为对比，若将所有功能视为一个模块（Q=0），或随机划分为三个模块（平均 Q≈0.1～0.2），均远低于本方案，从而定量证明了所提模块划分的优越性。

2.3 仪表板模块化实施方案

模块化设计的最终实现依赖于可靠的物理集成与功能协同。模块化仪表板在满足快速重构需求的同时，不得减弱或牺牲仪表板原有的功能与性能（如行驶可靠性、人机操作、电气安全等）。因此，除了实现不同功能模块的快速转换外，还需系统解决以下三个层面的技术问题。

1）机械连接与固定：模块与车身、模块与模块之间的定位、固定与抗振可靠性；

2）信息通信：模块之间的数据交换（CAN、以太网等），保证控制指令与状态信息的实时性；

3）流体输送：空调风道（吹面、吹脚、除霜）在模块接口处的密封与低阻力对接。

下面以驾驶员模块为例，阐述模块化实施的具体技术方案。

图 6 展示了驾驶员模块的结构示意图，模块采用线下组装方式：在分装线上将方向盘、转向柱、组合仪表、踏板总成、风道及线束集成到左侧骨架及面板上，形成完整的驾驶员模块，并进行功能自检（如仪表通电自检、灯光开关通断测试）。整车总装时，仅将驾驶员模块作为一个整体安装到驾驶室左侧的预留接口上，通过螺栓与车身前围固定。

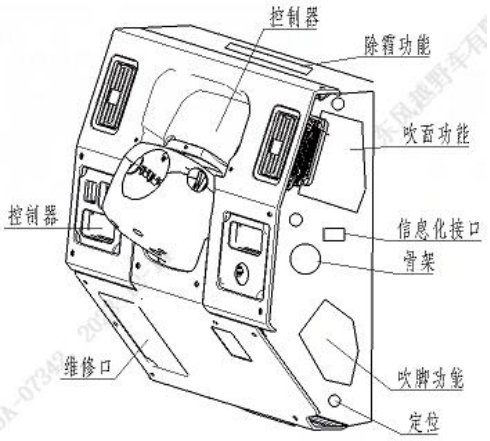


图 6　驾驶员模块示意图

中间操控模块和副驾驶员设备模块依次安装。安装顺序为：先固定驾驶员模块，再安装中间模块，最后安装设备模块。各模块之间通过限位结构实现精确对位，驾驶员模块右侧边缘设有凹形导轨；中间模块左侧边缘设有凸形滑轨，插入凹形导轨中，同时中间模块后部的风道插口与驾驶员模块的风道出口自动对接，信息化接口也自行对接。中间模块右侧同样设有凹形导轨，用于引导设备模块的安装。

限位设计确保安装后风道接口压缩量在 5 mm 范围内，密封性满足空调系统漏风量的要求。此外，模块之间的接插件采用浮动安装设计，允许±1 mm 的位置误差，避免刚性对接导致的接触不良。

图 7 为仪表板整体示意图，为仪表板三个模块安装完毕后的整体布局。图 8 为副驾驶员侧的两种典型功能模块—基础模块（空白面板+基本储物盒）和武器操控模块（带手柄和显示器）。通过更换副驾驶员模块，同一车辆可实现基础车型、武器操控车型、救援车型等多种功能形态。

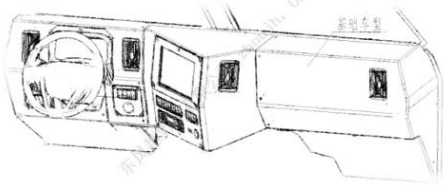
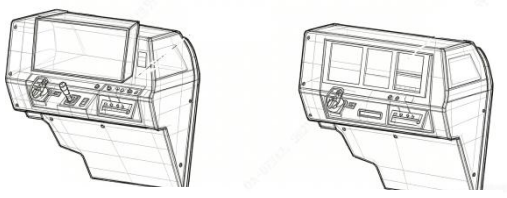


图 7 仪表板整体示意图



作战车辆模块　　救援车辆模块

图 8 副驾驶员侧两种不同功能模块

3 总结

本文针对多用途车辆仪表板功能多样化、任务变更频繁及维修性要求高的特点，系统开展了仪表板功能分区与模块化设计研究。主要结论如下：

1）研究并提出了基于功能的三分区布局：将仪表板划分为驾驶员侧、中间区域和副驾驶员侧（任务设备区），实现了“稳定核心—低变底盘—高频任务”的梯度解耦。

2）建立了模块化划分原则与方案：基于系统工程、功能依赖分析及人机工程理论，总结了 8 条模块划分原则，并将仪表板分为驾驶模块、操控模块和设备模块。通过设计结构矩阵（DSM）计算模块度 Q=0.52，定量验证了划分的合理性。

3）设计了模块化实施技术方案：以驾驶员模块为例，阐述了模块的线下预装、机械固定、风道对接及通信接口设计，并通过限位结构与接插件保证了模块间连接的可靠性。

参考文献：

[1] 王培利，李琳，谢青勇. 浅谈某轻卡左舵改右舵的设计研究[M].轻型汽车技术，2021 （9-10）

[2] Pimmler T U, Eppinger S D. Integration analysis of product decompositions[C]. ASME Design Theory and Methodology Conference, 1994.

[3] Stone R B, Wood K L, Crawford R H. A heuristic method for identifying modules for product architectures[J]. Design Studies, 2000, 21(1): 5-31.

[4] Ulrich K. The role of product architecture in the manufacturing firm[J]. Research Policy, 1995, 24(3): 419-440.

[5] Wickens C D. Multiple resources and performance prediction[J]. Theoretical Issues in Ergonomics Science, 2002, 3(2): 159-177.

[6] Browning T R. Applying the design structure matrix to system decomposition and integration problems: a review and new directions[J]. IEEE Transactions on Engineering Management, 2001, 48(3): 292-306.

车辆扭杆弹簧的耐久性能研究

徐娟，樊晓都，陈利，李鹏，罗江，秦义华，樊云，赵凤云，任文静

东风越野车有限公司 武汉

摘　要：扭杆弹簧广泛应用于车辆开启件系统，以提供启闭助力并提升操作舒适性。然而，其在开启关闭循环中承受复杂工况，耐久断裂与力值衰减是制约其可靠应用的关键技术挑战。本文针对扭杆两类典型耐久失效模式，基于材料疲劳理论拟合 S-N 曲线，系统分析关键特性参数并计算实际工作应力，识别影响耐久性能的核心因素；进而提出扭杆寿命设计方法与安全系数校核方案，为工程应用提供理论依据

关键词：扭杆 S-N 曲线；耐久；衰减；安全系数；

Research on Durability Performance of Vehicle Torsion Bar

XU Juan, FAN Xiaodu, CHEN Li, LI Peng, LUO Jiang, QIN Yihua, FAN Yun, ZHAO Fengyun, REN Wenjing

Dongfeng off-road Vehicle Co., Ltd

Abstract: Torsion bar springs are widely employed in vehicle opening systems to provide opening/closing assistance and improve operational comfort. However, they are subjected to complex loading conditions during cyclic operation, with durable fracture and force attenuation being key technical challenges restricting their reliable application. Focusing on two typical durability failure modes, this study fits the material S-N curve based on fatigue theory, systematically analyzes key characteristic parameters and calculates the actual service stress to identify the core factors influencing durability. Furthermore, a torsion bar life design method and safety factor verification scheme are proposed, providing a theoretical basis for engineering applications.

Keywords: torsion bar, S-N line, durability, attenuation, safety factor

引言

扭杆弹簧具有成本低、布置方便、易于生产加工等优点，广泛应用于车辆开启件系统上。在开启件开启关闭操作中，通过扭转扭杆弹簧提供扭力，实现改善开启关闭操作舒适性的需求。开启件开启关闭耐久次数通常要求 3 万次以上，对扭杆弹簧的耐久寿命提出了非常高的要求。前期设计阶段无法通过 CAE 仿真分析大致计算出扭杆寿命，只能在车型试制阶段通过实物试验验证扭杆耐久性能，但试制阶段产品已基本定型，若扭杆耐久性能不合格则需设计变更，涉及到大量的人力和物力投入。为控制整体制造成本，缩减试验验证周期，在设计前期对扭杆进行寿命设计，提前识别扭杆耐久性风险变得非常必要。

扭杆耐久缺陷常见的表现形式有两种：一种是扭杆断裂失效；另一种是扭杆力值衰减超过目标值，功能失效。两种失效模式对应的失效机理不尽相同，下面分别从两种不同的失效模式出发，解析失效原因。

1 扭杆断裂失效影响因素分析

扭杆耐久断裂的失效模式为零件疲劳断裂失效。影响零件疲劳寿命的因素主要有：材料自身的疲劳特性（S-N 曲线）影响、零件特性影响、受力情况影响、零件表面初始裂纹影响等。本文主要从设计角度考虑扭杆耐久寿命，暂排除加工因素导致的零件表面初始裂纹等因素。

1.1 扭杆材料 S-N 曲线分析

金属材料疲劳寿命一般符合疲劳特性（S-N）曲线规律，分析金属零件的疲劳寿命需首先明确零件材料的 S-N 曲线。应力水平 S 越低，疲劳寿命 N 越高，当应力水平小于材料疲劳极限 σ_f 时，寿命 N 趋于无穷大。S-N 曲线与材料特性、加载方式等有关，要明确扭杆的疲劳性能，需要初步拟合出锁扣材料的 S-N 曲线。依据 Basquin 公式，S-N 曲线的公式如下：

$$\sigma^m \cdot N = c \tag{1}$$

其中，m 和 c 是与材料、应力比、加载方式有关的参数。要拟合锁扣的 S-N 曲线，则需明确 m 和 c 的数值。S-N 曲线描述的是长寿命疲劳，不适用于 $N<10^3$ 的情况，假定 $N=10^3$ 对应的疲劳极限为 $0.9\sigma_u$，其中 σ_u 为材料的极限强度。目前行业内对扭杆的耐久寿命次数要求一般为 2~5 万次，基于保守假定扭杆疲劳极限的寿命为 100 万次，即无限大寿命按照 10^6 次计算。将 $N=10^3$ 和 $N=10^6$ 时相关参数代入式（1）可得出，

$$(0.9\sigma_u)^m \cdot 10^3 = c \tag{2}$$

$$\sigma_f{}^m \cdot 10^6 = c \tag{3}$$

扭杆材料一般为弹簧钢，屈服强度 $\sigma_s<1400MPa$，依据疲劳特性理论，对于非高强脆性材料，极限强度 σ_u 为屈服强度 σ_s，同时疲劳极限 σ_f 与极限强度 σ_u 有如下经验关系：

$$\sigma_f = k \cdot \sigma_u \quad （当 \sigma_u<1400MPa 时） \tag{4}$$

式中 k 是与受力方式有关的系数，对于弯曲疲劳问题，试验结果表明 k 在 0.3~0.6 之间，对于轴向拉压对称疲劳问题，k 在 0.3~0.45 之间，对称扭转疲劳问题，k 在 0.25~0.3 之间。在实际工作环境中更多的是非对称疲劳问题，用 σ_r 表示疲劳极限，小标 r 表示循环特征，是循环周期中最大应力 σ_{max} 与最小应力 σ_{min} 的比值：

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

针对对称循环，r=-1，针对脉动循环，r=0，针对静载荷，r=1。扭杆在开启件开启关闭过程中受非对称循环载荷，即 $0<r<1$，基于给定循环特征下的 S-N 曲线特征，如下图 1 示，可知 r 增大时，S-N 曲线上移，即对应同样的疲劳强度，疲劳寿命将会提高，k 值选取可适当取上限。

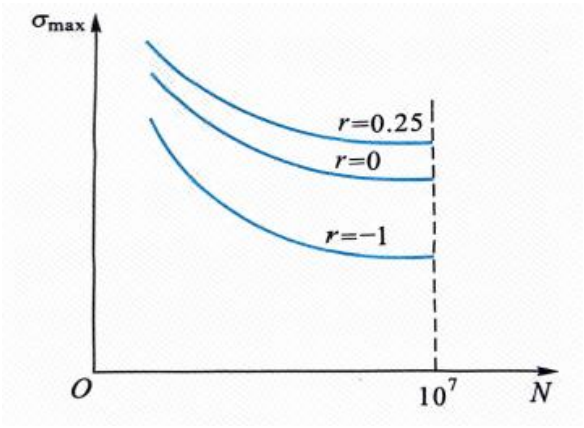


图 1　循环特征对 S-N 曲线的影响

结合式（2）、式（3）和式（4），可以得出：

$$m=\frac{3}{lg0.9-lgk} \quad (5)$$

$$c=\lg^{-1}\left(\frac{3(lg0.9+lg\sigma_w)}{lg0.9-lgk}+3\right) \quad (6)$$

1.2 扭杆零件特性分析

零件自身的结构特点对耐久寿命也会产生影响，依据机械设计理论，主要有如下三项：零件的外形、零件的尺寸和零件的表面质量。

1.2.1 零件外形的影响

零件外形的突然变化将会引起应力集中，在应力集中区域更容易形成疲劳裂纹，导致零件的耐久极限下降，将轴类零件外形的影响系数假定为 K，由于扭杆通常情况下会同时承受扭转剪切应力和弯曲正应力，将扭杆的外形影响系数定义为 K_τ 和 K_σ。K_τ 和 K_σ 与零件的外形、材料的抗拉强度相互关系表示意如下：

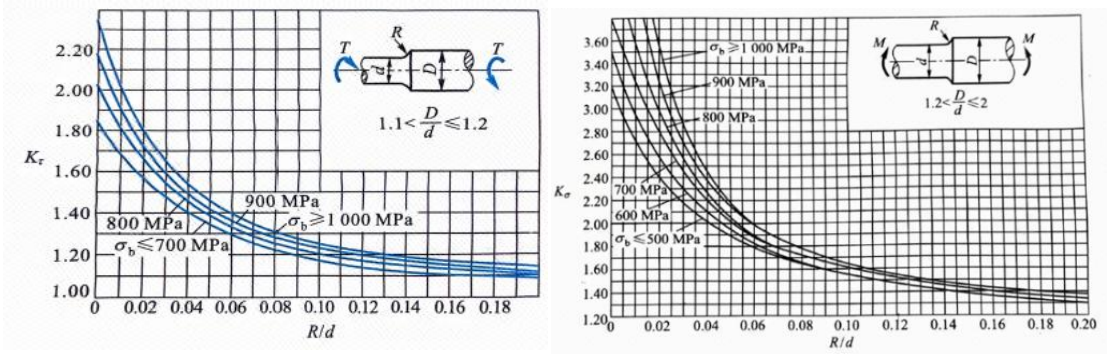


图 2　构件的外形因素

1.2.2 零件的尺寸影响

试验表面，轴类零件的疲劳极限与零件的直径有关，零件横截面积越大，疲劳极限将相应降低。轴类零件的尺寸影响系数假定为ε，共分为两种：主要受弯曲应力的ε_σ和主要受剪切应力的ε_τ。不同材料和直径的轴对应ε的关系如下表：

表 1　构件的尺寸因素

	直径 d/mm		>20~30	>30~40	>40~50	>50~60	>60~70
ε_σ		碳钢	0.91	0.88	0.84	0.81	0.78
		合金钢	0.83	0.77	0.73	0.70	0.68
	各种钢ε_τ		0.89	0.81	0.78	0.76	0.74
	直径 d/mm		>70~80	>80~100	>100~120	>120~150	>150~500
ε_σ		碳钢	0.75	0.73	0.70	0.68	0.60
		合金钢	0.66	0.64	0.62	0.60	0.54
	各种钢ε_τ		0.73	0.72	0.70	0.68	0.60

1.2.3 构件的表面质量影响

一般情况下，零件的最大应力发生于表层，疲劳裂纹也多从表层开始生成，所以零件的表面质量对疲劳极限有明显影响。零件表面的初始加工裂纹将会直接导致零件耐久极限降低，而通过淬火、喷丸等表面强化工艺处理，使零件表面得到强化，可以明显提高零件的疲劳极限。

轴类零件的表面质量影响系数假定为β。常规选用的扭杆抗拉强度通常大于 1200MPa，针对 1200MPa 以上零件的表面强化处理方式主要有喷丸强化和滚子滚压，表面影响因素如下表：

表 2　构件的表面质量因素

强化方法	心部强度 σ_b/MPa	β		
		光轴	低应力集中的轴 $K_\sigma \leqslant 1.5$	高应力集中的轴 $K_\sigma \geqslant 1.8\sim2$
喷丸强化	600~1500	1.1~1.25	1.5~1.6	1.7~2.1
滚子滚压	600~1500	1.1~1.3	1.3~1.5	1.6~2.0

1.2.4 扭杆零件的实际疲劳极限

基于扭杆材料的 S-N 曲线计算出对应扭杆耐久次数要求下的疲劳极限σ_{-1}，σ_{-1}为对称循环下材料的理论疲劳极限，综合上述因素，在对称循环下，扭杆零件的实际弯曲疲劳极限σ_{-1}^{0}与材料的理论弯曲疲劳极限σ_{-1}之间的关系如下公式：

$$\sigma_{-1}^{0} = \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \beta}{K_\sigma}\sigma_{-1} \tag{7}$$

针对剪切应力的情况，扭杆的实际剪切疲劳极限τ_{-1}^{0}与材料的理论弯曲疲劳极限τ_{-1}之间的关系如下公式：

$$\tau_{-1}^{0} = \frac{\varepsilon_\tau \cdot \beta}{K_\tau}\tau_{-1} \tag{8}$$

依据第四强度理论，弯曲疲劳极限应力与剪切疲劳极限之间有如下关系：

$$\tau_{-1} = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_{-1}$$

1.3 扭杆实际应力计算

扭杆在开启件开启关闭过程中主要通过扭转提供扭矩实现助力，而扭杆由于扭转受剪切应力。假定扭杆直径为 D，半径为 R，扭杆长度为 l，扭杆在开启关闭助力过程中最大扭转角为φ，扭杆材料的切变模量为 G，针对合金钢，材料的切变模量 G 为定值。依据机械设计理论， 扭杆提供的最大扭矩 T_{max} 为：

$$T_{max} = G \cdot I_P \cdot \frac{\varphi}{l} = \frac{G \cdot \pi D^4 \cdot \varphi}{32l} \tag{9}$$

扭杆承受的最大剪切应力τ_{max}为：

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{W_t} = \frac{G \cdot D \cdot \varphi}{2l} \tag{10}$$

在实际布置过程中，由于结构限制，扭杆布置位置与铰链轴线往往会存在一定距离，导致开启件在开启关闭过程中，扭杆会发生一部分弯曲变形。依据机械设计理论，扭杆承受的最大弯曲应力公式σ_{max}为：

$$\sigma_{max} = \frac{E \cdot D}{2\rho} \tag{11}$$

上述式中，E 为扭杆材料的弹性模量，ρ为扭杆弯曲变形的最大曲率半径。

综合上述分析，影响扭杆零件的耐久寿命的因素有：①扭杆材料的屈服强度 σ_s；②扭杆的受力方式系数 k；③扭杆的外形系数 K；④扭杆的尺寸系数ε；⑤扭杆的表面质量系数β；⑥扭杆的直径 D；⑦扭杆的最大扭转角φ；⑧扭杆的长度 l；⑨扭杆的弯曲变形的曲率半径ρ。

2 扭杆扭矩衰减失效影响因素分析

扭杆受扭时，在弹性变形阶段，扭杆横截面上的切应力沿半径按线性规律分布。随着扭矩逐渐增加，截面边缘处的最大切应力首先达到材料的剪切屈服极限τ_s，如图 4（a），此时对应扭杆的扭矩为 T_1：

$$T_1 = \frac{1}{2}\pi r^3 \tau_s$$

扭杆截面的切应变量为γ，假设切应力和切应变的关系是理想弹性塑性的，如下图 3 所示，切应力达到τ_s后，切应变γ持续增加，但切应力不再增加。

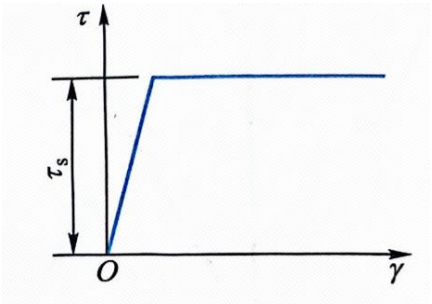


图 3　切应力与切应变关系

当扭矩继续增加时，截面上屈服的区域逐渐增大，如图 4（b），截面已发生塑性变形，扭杆承载能力降低，扭矩发生衰减，同时截面的弹性区域逐渐缩小，最后只剩下圆心周围一个很小的核心是弹性的，如图 4（c），此时扭杆对外载荷的贡献极小，可以认为整个截面上切应力均匀发布，对应扭杆的扭矩即为极限扭矩 T_p，计算公式为：

$$T_p = \frac{2}{3}\pi r^3 \tau_s$$

达到极限扭矩后，扭矩无法继续增加，但扭杆的变形将持续加大，扭杆已完全丧失承载能力。

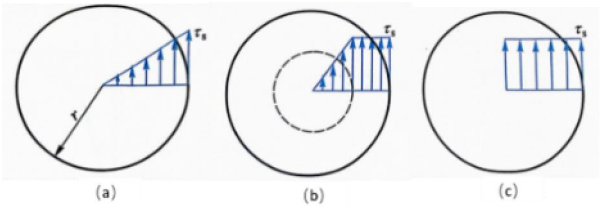


图 4　切应力变化图

基于以上分析，扭杆发生塑性变形的关键因素主要有两项：①扭杆材料的剪切屈服极限τ_s；②扭杆的实际扭矩，关联因素为扭杆直径 D，扭杆长度 l 和扭杆最大扭转角φ。

3 扭杆寿命设计

基于上述分析影响扭杆耐久性能的关键因素对扭杆特性进行针对性设计规避。

3.1 扭杆材料 S-N 曲线设计

基于式（5）和式（6）可以得出，影响 S-N 曲线的参数有材料的屈服强度σ_s和扭杆的受力方式系数 k，其中提高σ_s数值能增加在特定应力下的寿命次数，提高 k 值能将 S-N 曲线整体上移，即对应同样的应力水平，耐久寿命次数将增加。所以，在做扭杆寿命设计时，需尽量优化扭杆受力方式，提高 k 值，同时尽量在成本和工艺可行性允许的范围内选择σ_s偏高的材料，提高扭杆耐久的安全余量。

扭杆常用的材料有 60Si2Mn 和 55CrSi，其中 60Si2Mn 的屈服强度$\sigma_s \geq 1180$MPa，55CrSi 的屈服强度≥1300MPa，推荐在扭杆材料选型时优先考虑 55CrSi。

基于上述分析可知，针对循环应力的情况，r 增大时，零件疲劳寿命将会提高，k 值也会相应提高，即尽量减小最小应力与最大应力的比值，避免设计为扭杆受对称应力的情况，

3.2 扭杆结构设计

3.2.1 扭杆外形结构设计

当扭杆表面结构变化越急剧，过度 R 角与扭杆直径比值越小时，扭杆外形系数 K 越大，基于式（7）和式（8）可知，K 越大时，扭杆零件的极限强度越低。提高扭杆的耐久寿命需尽量避免扭杆零件出现变截面的结构，尽量采用等截面设计，同时避免角度过于小的圆角。

3.2.2 扭杆零件尺寸设计

在扭杆材料基本明确的情况下，尺寸系数ε仅与扭杆的直径尺寸有关，而扭杆直径一般为6mm~7mm，对应系数ε变化影响较小，所以目前暂不考虑优化扭杆尺寸来优化系数ε，而扭杆直径设计与扭杆扭矩设计强相关，下述章节讨论扭杆尺寸设计时详细展开讨论。

3.2.3 扭杆表面处理工艺设计

目前业内扭杆常用的表面处理工艺为喷丸强化。喷丸强化对扭杆耐久性能系数提升明显，若针对扭杆的耐久性能计算有风险时，可优先考虑增加喷丸的表面处理工艺。

3.3 扭杆尺寸设计

扭杆最主要的功能就是提供扭力实现开启关闭助力，为保证开启关闭舒适性，在设计扭杆扭力矩时需要结合开启件的重力矩来共同确定，而开启件的重力矩由零件的重量和重心决定，而重量重心通常受造型、零件的性能、功能需求决定。在做扭杆扭力矩设计时，当开启件的重量、重心、最大开启角度以及铰链轴线明确时，扭杆的最大扭力矩也基本明确。

为提高扭杆耐久寿命，需尽量降低扭杆承受的最大剪切应力和弯曲应力，同时为满足扭杆的功能需求，所以需要在保证最大扭矩 T_{max} 不变的前提下尽量降低扭杆承受的最大剪切应力τ_{max} 和最大弯曲应力σ_{max}。结合式（9）和式（10），在加大扭杆长度 l、减小最大扭转角φ的基础加大扭杆直径 D 可以实现减小τ_{max} 的同时保证 T_{max} 不变。所以在扭杆尺寸设计时，需要在周边环境件允许的前提下，尽量加大扭杆直径 D、加大扭杆长度 l，同时减小扭杆的最大扭转角φ。结合式（11），需尽量加大扭杆的弯曲变形半径ρ，即减小弯曲变形量，扭杆布置时，需尽量靠近铰链周边布置，减小扭杆与铰链轴线之间的距离。

3.4 扭杆耐久安全系数校核

为保证扭杆耐久可靠性，需对扭杆耐久安全系数进行校核。

扭杆受力工况为弯扭组合应力，会降低扭杆零件的耐久极限强度，所以需对扭杆进行弯扭组合循环下的安全系数计算，记为 $n_{\sigma\tau}$，其公式为：

$$n_{\sigma\tau} = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma{}^2 + n_\tau{}^2}}$$

其中，n_σ是只考虑弯矩作用时的工作安全系数，n_τ是只考虑扭矩作用时的工作安全系数。由于扭杆的弯曲和扭转均属于非对称循环，即 r 不等于-1，所以其各自的计算公式如下：

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta}\tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

其中，σ_m 和σ_a 分别为扭杆的平均弯曲应力和应力幅，计算公式如下，τ_m 和τ_a 分别为扭杆的平均剪切应力和应力幅，计算公式与弯曲应力相同。系数ψ_σ和ψ_τ分别为弯曲和扭转时平均应力折合为应力幅的等效系数，与材料有关，对弯曲的合金钢ψ_σ=0.2~0.3，对扭转的合金钢ψ_τ=0.1~0.15。

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

为保证扭杆的耐久寿命，要求 $n_{\sigma\tau}$大于等于规定的安全系数，参考相关手册，扭杆耐久的安全系数通常定义为 n=1.5。

针对扭杆由于塑性变形导致的扭力衰减失效问题，需对扭杆的静强度安全系数进行校核。扭杆在工作环境下主要受扭转剪切力，扭转剪切力对应的静强度系数记为 $n_{\tau'}$，其公式为：

$$n_{\tau'} = \frac{\tau_S}{\tau_{max}}$$

$n_{\tau'}$需大于等于静强度安全系数，参考相关手册，扭杆的静强度安全系数通常定义为 n_s=1.8。

4 结束语

扭杆弹簧广泛应用于乘用车及特殊车辆的开启件系统上，但扭杆的耐久特性设计一直是行业内的设计难点，本文从两种扭杆典型的失效模式出发，结合失效机理和物理原理，给出影响扭杆耐久性能的关键影响因子及影响关系，同时给出设计建议和安全系数校核方法，为设计阶段提高扭杆零件的理论耐久寿命和工程阶段出现扭杆耐久缺陷后解决耐久问题提供理论依据，具有广泛参考意义。

参考文献：

[1] 杨新华、陈传尧.疲劳与断裂[M].武汉:华中科技大学出版社,2018.

[2] 朱张校.工程材料 [M].北京:清华大学出版社,2001.

[3] 刘鸿文.材料力学Ⅰ[M].北京:高等教育出版社,2011.

[4] 刘鸿文. 材料力学Ⅱ[M].北京:高等教育出版社,2017.

标准比较视角的“特性分类”研究

周忠胜

东风越野车有限公司，湖北武汉 430056

摘　要：本文从特性分类工作中的问题和原因分析出发，以相关国军标、航空航天标准比较的视角，梳理了与特性分类相关的标准及其要求，对照、解读了相关术语的内涵和差别，探究了特性分类流程和几个关键问题，讨论了特性分类的实际作用及改善方向。

关键词：标准；特性分类；关键特性；关键件；

中图分类号：G307；T-652.2；F273.1；　　**文献标识码：A**　　**文章编号：**2096-2304（2018）xx-xxxx-x

Research on classification of characteristics from a Standard Comparative Perspective

Zhou Zhong Sheng

Dong Feng Off-road Vehicle, Wuhan, 430056, China

Abstract: This paper begins with an analysis of the issues and causes in the classification of characteristics. From the perspective of comparing relevant national military standards and aerospace standards, it organizes the standards and their requirements related to the classification of characteristics. It contrasts and interprets the connotations and differences of relevant terms, explores the process of characteristic classification and several key issues, and discusses the practical role and potential improvements in the classification of characteristics.

Keywords: standard；classification of characteristics；critical characteristic；critical unit；

相关国军标定义特性分类为：根据特性的重要程度，对其实施分类的过程。特性分为三类，即关键特性、重要特性、一般特性。特性分类是 GJB 9001C 的重要要求，也是装备研制和生产过程中的重要质量管理活动。特性分类过程包括特性分析、划定特性类别、确定特性项目、特性分析输出（撰写特性分析报告，确定关键特性、重要特性、关键件、重要件，文件标识）。与特性分类密切相关的技术和管理活动，除了特性分类外，还包括关键件和重要件实物质量控制、关键过程（关键工序）等技术和管理活动，但这些不是本文论述的重点。

美国质量管理大师朱兰发现造成产品 80%质量问题的是 20%的“关键少数”质量缺陷，这就是质量管理上的“二八定律”（即帕累托法则）。特性分类的底层逻辑就是“二八定律”（即帕累托法则），即抓住事物的主要矛盾。这也符合辩证唯物主义的哲学思想。

在实际的特性分类工作中的主要问题表现为：特性分类工作、特性分析报告编制流于形式，研发工作和特性分类工作两张皮；未深入开展特性分析工作，且工作开展的较晚，特性分析工作报告内容过于简单、编制时间过晚，拍脑袋确定关键特性、重要特性和关键件、重要件；特性分类工作在研制过程中只开展一次，关键特性、重要特性和关键件、重要件没有动态更新；关键特性、重要特性和关键件、重要件在各个文件之间表达不一致，未按照标准要求标识；最终确定的关键特性、重要特性比较宏观，不准确、不好测试，关键件、重要件有很多复杂总成难以实际控制，关键件、重要件数量较多；外购件关键件、重要件的管理不到位等等。

产生上述问题的原因主要有：GJB 190-86 编制时间较早，长时间没有更新，本身有很大不足，实际可执行性很差；设计人员对标准制定背景不清楚、工作目研究不深、理解和应用有很多的偏差；仅仅就 GJB 9001C 和特性分类的几个国军标的要求开展工作，视野和工作思路狭窄，缺乏不同行业、国内外特性分类工作对照分析和相互借鉴；特性分类工作未与产品正向开发过程、相关质量管理工具有机结合。

为了彻底解决上述问题，将特性分类和管理工作做到实处，做出实效，经过深入研究与特性相关的国军标、航空航天标准，与特性分类紧密关联的通用质量特性（可靠性、安全性）标准、AS 91001D 标准，结合装备研制流程和程序，基于系统工程思想，逐渐认识到应该将特性分类和管理工作与军事需求的识别、分解、实现，装备研制通用质量特性工作，与装备研制全过程的其他开发工作，要紧密结合、统一规划、协调进行，实现一体化，才能将特性分类和管理工作做好。

本文仅从与特性分类直接相关的国军标、航空航天标准比较视角，梳理理清楚标准要求，对照、解读与特性分类紧密关联的术语的内涵、差别，明晰特性分类流程，讨论几个关键问题，探究特性分类的作用和不足。

1 标准及要求

1.1 GJB 9001C 要求、理解和实施要点

GJB 9001C 引用了 GJB 190、GJB 909、GJB 1405，并通过正文的具体描述，框架性的确定了特性分类的相关工作要求。GJB 9001C 中 8.3.2 设计和开发策划中的 l）条规定：按照 GJB 190 的要求对产品进行特性分析。GJB 9001C 的 8.3.5 设计和开发输出中的 e）条规定：按照 GJB 909 要求，制定关键件（特性）、重要件（特性）项目明细表，并在产品和服务设计文件和工艺文件上进行相应标识。［1］

《GJB 9001C—2017 质量管理体系要求理解与实施》提出对 GJB 9001C 中 8.3.2 设计和开发策划中的 l）条的理解要点为：按照 GJB 190 要求，对产品进行特性分析。通过有效策划，安排军队装备的系统、装置及其部件、组件、零部件的特性分析工作，较准确确定影响总体性能、作战特性以及可靠性、安全性等产品的关键件（特性）和重要件（特性）；通过设计输出的关键件（特性）和重要件（特性）明细表，对生产和服务提供的关键过程、重要环节进行重点控制，有利于抓住质量控制的主要环节，保证产品质量。其对 GJB 9001C 中 8.3.2 设计和开发策划中的 l）条的实施要点为：依据 GJB 190 特性分类和行业有关标准（如 HB 5842-1990 航空产品特性和单元件分类及质量控制原则）并结合失效模式与影响分析（FEMA）、故障树分析（FTA）等对产品进行特性分析，但是不能用失效模式与影响分析（FEMA）、故障树分析（FTA）等代替特性分析。为关键件（特性）重要件（特性）、关键过程以及检验和试验项目的确定等提供依据。［2］

《GJB 9001C—2017 质量管理体系要求理解与实施》提出对 GJB 9001C 中 8.3.5 设计和开发输出中的 e）的实施要点为：根据特性分析的结果，确定产品的关键件（特性）、重要件（特性），编制关键件（特性）、重要件（特性）项目明细表，并在产品和服务采购（外包）清单、设计图样、技术文件、工艺规程、服务规范等文件上，按照 GJB 190、GJB 909A-2005《关键件、重要件的质量控制》规定进行标识。标识可以采用加盖图章或在出图时直接作标识的方式。［2］

1.2 特性分类国军标

GJB 190-86 规定了相关术语定义、一般要求、特性分类程序、特性分析内容、特性分类符号及标注。GJB 190 是特性分类和管理的基础标准和顶层标准，它定义了关键特性、重要特性、关键件和重要件等术语，确立了特性分类的基本框架，但并未详细说明如何实施特性分析。由于 GJB 190-86 编制时间较早，且长时间没有更新，实际可执行性较差。

GJB 1405A-2006《装备质量管理术语》列出了特性分类、特性、关键特性、重要特性、关键件、重要件、单元件等相关术语。实际上 GJB 1405A 代替 GJB 190 确立了特性分类和管理的术语基础。

GJB 190A-2024《特性分类》经大幅度修改、更新后，在 2024 年终于发布，其主体内容包括一般要求、产品特性分类过程、特性分析、划定特性类别及确定特性项目、特性分析输出，增加了特

性分类表、特性分析报告编写示意、关重件和重要件补充说明三个资料性附录。改版后标准显著提升了系统性、可行性和可操作性。

GJB 909A-2024 提出了一般要求和详细要求，详细要求中针对设计过程控制、采购控制、生产过程控制、检验与试验控制、不合格品控制、产品防护控制、记录控制、交付后活动分别提出详细要求。GJB 909A-2024 作为质量控制性标准，要求非常明确，理解和实际执行没有较大问题。

1.3 航空航天特性分类标准

仅仅靠 GJB 9001、GJB 190、GJB 909 几个国家军用标准，特别是 GJB 909A 未发布前，很难开展特性分类工作。深入、准确地理解特性分类的目的和要求，需要追溯标准制定的初始本源来探究。实际有效地开展特性分类，还需要开拓视野和思路，与不同的行业标准对照分析、相互借鉴。

上世纪八十年代，航空、航天部门最先采用特性分类、关键件重要件质量控制的管理方法和工具，并牵头制定了相关行业标准和国军标。航空工业部门也是最早建立质量管理体系，开展全面质量管理的行业。

航空航天部编制了 HB 5842-83《航空产品单元件分类及质量控制原则》。该标准规定了航空产品单元件的分类程序、标注方法及各类特性和单元件的质量控制原则。在此基础上，航空工业部提出，航空工业部三〇一所、航天、船舶、兵器、电子等一起编制、发布了 GJB 190-86《特性分类》。1990 年 HB 5842-83 更新为 HB 5842-90，标准名称更改为《航空产品特性和单元件分类及质量控制原则》，内容从单纯的单元件分类拓展到特性分类。

航天工业部编制了 QJ 892-85《航天产品特性分类和管理要求》，2012 年更新为 QJ 892A。标准包括术语和定义、特性分类（特性类别、特性类别的划定步骤）、特性分类分析（概述、技术要求分析、设计分析、选定检验单元）、特性分类符号、标注、管理要求等。中国航天科工集团公司编制了 QJ 3230-2005《产品特性分类分析报告编写规定》。标准包括术语和定义、一般要求、特性分类流程、《报告》的主要内容及编写要求（主要内容和编写要求，编写要求又包含概述、引用文件、特性分类分析、确定关键特性和重要特性、选定检验单元、关键件和重要件清单六个部分）、编写示例（附件 A）等。

1.4 标准关系

GJB 1405A 确立了特性分类术语基础。GJB 190 是基础标准，确立了特性分类的基本框架，而其他标准则在具体行业和企业层面进行了细化和扩展。QJ 892A 和 HB 5842 提供了行业针对性的分类方法，特别是在航空和航天领域，更注重系统安全和任务完成的影响。HB 5842 从飞行安全和飞行任务的角度出发，提出了基于特性故障对飞行安全影响的逻辑决断法。QJ 3230 细化了 QJ 892A 的特性分类分析方法，提供了报告编写的规范。

GJB 190A-2024 充分消化吸收了 HB 5842、QJ 892、QJ 3230 相关标准的成果，克服了原标准的问题，已经是实至名归的特性分类和管理的基础性标准了。

2 特性分类关键术语

任何一门科学技术，术语是基础，准确掌握术语的定义和含义是关键。与特性分类有关的术语较多，而且不同的标准对同一术语的定义也不尽相同，本章节对照解读特性分类、特性、关键特性、重要特性、关键件、重要件、单元件等术语。为了更好地解读术语内涵及其发展变化，涵盖了 GJB 190、GJB 1405、HB 5842、QJ 892 等标准的前后不同年代版本。

2.1 特性分类（classification of characteristics）

相关标准对术语“特性分类”的定义对照见表 1。

表 1　相关标准对术语“特性分类”的定义对照［3-10］

标　准	术语“特性分类”定义
GJB 190-86	根据特性的重要程度，对其实施分类的过程。特性分为三类，即关键特性、重要特性、一般特性。

标　准	术语“特性分类”定义
GJB 190A-2024	根据特性的重要程度，对其实施分类的过程。注：特性分三类，即关键特性、重要特性、一般特性。
GJB 1405-92	
GJB 1405A-2006	
HB 5842-90	引用 GJB 190 和 HB 6174 术语，但是 HB 6174 中的 4.21 条定义“特性分类”为：确定产品设计特性类别（关键的、重要的、一般的）的过程。与 GJB 190 不同。
QJ 892-85	确定产品特性重要程度的过程。
QJ 892A-2012	

GJB 190A、GJB 1405、GJB 1405A 三个标准定义完全一致。QJ 892 和 QJ 892A 两个航天标准定义也完全一致，虽与国军标稍有不同，但基本意思是相同的。HB 5842 引用 HB6174“特性分类”的定义，但定义将特性分类的对象限定在“设计特性”。

从定义看，“特性分类”是一个“过程”。但是在 GJB 190、QJ 892、QJ 892A 中的表述很不规范。比如 GJB 190 仅在“本标准适用于需要实施特性分类的军工产品”、“3.1 产品的特性分类由设计部门负责”、“6 特性分类符号”、“7 特性分类符号标注”等处使用“特性分类”，而且“特性分类符号”的意思是“划定的特性类别（即三类特性）的标注”，而不是“过程”本身。GJB 190 的其它地方使用“特性类别的划定”、“划定特性类别”、“特性分析”等来阐述“特性分类”这个过程。在 QJ 892 和 QJ 892A 中虽然多处使用“特性分类”时是“过程”本身，但是用于“特性分类符号”时，同样是“划定的特性类别（即三类特性）的标注”，而不是“过程”本身。同样两个标准中也出现了“特性分类分析”、“划定特性类别”、“特性类别的划定”等说法。这导致了很多大家在研究特性分类时的多种不规范性描述，比如“（关重）特性分析”、“关重（键）特性识别方法”、“特性分析（控制）标准”、“关键件和重要件的确定（识别）方法”、“关键件和重要件全过程管理”等等。

HB 5842 标准名称和正文包含了“特性分类”、“单元件分类”两种过程。HB 5842 的 3.2 单独定义术语“单元件分类”为“按单元件中所包含的最高特性类别确定单元件类别的过程。单元件分为关键件、重要件、一般件三类。”［7］

GJB 190A 指出特性分类过程包括特性分析、划定特性类别、确定特性项目、特性分析输出（撰写特性分析报告，确定关键特性、重要特性、关键件、重要件，文件标识），然后再详细描述过程的每个环节，整体就非常清楚了。

2.2 特性（characteristic）

《现代汉语词典》将“特性”及与其相关的术语解释如下。特性：某人或某事物所特有的性质。依次延伸。性质：一种事物区别于其他事物的根本属性。属性：事物所具有的性质、特点，如运动是物质的属性。特点：人或事物所具有的独特的地方。特征：可以作为人或事物特点的征象、标志等。

相关标准对术语“特性”的定义对照见表 2。

表 2　相关标准对术语“特性”的定义对照［3-10］

标　准	术语“特性”定义
GJB 190-86	指产品的性能、参数和其他技术要求。主要特性有功能、互换、寿命、安全和协调等。
HB 5842-90	
QJ 892-85	特性：指产品的性能参数和质量指标，主要有产品的连接、互换、功能、寿命、安全等特性。a.连接特性：指对产品的连接、装配产生影响或受其影响的特性。b.互换特性：指对产品外形、装配和性能产生影响的特性。对相同产品而言，应保证不需挑选或补充加工就能通用。c.功能特性：指对产品完成其预定使命产生影响的特性。功能特性可以是间断的或连续的（在时间上），也可以是主动的或被动的。d.寿命特性：指对产品使用周期、储存期产生影响的特性。如疲劳寿命、耐久性、耐磨性、平均故障时间、耐腐蚀或耐环境等。e.安全特性：指产品在加工、装配、试验、运输、储存、

标　准	术语“特性”定义
	维护、使用过程中，对人身和财产安全可能产生的意外或潜在危险的特性。
GJB 1405-92	识别和区分各类产品和服务的属性，这种属性包括物理、化学、外观功能或其它可识别的性质。
GJB 405A-2006	可区分的特征。 注 1：特性可以是固有的或赋予的。注 2：特性可以升级定性的或定量的。注 3：有各种类别的特性。如：物理的（如：机械的、电的、化学的或生物学的特性）；感官的（如：嗅觉、触觉、味觉、视觉、听觉）；行为的（如：礼貌、诚实、正值）；时间的（如：准时性、可靠性、可用性）；人机工效的（如：生物的特性或有关人身安全的特性）；功能的（如：飞机的最高速度）
QJ 892A-2012	
GJB 190A-2024	

基于框架语义学的理论，对同一实体观察视角不同，就有不同的概念，也就产生了近义词。特性涉及比较框架，即一个实体如何区别于其他实体，能用于区分不同实体的表征，既可以是抽象的概念，也可以是意象的表达。

GJB 405A 的定义与 ISO 9000 一致，是最准确的，但也是最抽象的。为了更好地解释，只能通过远超定义的详细注解来使之具象化。GJB 190 和 QJ 892 的定义也通过举例子的方式来说明特性的实际含义，只是思路和方式稍微不同。

2.3 关键特性（critical characteristic）和重要特性（major characteristic）

相关标准对术语“关键特性”和“重要特性”的定义和确定条件对照见表 3。

表 3　相关标准对术语“关键特性”和“重要特性”的定义和确定条件对照［3-11］

术语	标　准	定义或确定条件
关键特性	GJB 190-86	指如有故障，可能危及人身安全、导致武器系统或完成所要求使命的主要系统失效的特性。
	GJB 190A-2024	指如果不满足要求，将危及人身安全并导致产品不能完成主要任务的特性。
	GJB 1405-92	
	GJB 1405A-2006	
	HB 5842-90	引用 GJB 190 和 HB 6174 术语，但 HB 6174 中 4.22 条的定义为“该特性如有故障，可能使整架飞机产生危险后果，危及人身安全并导致飞机完不成主要使命”，与 GJB 190 不同。
	QJ 892-85	指此类特性如达不到设计要求或发生故障，可能迅速地导致型号或主要系统失效或对人身财产安全造成严重危害。
	QJ 892A-2012	
	QJ 3230-2005	6.2.4.1 明确具备下列条件之一的可确定为关键特性： 1、特性如达不到设计要求或发生故障，会迅速导致系统或主要产品失效或造成人身伤亡或重大经济损失； 2、加工难度大、成本高、生产周期长； 3、特性超差后无法返修，导致产品报废，经济损失大，或超差后难以检查，返修工作量大。
重要特性	GJB 190-86	该特性虽不是关键特性，但如有故障，可能导致最终产品不能完成所要求使命的的特性。
	GJB 190A-2024	指如果不满足要求，将导致产品不能完成主要任务的特性。
	GJB 1405-92	
	GJB 1405A-2006	
	HB 5842-90	引用 GJB 190 和 HB 6174 术语，但 HB 6174 的 4.23 的定义为“该特性如有故障，可能会导致产品不能完成要求的使命”，与 GJB 190 不同
	QJ 892-85	指此类特性如达不到设计要求或发生故障，可能导致产品不能完成预定的使命，但不会引起型号或主要系统失效。
	QJ 892A-2012	
	QJ 3230-2005	6.2.4.2 明确具备下列条件之一的可确定为关键特性： 1、特性如达不到设计要求或发生故障，导致产品不能使用或不能完成预定任务； 2、互换性要求极为苛刻的单元件； 3、难以采购或价格昂贵； 4、零件使用量超过产品零部件总和的 20%以上。

定义和确定条件在基本类似前提下，仔细分析在术语定义的细节上有很多差别。

除 QJ 3230 外，其它标准针对“关键特性”、“重要特性”共同的前置判断条件不同，GJB 190、HB 5842 为“有故障”，以最终产品发生故障为判断条件；GJB 1405、GJB 1405A、GJB 190A 为“不满足要求”，以要求的满足性作为判断条件；QJ 892、QJ 892A 为“达不到设计要求”或“发生故障”，前置判断条件更严格、更全面。

针对“关键特性”的确定条件，GJB 190 为发生“危及人身安全”、“武器系统失效”、“完成所要求使命的主要系统失效”三种情况之一；GJB 1405、GJB 1405A、GJB 190A 均为即“危及人身安全”又“产品不能完成主要任务”，两种情况同时发生；GJB 1405A 相对 GJB 190 确定条件有所放宽，并被 GJB 190A 直接采用，代表了最新的认识。QJ 892 和 QJ892A 均为“迅速导致型号失效”、“迅速导致主要系统失效”、“对人身财产安全造成严重危害”三种情况之一。QJ 892 和 QJ892A 在 GJB 190 基础上，对“失效”增加了“迅速”，增加了“对财产安全造成严重危害”。QJ 3230 在 QJ 892 基础上又增加三种确定条件：“加工难度大、成本高、生产周期长”、“特性超差后无法返修，导致产品报废，经济损失大，或超差后难以检查，返修工作量大”。这些要求体现了航天产品单件生产、产品自身价值大、如有质量问题对生产交付影响大的实际特点。

针对“重要特性”的确定条件，在排除掉“关键特性”后，GJB 190 为“导致最终产品不能完成所要求使命”，GJB 1405 和 GJB 1405A 均为“产品不能完成主要任务”，QJ 892 为“产品不能完成预定的使命”，同时明确了“不会引起型号或主要系统失效”。QJ 3230 在 QJ 892 基础上增加了三种确定条件：“互换性要求极为苛刻的单元件”（注意此处为单元件，该标准并没有定义什么是单元件，也没有引用 GJB 1405 的定义）、“难以采购或价格昂贵”、“零件使用量超过产品零部件总和的 20%以上”。这些要求应该是考虑了工艺、采购及成本等方面的因素，但是这么看都是“重要件”的确定条件，而不是“重要特性”的判断条件。

2.4 关健件（critical unit）和重要件（major unit）

相关标准对术语“关键件”和“重要件”的定义对照祥见表 4。

表 4　相关标准对术语“关键件”、“重要件”定义对照［3-12］

术语	标　准	术语定义
关键件	GJB 190-86	指具有关键特性的产品。
	GJB 909-90	没有直接定义，但是在定义“单元件”时指出“在本标准中所指关键件、重要件系指单元件中的关键件、重要件”。
	GJB 190A-2024	含关键特性的单元件。
	GJB 1405-92	
	GJB 1405A-2006	
	HB 5842-90	直接引用 GJB 190 和 HB 6174 的术语，但是 HB 6174 的 4.25 的定义为“含关键特性的单元件（还可以含有其它重要、一般特性）”,与 GJB 190 不同。
	QJ 892-85	指具有关键特性的产品。
	QJ 892A-2012	含有关键特性的产品。
重要件	GJB 190-86	指具有重要特性的产品。
	GJB 190A-2024	不含关键特性，但含有重要特性的单元件。
	GJB 1405-92	
	GJB 1405A-2006	
	HB 5842-90	直接引用 GJB 190 和 HB 6174 的术语，但是 HB 6174 的 4.26 的定义为“不含关键特性，但含有重要特性的单元件（还可以含有一般特性）”,与 GJB 190 不同。
	QJ 892-85	指具有重要特性的产品。
	QJ 892A-2012	不含有关键特性，但含有重要特性的产品。

术语定义最大的差别在于关键件、重要件落脚在“产品”还是仅仅针对“单元件”。由于 GJB 1405、

GJB 1405A 先定义术语“单元件（unit of product）”，再接着定义术语“关键件”、“重要件”，同时从定义本身都可以确定只有单元件才可以被确定为关键件、重要件。HB 5842 也是“单元件”。基于 GJB 1405、GJB 1405A 在质量体系标准中的地位，同时 GJB 190A 也直接采用 GJB 1405A 的定义，因此国军标和 HB 5842 统一了认识。但是 QJ 892、QJ892A 还是与 GJB 190 一致，落脚在“产品”这个泛化的术语上。

各方对落脚在“单元件”、“产品”认识是不一致的，有时甚至是自相矛盾的，这可以在很多地方体现出来。比如“关键件”、“重要件”的英文翻译。在有对应英文翻译的标准中，GJB 1405、GJB 1405A、QJ 892A 均将“关键件”翻译为“critical unit”，将“重要件”翻译为“major unit”。HB 5842（引用 HB 6174 的定义）将“关键件”翻译为“critical part”，将“重要件”翻译为“major part”。可以推测 HB 5842 编制时间较早，在 GJB 1405 后达成了共识。但是 GJB 909、GJB 909A-2005、GJB 909A-2024《关键件和重要件的质量控制》名称英文均为“quality control for critical part and major part”。比如 GJB 190A 的 7.3 条规定“含有关键特性的产品应确定为关键件，仅含有重要特性的产品应确定为重要件”，此处使用“产品”，而不是“单元件”［4］。GJB 190A 标准本身自我矛盾。

下面首先对比分析不同标准、不同行业产品层次说明，阐述关键件、重要件落脚在“产品”或“单元件”的差别。

GJB 431 将产品从简单到复杂分为：零件（part）、部件（subassembly）、组件（assembly）、单元体（unit）、机组（group）、装置（set）、分系统（subsystem）、系统（system）。标准的 5.3 条将“产品（item”）定义为“描述任何制品而使用的非限定术语，包括系统、材料、零件、部件、装置、附属产品等”。该标准制定较早，且等效采用美军标，只用于参考对照。［13］

QJ 1714.1B 中的 4.1 条指出：航天产品系指导弹、运载火箭、航天器、地面设备等及其组成部分；航天产品包括“硬件产品”和“软件产品”。4.2 条硬件产品分类中的 4.2.1 指出按产品的结构层次分类，分为零件、部件、组（整）件、设备（装置）、分系统（成套设备）、系统。［14］

《航天产品工程》指出，航天产品是指航天系统开发、研制或生产过程形成的硬件或软件。按其组成的复杂程度分为系统、分系统、单机、模块 4 个层次。“单机”主要指设计并生产成能完成规定的功能，同时在被分解和再组装后能保持其功能的设备，或具有独立功能、完整结构和明确机、电、热等接口的构成分系统的产品。［15］

QC/T 265-2023 将汽车产品层次从简单到复杂，分为零部件（part and component）、分组（subgroup）、组（complete group）三个层次，最后形成整车。零部件包含零件（part）、装置（unit）、子总成（subdivisible assembly）、分总成（subassembly）、总成（assembly）。分组表示功能系统内分系统的分类顺序。组表示汽车和挂车各功能系统的分类。［16］

下面对比分析不同标准对术语“单元件”和“产品”的定义，祥见表 5，阐述关键件、重要件落脚在“产品”或“单元件”的差别。

表 5　各个标准对术语“单元件”、“产品”定义对照［3、5、6、8-10］

术语	标　准	术语定义
单元件（unit of product）	GJB 1405-92	构成产品的基本单元。注：单元件可包括零件、固定连接件（如焊接件、联结件），为完成某功能而不可分开的初级装配件。也包括符合上述定义的外购件（如轴承、插接件等）。
	GJB 1405A-2006	构成产品的基本单元。注：单元件可包括零件、固定连接件（如焊接件、联结件），为完成某功能而不可分开的初级装配件。
	HB 5842-90	直接引用 HB 6174-88 的定义。为确保航空产品质量而实施特性分类的基本单元，包括：零件、固定连接件和为完成某功能而不可分开的初级装配件。但其英文为 parts of product。
	GJB 909-90	在特性分类基础上，对军工产品实施质量控制的基本单元。单元件包括零件、固定连接件（如焊接件、胶接件）、为完成某功能而不可分开的初级装配件。单元件也包括符合上述定义的外购件（如轴承、插接件等）。
产品（product）	GJB 190-86	指设计文件中所表示的任何零件、部件、组件、系统或其它装置。

术语	标　准	术语定义
	QJ 892-85	指设计文件所表示的对象。包括零件、部件、组（整）件、分系统、系统以及型号产品。
	GJB 1405A-2006 QJ 892A-2012	过程的结果。注：有下属四种通用的产品类别：服务（如运输）、软件（如计算机程序、字典）、硬件（如发动机机械零件）、流程性材料（如润滑油）。

各个标准“单元件”的定义基本类似。寻找单元件最初出处，应该是 HB 5842-83。标准起草人洪德彬就指出“本标准（指单元件）分类的具体对象包括基本零件、不破坏连接方式就不能拆卸的连接件、为完成某功能而不可分开的装配件（如装配平衡好的发动机转子）、向部（指航空工业部）外订货的成件。但分类对象中一般不包括紧固件等标准件，也不包括飞机的机翼、机身、尾翼等大部件和发动机的涡轮、压气机、燃烧室等大部件。它（指单元件）是质量控制中一个特定的范畴”［17］。从产品结构层次看，单元件基本对应 GJB 431、QJ 1714.1B 中的零件，最复杂到部件和组（整）件；单元件对应《航天产品工程》中的单机；单元件对应 QC/T 265 中的零部件。

GJB 190、QJ 892 对产品的定义类似，均是泛称。GJB 1405A 的“产品”是一种质量管理体系的抽象定义，等同采用 ISO 标准。术语“产品”比较泛化，基本清晰无歧义。

虽然 QJ 892 和 QJ 892A 将关键件、重要件落脚在“产品”，但是 QJ 1714.1B 中的 4.2.4 也定义了关键件和重要件，关键件为：含有关键特性的零、部、组（整）件；重要件为：含有重要特性，但不含关键特性的零、部、组（整）件。QJ 1714.1B 的 4.2.4 还注明关键特性/重要特性的含义参见 QJ 892。隐含的说关键件和重要件的定义与 QJ 892 不同［14］。

综合上面的论述，虽然有很多不一致和自相矛盾的地方，大家还是有共识的，即关键件、重要件应该是零件、部件、组（整）件这些层级较低、不太复杂的产品，而不是设备（装置）、分系统（成套设备）、系统等高层级复杂产品。

回头看关键特性、重要特性等术语，就不涉及产品层次，从系统、分系统到部件、零件每个层次的产品都有可能含有关键特性、重要特性。但是从实际管控角度看特性不能是宏观功能，只能是某个具体的性能，因为要便于测量和控制。

3 产品特性分类过程及关键问题

本章节围绕 GJB 190A、QJ 892A、QJ 3230、HB 5842-90 标准的相关内容展开。其中 QJ 3230 是关于产品特性分类分析报告的编写规定，在此只是摘取其产品特性分类流程的内容。

3.1 产品特性分类过程

GJB 190A、QJ 892A、QJ 3230、HB 5842-90 特性分类过程对照详见表 6。

四个标准针对特性分类过程的说法是不同的。GJB 190A 称“产品特性分类过程”，QJ 892A 称“特性类别的划定步骤”、GJ 3230 称“产品特性分类分析流程”、HB 5842-90 称“分类程序”。GJB 190A 的“特性分类过程”对各个阶段工作描述最清楚，也和 GJB 9001C 的相关要求衔接的最好，所以本章题目为“产品特性分类过程”。

总体上，各个标准的产品特性分类过程基本类似。HB 5842-90 仅在单元件中确定关键件、重要件，因此缺少“选定检验单元”这个环节。GJB 190A 是在确定关键特性、重要特性前选定检验单元。QJ 892A、QJ 3230 均是先确定关键特性、重要特性，再选定检验单元。这是几个标准最大的不同。GJB190A 中的特性分析输出，包括形成特性分析报告及关键件（特性）和重要件（特性）项目明细表，并在相应文件上标识。这些在 QJ 892A 和 HB 5842 的特性分类符号、标注、管理要求等章节均有体现，但在表 6 中没有详细列出。

表 6　相关标准特性分类过程及工作内容对照［4、10、11、7］

GJB 190A-2024 （产品特性分类过程）	QJ 892A-2012 （特性类别的划定步骤）	QJ 3230-2005 （产品特性分类分析流程）	HB 5842-90 （分类程序）

特性分析	特性分析项目	（技术指标分析）	功能	技术要求分析	对象：产品任务书或技术要求，及相关设计约束条件等完整设计输入文件	功能	技术指标分析（设计输入分析）	全部功能及其重要性	技术指标分析	功能
			持续工作时间			持续时间		任务时间		持续工作时间
			环境条件			环境条件		产品环境条件		耐环境条件能力
			维修			维修性要求				维修性
			失效模式			失效的影响				故障
		（设计分析）	材料	设计分析	对象：产品设计文件	元器件、原材料性能	设计分析	材料性能	设计分析	材料
			工艺要求			工艺过程		工艺过程		制造与工艺
			互换性			配合（互换性、协调性）		配合（互换性、协调性）		互换性
			协调性							协调性
			寿命			环境适应性		电性能		寿命
			失效			寿命		环境适应性可靠性		安全防护
			安全裕度			安全性		寿命		裕度
			——			维修性		安全性		强度储备
			——			可靠性		维修性		——
			——			新技术应用		可靠性		——
			——			其他		其他		——
	选定检验单元（5 个条件）				——			——		——
划定特性类别	1、通过特性分类表划分产品特性的类别； 2、确定关键件、重要件；			确定产品的关键特性、重要特性。 注：标准 4.2 特性类别的划定步骤中有此步骤，但 5 特性分类分析中无。				确定关键特性（3 个条件）和重要特性（4 个条件）	特性分类	参照“特性分类逻辑决断法”确定关键特性和重要特性
确定特性项目				选定检验单元（6 个条件）				选定检验单元（5 个条件）给出关键件、重要件清单	单元件分类	划定关键件、重要件
特性分析输出	形成特性分析报告及关键件（特性）和重要件（特性）项目明细表，并在相应文件上标识			——				——		——

3.2 特性分类时机

GJB 190A 没有说明实施特性分类时机，只是在标准的 4.2 条指出“产品设计过程中充分识别产品的关键特性和重要特性”，在 4.7 条指出“可视情况开展产品特性分析和分类的迭代工作”。[2]

QJ 892A 的 8.2 指出“设计部门一般在初样研制初期，应对产品特性进行分析，收集生产、试验数据，在产品转研制阶段时，应对产品特性分类进行确认”。[10]

QJ 3230 的 4.3 指出“4.3 产品特性分类分析工作应贯穿各阶段。应在初样转阶段评审时提供《报告》。”[11]

《航天质量管理方法与工具》指出：设计部门在初样研制阶段初期识别关键件、重要件并制定控制措施；初样研制末期确定产品关键件、重要件，确认关键件、重要件详细的控制措施；正（试）样研制阶段初期设计阶段再此确认关键件、重要件，包括其特性和控制措施。[18]

3.3 特性分类对象

特性分类对象是指对“谁”开展特性分类。这好像是一个不言自明的事情，实际上各个标准的描述并不一致。

GJB 190A 中 1 范围指出“标准规定了产品特性的分析、分类、标识要求”、“适用于产品特性的分类”。4 一般要求中使用“对产品特性进行分类”、“在产品设计过程中应充分识别产品的关键特性和重要特性”、“产品的特性分类”等说法。［4］上述均明确了特性分类对象是“产品”。《GJB 9001C—2017 质量管理体系要求理解与实施》指出：按照 GJB 190 要求，对产品进行特性分析。通过有效策划，安排装备的系统、装置及其部件、组件、零部件的特性分析工作。［2］

QJ 892A 的 4.2 描述“特性类别的划定步骤”时，均描述为“对产品进行技术要求分析”、“对产品的设计文件进行分析，“确定产品的关键特性、重要特性和一般特性”。上述均明确了特性分类对象是“产品”。［10］

QJ 3230 引用了 GJB 190-86、GJB 431-88、QJ 892-85 确立的相关术语，其 4.4 条规定“产品特性分类分析工作一般以单元体为单位进行分析”。此处出现了一个新的特性分类对象“单元体”。单元体的概念出现在 GJB 431 中，单元体比组件复杂，比机组简单，远未达到分系统（成套设备）、系统层级。GJ 3230 中的 6.2.3.1 专门指出“技术指标和产品组成内容一般包括：产品任务书中规定的主要技术指标要求；产品的主要组成及其主要功能”。6.2.3.2 技术指标分析（设计输入分析）指出“根据产品研制任务书（或技术要求）中规定的技术指标和功能进行分析，并分解到组成产品的各分系统，以及零、部、组（整）件等”。［11］

HB 5842-90 中 4.1 技术指标分析、设计分析的描述中，描述成“分析该特性×××××”，模糊了特性分类的对象。4.2.1 特性分类中有“对于不包含在单元件中的较高级别装配件中的特性，亦应按上述程序划定关键特性及重要特性”的描述，理解其主要目的是上移一级，便于开展单元件特性分类工作。HB 5842-83 的标准名称为《航空产品单元件分类及质量控制原则》。虽然 HB 5842-90 增加了特性分类的内容，但是标准的起草人还是认为特性分类对象是单元件。［7］

产品开发是一个自上而下的设计过程，特性也是自上而下分解、传递，特性具有多维性、演化性的特点。QJ 3230 虽然明确提出自上而下分解技术指标（设计输入）的要求，但是其特性分类对象的起始点是“单元体”。GJB 190A、QJ 892A 就直接模糊处理了这个自上而下的过程。

3.4 技术指标分析和设计分析的对象

GJB 190A 特性分析项目总 13 项，就是对应 GJB 190-86 的技术指标分析、设计分析两大类，同时与 QJ 892A 的技术要求分析、设计分析，与 QJ 3230 的技术指标分析（设计输入分析）、设计分析，与 HB 5842 的技术指标分析、设计分析对应。几个标准确定特性分析项目的思想基本一致，只是项目的条目数量、详细程度不同。

GJB 190A、HB 5842 没有明确技术指标分析和设计分析的对象。

QJ 892A 的“5.2.1 技术要求分析的对象”明确为“对该产品下达的任务书或技术要求以及相关的设计约束条件等完整的设计输入文件”。QJ 892A 的“5.3.1 设计分析的对象”明确为“产品设计文件”。QJ 892-85 描述的更清楚，其“3.2.1 设计分析的对象”明确为“主要是分析产品图样。包括：零件图、装配图以及各种略图”。［9、10］

QJ 3230 中的 6.2.3.1 专门指出“技术指标和产品组成内容一般包括：产品任务书中规定的主要技术指标要求；产品的主要组成及其主要功能”6.2.3.2 技术指标分析（设计输入分析）指出“根据产品研制任务书（或技术要求）中规定的技术指标和功能进行分析，并分解到组成产品的各分系统，以及零、部、组（整）件等”。［11］

总体看，技术指标分析和设计分析的对象 QJ 892A 描述的最清楚、可执行性最强。

3.5 选定检验单元

GJB 190A、QJ 892A、QJ 3230 均有“选定检验单元”工作，三个标准描述基本一致。

GJB 190-88 未定义术语“检验单元”。QJ 892 的 2.8 定义“检验单元”为“对产品特性实施分类并进行检验时的基本实体”。QJ 892A 沿用了这个术语定义。GJB 190A 也定义了术语“检验单元（unit of inspection）”为“对产品特性进行检验的基本实体”。术语定义基本类似。［9、4］

从“检验单元”的定义可以判断关键特性、重要特性要在“检验单元”上检验。GJB 190A 的 6.2 指出“检验单元的选择应依据产品特性识别过程中开展的相关特性分析的结果，并综合考虑实施

检验的可能性和经济性”。［4］QJ 892A 说的更直白“根据所需保证的关、重特性以及对该特性在零件或装配状态下检验的可能性和经济性进行综合分析后选定检验单元。关、重特性原则上是在可检验的最低层次检验单元上检验”。［9］根据 GJB 190A、QJ 892A、QJ 3230 三个标准的产品特性分类过程，还可以判断关键件、重要件要在“检验单元”中产生。因此“检验单元”的选定条件非常关键。

GJB 190A、QJ 892A、QJ 3230 三个标准选定检验单元的条件对照见表 7。

表 7　相关标准选定检验单元的条件对照［4、10、11］

序号	GJB 190A-2024	QJ 892A-2012	QJ 3230-2005
1	合同规定作为成品订购的产品	任务书中规定需交付的最终产品	最终产品
2	维护或修理产品所需的备件	维护或修理最终产品所需的零件、部件、组（整）件	维护或修理最终产品所需的备件
3	为了使用或安全的目的，要求更换的产品	在使用中要求能更换的产品 在使用中要求十分安全可靠的产品	从使用或安全考虑的角度，需要定期更换的产品
4	仅在实际使用条件下才能决定其性能的产品（即应进行破坏性试验）	仅在使用条件下才能决定其性能的产品	必须进行破坏性试验才能决定其性能的产品
5	在较高装配后不能检验、修理和更换或需要高成本方能检验、修理和更换的产品	装配后不能检验、修理和更换或需要高成本方能检验、修理和更换的产品	产品在装配后不能检验、修理和更换或需要高成本方能检验、修理和更换的产品

虽然 QJ 892A 有 6 种条件，但是其中两种可合并为 GJB 190A、QJ 3230 中的一种，还是 5 种条件。

第 1 种条件：GJB 190-88 为“最终产品”，GJB 190A 更改为“合同规定作为成品订购的产品”。QJ 892A 和 QJ 3230 参考 GJB 190 编制，还是“最终产品”。GJB 190-86 中的 2.1 条定义“最终产品”为“已装配完毕或已加工完毕即将提交订货方验收的产品”。QJ 892-85 中的 2.7 条定义“最终产品”为“已装配完毕或已加工完毕可以提交订货方或使用方验收的产品”。两个定义略有不同，但基本类似。可以认为三个标准的指向基本一致。［3、9］

第 2 种条件：GJB 190-88 为“维护或修理最终产品所需的备件”，GJB 190A 取消了“最终”两字。QJ 3230 直接采用 GJB190。术语“备件”的概念非常宽泛，理论上产品中任何的一个零件、部件、组（整）件、设备（装置）都可以当做“备件”。QJ 892A 将备件更改为“零件、部件、组（整）件”，将其限定在组（整）件以下。

第 3 种条件：从使用或安全的目的，要求更换的产品。指影响使用或安全的，需要定期更换的易损件、易耗件，或限定使用寿命周期的件。为什么要求更换，肯定是这个件很重要，损坏会导致严重后果，或者是设计余量不足，不能够满足全寿命使用需求。

第 4 种条件：仅在使用条件下，也即必须进行破坏性试验，才能决定其性能的产品。这些产品不能通过试验检验其是否达到要求，即其性能具备不可检测性，需要在制造过程中严格管控。

第 5 种条件：在装配后不能检验、修理和更换，或者检验、修理和更换的成本很高。出问题后后果很严重，代价很大。这样的产品质量要求肯定要高，确保万无一失。

综合分析，5 种条件非常准确、非常恰当，严格执行就可以了。

3.6 关键特性、重要特性和关键件、重要件数量

关于关键特性、重要特性和关键件、重要件数量，最容易犯的错误是“数量过多”。

GJB 190、GJB 190A、QJ 892、QJ 892A、HB 5842 均没有明确规关键特性、重要特性和定关键件、重要件数量。QJ 3230 的 4.8 条明确说明“关键件、重要件数量应控制在最小数量”。

刘幼华、王文韵结合自身单位的特性分类实践经验，指出：在自制件中，关键件与自制件总数的比例应控制在百分之一的范围内；重要件与自制件总数的比例应控制在百分之三的范围内；文字性设计文件中所含的关键、重要特性的百分比和外购器材、件所含的关键、重要特性的百分比应严格掌握，酌情确定。［19、20］

贾玻提到中国运载火箭技术研究院的内部标准 Q/Y 146-2005《型号产品特性分类管理要求》规定：在配套产品内，关键件数量不超零件数量总和的 4%，重要件数量不超 6%，关键特性不超过特性总和的 3%，重要特性不超 4%；零件和特性综合一般控制在 5-10%以内。［21］

4 特性分类的作用及不足

GJB 190A 虽然没有明确的说明标准目的，但是其 4.1 条指出“对产品特性进行分类，识别出关键特性、重要特性和一般特性，明确在产品研制过程中需重点关注的对象，在实施质量控制中分清主次，控制重点”。其 4.2 条指出“产品设计过程中充分识别产品的关键特性和重要特性，在生产加工过程中对关键特性和重要特性的形成过程进行重点控制，在检验过程中对关键特性和重要特性是否满足设计要求进行检验”。这两条就是特性分类的目的了。［4］注意标准使用“识别”而不是“管理”、“管控”等字眼。

GJB 190-86、QJ 892-85 虽然被新的标准代替，但是其对标准目的和作用描述的最清楚，也代表了特性分类这项质量管理措施实施的初衷。两个标准均分设计、生产制造、检验监督三个层次来阐述目的（作用）。详见表 8。

表 8　GJB 190、QJ 892 对特性分类目的（作用）的阐述对照［3、9］

标　准	特性分类的目的（作用）		
	设计	生产	检验和监督
GJB 190-86	对产品特性实施分类，有利于设计部门提高设计质量；	便于生产部门了解设计意图，有利于在实施质量控制中分清主次，控制重点，保证产品质量的稳定性和可追溯性；	便于合理安排检验力量以及订货方对产品质量实施检查和监督。
QJ 892-85	指导设计部门编制一套划分有特性类别的设计材料，促进设计部门重视生产要求和保证设计质量；	便于生产部门了解设计意图，在实施全面质量控制中分清主次，控制重点，确保质量稳定性和产品质量的可追溯性，也便于生产过程合理安排检验力量和判断、处理不合格产品；	便于各级技术领导和管理部门组织、监督、检查试制和生产活动，也利于订货方对产品质量实施重点监和督检查。

仔细分析 GJB 190A、GJB 190-86、QJ 892-85 的表述，及章节 3 对产品特性分类过程的分析，特性分类工作最重要的目的是识别、确定和输出关键特性、重要特性、关键件、重要件清单，为制造环节质量控制提供输入，便于生产质量控制、检验和监督。

其它的种种迹象也证实了上述分析。比如几个标准的名称是“特性分类”，而不是“特性分析”，强调的是“分类”，而不是“分析”，“分析”仅是“分类”的前置条件和过程之一；《GJB 9001C—2017 质量管理体系要求理解与实施》指出“较准确确定关键件（特性）和重要件（特性）”,而不是“管理”、“管控”；《航天质量管理方法与工具》将“3.20 关键件、重要件、关键工序质量控制”整章的内容在第 3 章质量控制与监督下，而不是在第 2 章质量策划与分析中。

结合特性分类标准要求工作内容深入讨论特性分类的作用。特性分类中最关键的工作是“特性分析”，可分为技术指标分析、设计分析两大类。但是在实际工作中，在没有其它质量工具帮助下是很难针对复杂的“特性分类对象”进行“特性分析”。这也是 QJ 323 特性分类对象是“单元体”，GJB 190A、QJ 892A 模糊处理特性自上而下分解、传递的原因。

2024 年修订后的 GJB 190A 在描述特性分析时，专门给了一个注解“可结合 FMECA 分析结果对故障模式严酷度Ⅰ类、Ⅱ类的零部件开展特性分析工作”。2024 年版 GJB 909A 的 5.1.1 也指出“产品设计时，应按照 GJB 190 的规定对产品的关键特性、重要特性进行分析，可以采用 FMECA（故障模式、影响分析即危害性分析）等可靠性分析工具，形成特性分析报告，并对产品进行特性分类。在产品设计图样和文件上对关键件、重要件进行标识。”

经过上述论述，仅就标准本身的要求开展特性分类，实际工作中难度很大，偏差也很大，必须基于系统工程思想，将特性分类工作与质量功能的展开、传递、细化，与通用质量特性（可靠性、安全性）工作，与风险管理等研制工作，紧密结合、统一规划、协调进行，实现一体化，才能将特

性分类工作做实。

5 结论

本文从特性分类工作中的问题和原因分析出发，以相关国军标、航空航天标准比较的视角，梳理了与特性分类相关的标准及其要求，对照、解读了相关术语的内涵和差别，探究了特性分类流程和几个关键问题，讨论了特性分类的实际作用及改善方向。

下一步还需要基于系统工程思想，研究如何将特性分类工作与质量功能的展开、传递、细化，与通用质量特性（可靠性、安全性）工作，与风险管理等研制工作，紧密结合、统一规划、协调进行，实现一体化。

参考文献：

[1] 中央军委装备发展部合同监管局．质量管理体系要求：GJB 9001C—2017[S].北京：国家军用标准出版发行部，2017.

[2] 中央军委装备发展部合同监管局. GJB 9001C—2017《质量管理体系要求理解与实施》[M].北京：出版不详，2017.

[3] 航空工业部．特性分类：GJB 190—86[S].北京：出版不详，1988.

[4] 中央军委装备发展部合同监管局．特性分类：GJB 190A—2024[S].北京：国家军用标准出版发行部，2024.

[5] 航空航天工业部．质量管理术语：GJB 1405-92[S].北京：出版不详，1992.

[6] 中国人民解放军总装备部综合计划部、电子信息基础部．装备质量管理术语：GJB 1405A-2006[S].北京：国家军用标准出版发行部，2006.

[7] 航空航天部第三〇一研究所. 航空产品特性和单元件分类及质量控制原则：HB 5842-90[S].北京：出版不详，1990.

[8] 航天工业部．航空质量管理术语：HB 6174—88[S].北京：出版不详，1988.

[9] 航天工业部七〇八所．航天产品特性分类和管理要求：QJ 892—85[S].北京：出版不详，1985.

[10] 中国航天标准化研究所．航天产品特性分类和管理要求：QJ 892A—2012[S].北京：出版不详，2013.

[11] 中国航天标准化研究所. 产品特性分类分析报告编写规定：QJ 3230-2005[S].北京：中国航天标准化研究所，2006.

[12] 航空工业部 301 所．关键件和重要件的质量控制：GJB 909-90[S].北京：出版不详，1990.

[13] 国防科学技术工业委员会综合计划部．产品层次、产品互换性、样机及有关术语：GJB 431-88[S].北京：不详，1988.

[14] 中国航天标准化研究所．航天产品设计文件管理制度 第 1 部分：总则：QJ 1714.1B-2011[S].北京：中国航天标准化研究所，2011.

[15] 袁家军．航天产品工程[M].北京：中国宇航出版社，2011：001-002.

[16] 全国汽车标准化委员会．汽车零部件编号规则：QC/T 265-2023[S].北京：北京科学技术出版社，2023.

[17] 洪德彬．部标准《航空产品单元件分类及质量控制原则》简介[J]．航空标准化，1983，12：10-13.

[18] 中国航天科技集团公司．航天质量管理方法与工具[M].北京：中国宇航出版社，2017：125-129.

[19] 王文韵．我所关键、重要特性在设计和工艺文件中的管理规定[J]．上海标准化，1996，5：46-48.

[20] 贾玻，孙会鹏，于越等．航天型号产品关重特性控制标准研究[J]．航天工业管理，2022，2：28-32.

[21] 刘幼华．谈型号研制过程中产品特性分类[J]．航天标准化，1993，2：18-20.

基于 DOE 的悬架参数平顺性优化与验证

纪秀业，王成云，夏祖国，安琴，程灿文

东风越野车有限公司 430058

摘　要：为提升纯电动汽车的整车平顺性，本文基于试验设计方法，系统研究了悬架系统参数对平顺性的影响规律。利用 Adams/car 软件建立纯电动车 7 自由度整车振动模型，完成悬架弹性元件参数的灵敏度分析，并以平顺性指标为目标进行参数优化。依据优化方案试制样件，结合整车垂向道路模拟试验台，开展不同车速工况下的平顺性测试验证。研究结果表明，采用仿真分析与台架试验相结合的方法，可使某纯电动汽车平顺性提升 4%~11%。该方法为悬架系统设计及实车底盘调校提供了量化依据与工程参考。

关键词：纯电动汽车；悬架系统；平顺性；试验设计方法；灵敏度分析；台架验证

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Optimization and Verification of Suspension Parameters for Ride Comfort Based on DOE

JI Xiuye，WANG Chengyun，XIA Zuguo，AN Qin，CHENG Canwen

Dongfeng Off-road Vehicle Co., Ltd.，Wuhan 430058

Abstract: To improve the ride comfort of pure electric vehicles, this paper systematically investigates the influence of suspension system parameters on ride comfort based on the design of experiments (DOE) method. A 7-degree-of-freedom vehicle vibration model of a pure electric vehicle is established using Adams/car software, and sensitivity analysis of the suspension elastic component parameters is conducted, followed by parameter optimization with ride comfort indicators as the objective. According to the optimized scheme, prototype components are manufactured, and ride comfort tests under various vehicle speeds are performed using a vertical road simulation test rig. The results show that the combination of simulation analysis and bench testing can improve the ride comfort of the target pure electric vehicle by 4% to 11%. This method provides quantitative basis and engineering reference for suspension system design and actual vehicle chassis tuning.

Key words: pure electric vehicle; suspension system; ride comfort; design of experiments (DOE); sensitivity analysis; bench test validation;

前言

在“碳中和”战略背景下，新能源汽车产业快速发展，纯电动汽车市场需求持续攀升。随着消费者认知水平的提升，整车平顺性日益受到广泛关注。平顺性直接影响乘员乘坐舒适性及货物运输安全性，高端电动汽车对平顺性的设计需求仍面临严峻挑战。

目前，整车振动舒适性的研究方法主要包括计算机仿真、客观测试与主观评价三种。计算机仿真方法可提高工程效率、降低物理样车成本，但其准确性高度依赖于虚拟样机标定模型的精度及工

程师的建模经验。客观测试方法虽成本较高、研发周期较长，但测试结果可信度高。主观评价方法则借助工程师的驾驶经验及与竞品车型的横向标定，虽需物理样车支持且周期较长，但对市场需求的把握更为贴近。

近年来，国内外学者围绕整车平顺性开展了深入研究。Tamboli 和 Joshi 基于实际道路采集数据生成台架输入路面信号，对悬架系统进行优化，该方法借助客观测试与多轮次数据迭代，保证了车辆实际使用数据的准确性，借鉴价值较高，但受限于成本及周期，一般主机厂难以复现[1-2]。Gobbi 利用真实路面输入，在 Adams/car 软件中完成了振动分析，但未进一步深入展开基于振动模型的优化研究[3]。国内学者周玉财等开展了不同车速下的平顺性设计优化工作，但在实际底盘调校中，受电池布置等因素影响，质量匹配及轮胎选型等环节固化较多，难以完全应用于实际工程[4-5]。

针对上述问题，本文采用随机路面功率谱作为输入，构建整车虚拟样机动力学模型，开展平顺性优化分析，并结合整车垂向道路模拟试验台进行验证，形成“仿真-优化-验证”的研究闭环。研究成果可为悬架系统设计及底盘调校提供工程参考，对后续整车研发中的平顺性设计与优化具有借鉴意义。

1 试验设计方法及其在悬架参数优化中的应用

试验设计方法（Design of Experiments, DOE）起源于 20 世纪 30 年代，是一种通过量化分析工程目标、识别关键影响因素并控制相关因素，从而优化工程目标的系统化方法。该方法在工程设计中的目标设定、指标分解及结果优化等方面具有广泛应用。

DOE 的核心目标在于确定影响过程响应特性的主要因子，并设定关键因子的边界约束条件，在满足约束边界的前提下实现单目标或多目标的优化。典型的 DOE 试验设计流程如图 1 所示。

本文以整车平顺性为优化目标，基于 DOE 方法识别悬架系统弹性元件参数中对平顺性影响显著的关键因子，通过灵敏度分析量化各因子的影响程度，进而确定参数优化的合理区间，为后续悬架参数优化提供方法基础。一般 DOE 试验设计的主要流程如下图 1 所示。

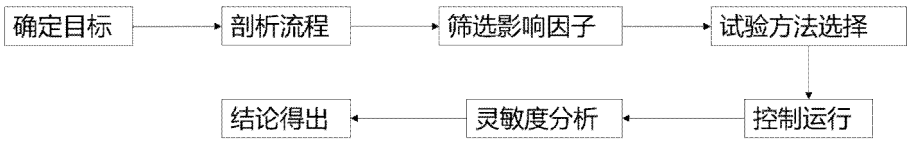


图 1　试验设计 DOE 流程示意图

2 整车动力学建模

为准确分析悬架系统参数对整车平顺性的影响，本文建立如图 2 所示的整车 7 自由度振动模型。以图 2 中 X 正向为车辆行驶方向，模型包含簧上质量 m_s 的垂向、侧倾、俯仰 3 个自由度，以及四个车轮的簧下质量垂向运动，共计 7 个自由度。

簧上质量 m_s 通过悬架系统与四个簧下质量相连，悬架系统包含弹簧刚度与减振器阻尼，轮胎系统简化为具有刚度的弹簧单元。悬架及轮胎系统的刚度与阻尼特性通过整车 K&C 台架试验获取，考虑其非线性特征。基于图 2 所示模型，可建立系统运动微分方程，如式（1）~式（10）所示。

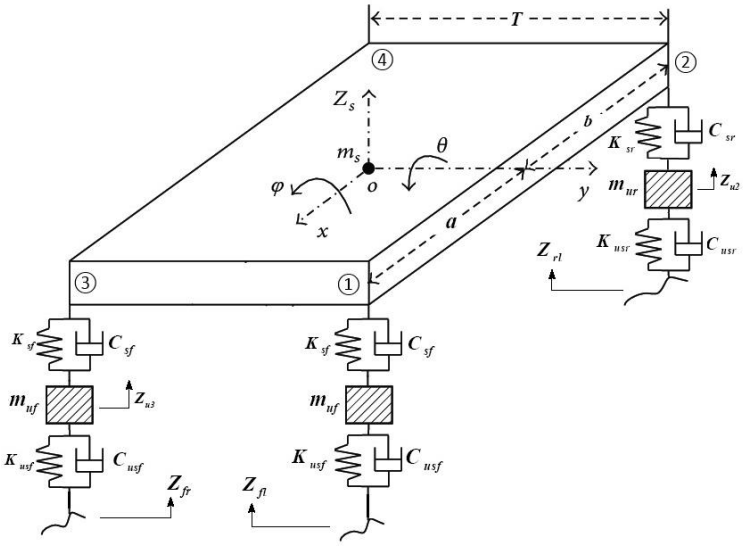


图 2　整车 7 自由度振动模型

$$m_s\ddot{Z}_s + F_{1s} + F_{1c} + F_{2s} + F_{2c} + F_{3s} + F_{3c} + F_{4s} + F_{4c} = 0 \tag{1}$$

$$I_\varphi\ddot{\varphi} + T/2\cos\varphi(F_{1s}+F_{1c}+F_{2s}+F_{2c}-F_{3s}-F_{3c}-F_{4s}-F_{4c})=0 \tag{2}$$

$$I_\theta\ddot{\theta} - \alpha\cos\theta(F_{1s} + F_{1c} + F_{3s} + F_{3c}) + b\cos\theta(F_{2s} + F_{2c} + F_{4s} + F_{4c}) = 0 \tag{3}$$

$$m_{uf}\ddot{Z}_{u1} - (F_{1s} + F_{1c}) + K_{usf}(Z_{u1} - Z_{fl}) + C_{usf}(\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{fl}) = 0 \tag{4}$$

$$m_{ur}\ddot{Z}_{u2} - (F_{2s} + F_{2c}) + K_{usr}(Z_{u2} - Z_{rl}) + C_{usr}(\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{rl}) = 0 \tag{5}$$

$$m_{uf}\ddot{Z}_{u3} - (F_{3s} + F_{3c}) + K_{usf}(Z_{u3} - Z_{fr}) + C_{usf}(\dot{Z}_{u3} - \dot{Z}_{fr}) = 0 \tag{6}$$

$$m_{ur}\ddot{Z}_{u4} - (F_{4s} + F_{4c}) + K_{usr}(Z_{u4} - Z_{rr}) + C_{usr}(\dot{Z}_{u4} - \dot{Z}_{rr}) = 0 \tag{7}$$

式中，F_{is}：悬架系统单轮自由度下刚度力；F_{ic}：悬架系统单轮自由度下阻尼力；i=1,2,3,4；以车辆左前轮为例按照公式（8）~（10）展开计算如下，

$$F_{1s} = \frac{K_{sf}K_{usf}}{K_{sf}+K_{usf}}S_1 \tag{8}$$

$$F_{1c} = \frac{C_{sf}C_{usf}}{C_{sf}+C_{usf}}\dot{S}_1 \tag{9}$$

$$S_1 = Z_s - \alpha\sin\theta + T/2\sin\varphi - Z_{u1} \tag{10}$$

其中，S_1：左前轮自由度下悬架有效变化行程；Z_s：车身垂向位移量；α：质心到前轴距离；b：质心到后轴距离；θ：车身俯仰角；φ：车身侧倾角；T：轮心处轮距；K_{sf}：悬架系统刚度；K_{usf}：轮胎系统刚度；C_{sf}：悬架系统阻尼；C_{usf}：车轮阻尼。

基于上述运动微分方程，本文采用 Adams/car 软件建立某纯电动车的虚拟样机动力学模型。整车模型包含转向系统、悬架系统、车身系统、车轮系统及其他附件系统，如图 3 所示。为开展整车垂向振动特性分析，将所建模型与 Adams/ride 整车垂向道路模拟试验台进行匹配，形成完整的整车级振动特性动力学仿真平台[6-7]。



图 3　某纯电动车整车动力学振动特性虚拟台架模型

3 随机路面输入模型

为真实反映车辆在实际道路上的振动响应，本文采用国内某试验场粗糙水泥路面的实测路谱作为虚拟样机仿真的路面输入。采集车速范围为 60~120 km/h，以 80 km/h 作为基准车速，通过对实测数据进行后处理，分别得到不同车速下的空间功率谱密度、速度功率谱密度及加速度功率谱密度有效值。基准车速（80 km/h）下粗糙路面的有效功率谱密度输入如表 1 所示。不同车速工况下的空间功率谱密度存在显著差异，需分别纳入仿真分析。

表 1　整车振动模型路面输入文件创建参数表

参数	G_e	G_s	G_a
单位	$\frac{m^3}{cycle}\times 10^{-6}$	$\frac{m}{cycle}\times 10^{-6}$	$\frac{1}{cycle}\times 10^{-6}$
取值	0.1	20	0.2

将以上不同车速下道路谱有效参数分别运用 Adams/ride 搭建路面模型查看得到路面轮廓如下图 4 所示。由图区域放大可知，左右轮输入下存在一定的路面轮廓度差异[7]。

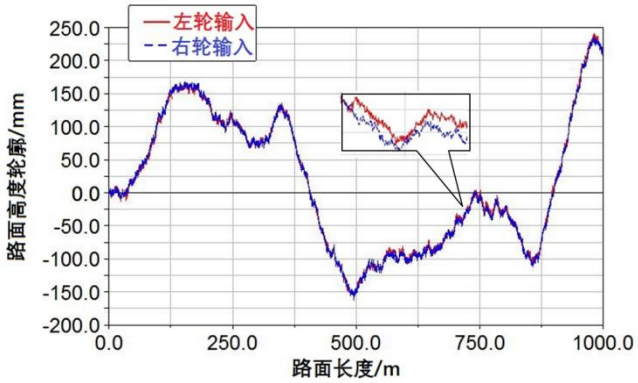


图 4　路面轮廓输入示意图

4 整车平顺性仿真分析

依据 GB/T 4970—2009《汽车平顺性试验方法》规定的随机路面输入要求[8,11]，在 Adams/ride 平

台中开展不同车速工况下的整车平顺性仿真分析。以基准车速 80 km/h 工况为例，车身垂向加速度及俯仰加速度的仿真结果如图 5、图 6 所示。其余车速工况下的平顺性指标参数汇总见表 2。

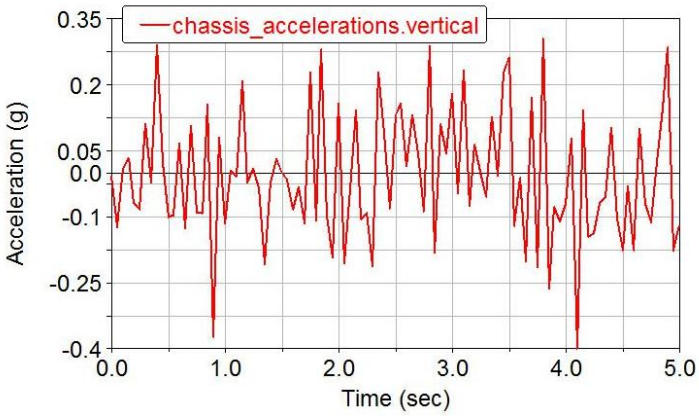


图 5 车身垂向加速度随时间关系图-80Km/h

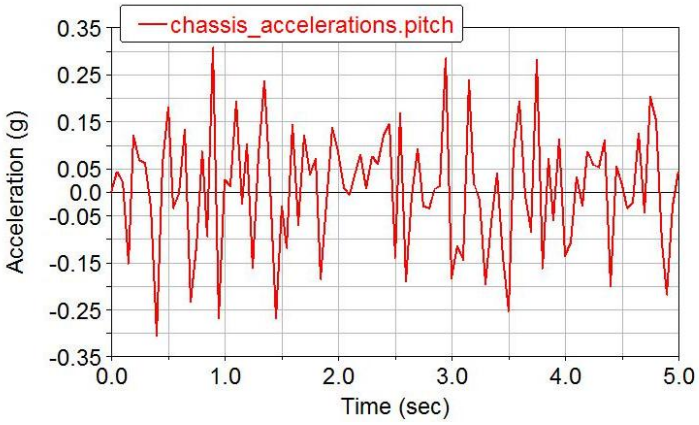


图 6 车身俯仰加速度随时间关系图-80Km/h

表 2 不同车速下车辆平顺性指标测试表

车速/（Km/h）	垂向加速度（g）	俯仰加速度（g）
60	0.138	0.108
70	0.148	0.130
80	0.146	0.129
90	0.157	0.140
100	0.163	0.137
110	0.151	0.160
120	0.158	0.159

由上述仿真结果可知，该纯电动车在不同车速工况下的垂向加速度与俯仰加速度存在显著差异。结合主观评价结果，该车型平顺性仍存在一定提升空间。考虑到用户实际驾驶过程中车速变化频繁，为保障不同车速工况下平顺性的稳健性，需进一步开展悬架参数优化研究。

5 悬架参数灵敏度分析与优化

5.1 基于 DOE 的参数优化设计

根据前期预研设定的平顺性性能目标，该纯电动车在不同车速工况下的平顺性稳健性不足，导致非基准车速下的乘坐舒适性下降。为此，需针对不同车速工况下的平顺性目标开展优化研究。本

文采用 Adams/insight 模块进行整车平顺性分析与优化，选取车辆前、后悬架弹簧刚度 K_{sf}、K_{sr} 以及前、后悬架减振器阻尼力 C_{sf}、C_{sr} 展开虚拟调校匹配。

依据图 1 所示的 DOE 分析流程，在整车虚拟样机模型中输入实测路面谱，选取前、后悬架弹簧刚度及减振器阻尼力作为影响因子，同时将系统衬套刚度作为附加影响因子，以车身垂向加速度与俯仰加速度为目标参数。以弹簧刚度及减振器阻尼力的制造误差为子步等级差，制定正交试验组合矩阵[9-10]。

利用 Adams/insight 模块完成各影响因子对目标参数的灵敏度分析，得到的灵敏度关系如图 7、图 8 所示。

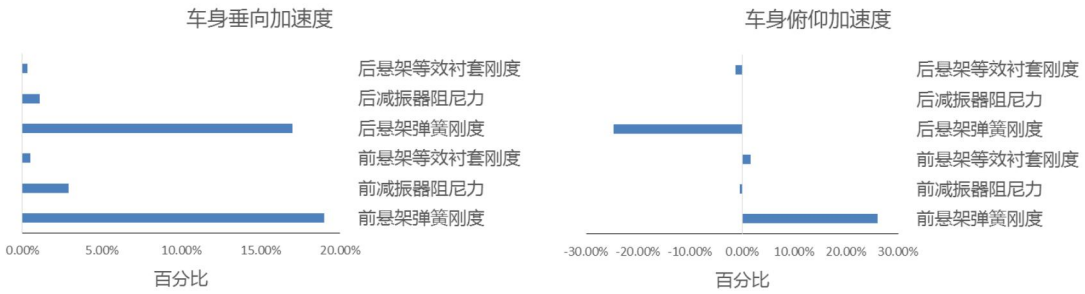


图 7　车身垂向及俯仰加速度灵敏度示意图

由上述灵敏度分析结果可知，车身垂向加速度与俯仰加速度主要受前、后悬架弹簧刚度及前、后减振器阻尼力影响，而衬套刚度的影响较小。为提升优化效率，将前、后悬架弹簧刚度及减振器阻尼力确定为主要优化因子[9-10]。基于正交试验设计方法，制定优化方案矩阵，如式（11）所示。

$$\begin{pmatrix} F_{k1}F_{D1} & \cdots & F_{k1}F_{Di} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ F_{ki}F_{D1} & \cdots & F_{ki}F_{Di} \end{pmatrix} \tag{11}$$

注：式中，$F_{ki}F_{Di}$：不同的弹簧刚度以及减振器阻尼力组合方案。

5.2 优化方案试制与台架验证

依据上述正交试验矩阵方案，分别制作整车动力学分析所需的弹性元件力学输入文件，利用 Adams/car 软件对各方案下的目标参数进行横向对比，筛选出满足整车平顺性目标提升的优化方案。基于该方案完成零部件试制与装车，并利用图 8 所示的整车垂向道路模拟试验台开展振动试验测试验证。验证结果如图 9、图 10 及表 3 所示。



图 8　整车四柱台振动试验台架测试图

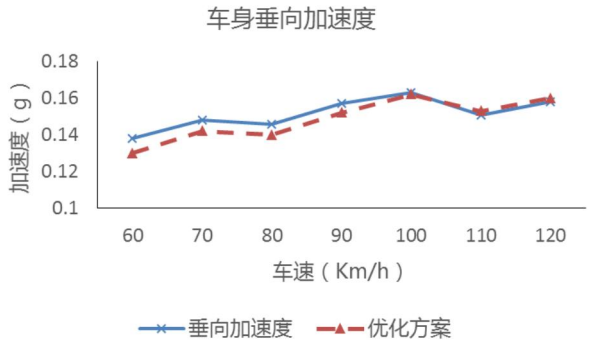


图 9　车身垂向加速度随车速变化关系图

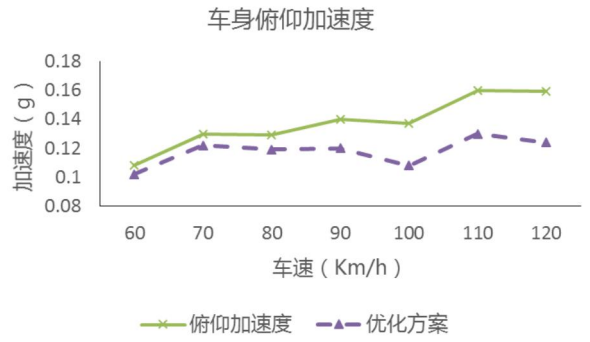


图 10　车身俯仰加速度随车速变化关系图

表 3　某纯电动车整车平顺性优化结果

车速（Km/h）	原方案		优化方案	
	垂向加速度（g）	俯仰加速度（g）	垂向加速度（g）	俯仰加速度（g）
60	0.138	0.108	0.13	0.102
70	0.148	0.130	0.142	0.122
80	0.146	0.129	0.14	0.119
90	0.157	0.140	0.152	0.12
100	0.163	0.137	0.162	0.108
110	0.151	0.160	0.153	0.13
120	0.158	0.159	0.16	0.124

5.3 优化效果分析

由台架试验验证结果可知，经仿真分析与台架优化相结合，整车垂向加速度平均降低 4%，俯仰加速度平均降低 11%，平顺性提升效果显著。该方法将计算机仿真与试验台架相结合，有效提高了平顺性设计优化效率，保证了优化结果的可靠性，为后续悬架系统设计及底盘调校提供了工程参考。

6 结论与展望

本文以某纯电动车为研究对象，围绕悬架系统参数对整车平顺性的影响开展了系统研究，得出以下结论：

（1）在纯电动车受成本制约、无法配置主动悬架的条件下，可通过优化悬架系统刚度与阻尼实现平顺性有效提升。传统平顺性研究多聚焦于凸块脉冲路面及随机路面的垂向加速度指标，本文在此基础上进一步考虑多车速工况下的平顺性稳健性。

（2）为提高优化效率、降低工程成本，本文选取对车辆平顺性影响显著的悬架弹簧刚度及减振器阻尼力作为关键优化因子，为新能源汽车悬架系统设计及优化提供了有效指导方向。

（3）基于 Adams/car 建立整车 7 自由度振动模型，采用实测道路谱作为路面输入，借助 Adams/insight 模块开展 DOE 灵敏度分析，依据正交试验法完成方案组合设计并在虚拟样机中进行仿真分析。优化方案经零部件试制与装车后，在整车垂向道路模拟试验台上完成验证。结果表明，整车垂向加速度平均降低 4%，俯仰加速度平均降低 11%，优化手段可靠，平顺性提升效果显著。

本文所采用的仿真与台架相结合的优化方法，在保证优化效果的同时有效降低了研发成本，为纯电动车平顺性提升提供了工程参考。后续研究可进一步拓展至不同路面类型、更广泛车速工况下的平顺性稳健性分析，并结合悬架系统非线性特性开展更深入的参数优化，以形成更为完善的悬架系统设计方法体系。

参考文献：

[1] Tamboli JA, Joshi SG (1999). Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations. J. Sound Vib. 219(2): 190-204.

[2] Gobbi M, Mastinu G, (2001). Analytical description and optimization of the dynamic behavior of passively suspended road vehicles. J. Sound Vib. 245(3):456–480.

[3] 周玉财,陈士安,何仁.车速变化对车辆平顺性的影响[J].长安大学学报(自然科学),2013,33(03):94-99.

[4] 王秉刚,张志光,孟祥符.对汽车平顺性物理量评价指标的试验验证及讨论[J].汽车技术,1982 (3):2-7.

[5] 马广发.汽车平顺性的试验研究及评价指标的探讨[J].汽车工程,1983(1):20-27.

[6] Wolfgang Matschinsky. Road Vehicle Suspension[M].London.Professional Engineering Publishing,1999.

[7] 陈军.MSC.Adams 技术与工程分析实例[M].北京：中国水利水电出版社,2008.

[8] 纪秀业,侯献晓,周鼎.某乘用车平顺性调校及虚拟验证研究[J].汽车实用技术,2021,46(07):81-83.

[9] 张立军,陈双,李刚.悬架橡胶件对汽车平顺性影响的仿真与实验研究[J].汽车工程,2013,35(03):238-242+248.

[10] 郑仲浪,吕彭民.基于舒适性及道路友好性的拖挂车辆悬架参数优化方法［J］.交通运输工程学报，2009，9(5):49－54.

[11] 汽车平顺性试验方法[S]: GB/T 4970－2009.

面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijstra 改进算法

马雯清，马佳佳，徐军，汤淑琴，向天鸽，章余，陈龙，何思，王天源

东风特种装备事业部（东风越野车有限公司），武汉 430056

摘　要：城市作战环境中，越野车辆在卫星定位信号拒止条件下，可通过无人机搭载激光雷达、可见光等传感器，快速获取实施地图信息。本文提出一种面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijkstra 改进算法，该算法通过分层策略缩减搜索空间，结合多方向扩展机制提升路径方向适应性，能够在保障全局最优性的同时显著提高路径平滑度，有效降低计算时间和空间复杂度。

关键词：无人机地图 越野车辆 分层搜索 多方向 Dijkstra 算法

0 引　言

城市作战环境中，越野车辆常面临卫星定位信号受扰或拒止的严峻条件，如何迅速获取可靠的环境地图并据此重新规划可行作战路径，已成为制约其机动效能的关键问题。近年来，无人机载激光雷达、可见光相机等轻量化传感器的快速发展，结合大范围场景建图算法的日益成熟，为实现战场环境的快速、高精度三维重构提供了有效技术支撑。依托无人机实时回传的地图信息，地面越野车辆可借助全局路径规划算法，在起点与终点之间重新求解最优通行路线，从而弥补卫星导航缺失下的态势感知缺口。

然而，现有全局规划方法在应对城市复杂地形与密集障碍物时，普遍存在路径平滑性不足、计算开销过大及内存占用偏高等问题，难以满足越野车辆对实时性、安全性和通过性的综合要求。近年来，Dijkstra 算法在无人机、移动机器人和无人车辆路径规划领域得到持续改进。传统 Dijkstra 算法具有完备性和全局最优性，但在大规模栅格地图中存在搜索范围大、冗余节点多和规划路径转折频繁等问题。王超[1]等通过改进节点搜索方式，将 Dijkstra 算法应用于无人机路径规划；巩慧[2]等结合几何拓扑方法降低路径累计转弯角度，提高了机器人路径的平滑性。高锐涛[3]等采用双向 Dijkstra 算法规划农机转移路径，有效缩小搜索范围。胡宇辉[4]等对越野环境下无人驾驶车辆技术进行了系统综述，指出复杂地形感知、车辆通行性分析与自主路径规划是实现越野无人驾驶的关键技术。国外研究则主要围绕障碍检测、多机器人冲突协调及智能优化展开，Alshammrei[5]等设计了具有在线障碍检测能力的改进 Dijkstra 算法，Zhou[6]等引入节点占用状态和时间窗冲突判定机制，Sundarraj[7]等将粒子群优化与 Dijkstra 算法结合，提高了路径搜索效率。总体来看，融合分层地图、多方向扩展、双向搜索和路径平滑处理，已成为 Dijkstra 算法应用于复杂越野环境的重要发展方向。

本文提出一种面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijkstra 改进算法。该算法通过分层策略缩减搜索空间，结合多方向扩展机制提升路径方向适应性，能够在保障全局最优性的同时显著提高路径平滑度，有效降低计算时间和空间复杂度。研究成果可为城市作战场景下越野车辆的自主导航与快速路径重规划提供新的算法支撑，对提升越野系统在拒止环境中的智能决策能力和生存机动性具有重要的工程应用价值。

1 面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijkstra 改进算法

1.1 电子地图的栅格化处理

使用固定大小的栅格对无人机获得的地图进行划分得到栅格地图，栅格地图由可行栅格和障碍栅格组成，可行栅格表示该栅格中不存在障碍物，障碍栅格则与之相反。为了能够将地图信息转换成计算机便于处理的形式，用 0 和 1 分别表示可行栅格与障碍栅格，建立二维横轴和纵轴，栅格的

中心在横轴和纵轴的映射代表其唯一的坐标，用矩阵 G 表示栅格：

$$\mathrm{G}=\{M\left(i,j\right),M\left(i,j\right)=0\text{或}1\} \tag{1}$$

其中 $i=1,2,\ldots,n$ ， $j=1,2,...,n$ ， $M\left(i,j\right)=0$ 表示坐标为 $\left(i,j\right)$ 处的栅格为可行栅格， $M\left(i,j\right)=1$ 表示坐标为 $\left(i,j\right)$ 处的栅格为障碍栅格。

1.2 分层搜索算法数模建模

分层搜索算法采用一种动态规划的方法来寻找最短路径，与传统的路径搜索算法不同的是，不是试图一次性的在全分辨率栅格地图上进行搜索，而是通过对保存有全部完整信息的栅格地图进行分辨率的降低，在低分辨率的地图上进行路径的搜索，而后把搜索得到的路径投影至较高分辨率的上，在已知的路径范围内对路径进行优化，直到投影至全分辨率地图得到算法最终优化后的路径。

假设栅格地图的长度为 $\left|X\right|$ ，宽度为 $\left|Y\right|$ ：

$$X=x_1,x_2,...,x_i,...,x_{|X|} \tag{2}$$

$$Y=y_1,y_2,...,y_i,...,y_{|Y|} \tag{3}$$

构造一条路径 P 为：

$$P=p_1,p_2,\ldots p_K \tag{4}$$

其中 K 为路径节点的个数， $max\left(\left|X\right|,\left|Y\right|\right)\le K<\left|X\right|+\left|Y\right|$ 。路径 P 中的第 k 个元素 $p_k=(i,j)$ 为地图中的栅格。 $p_1=(1,1)$ 与路径起点重合， $p_K=\left(\left|X\right|,\left|Y\right|\right)$ 与路径终点重合。

位于 p_1 和 p_K 中间的点约束如式(5)所示：

$$p_k=\left(i,j\right),p_{k+1}=\left(i',j'\right),i\le i'\le i+1,\ j\le j'\le j+1 \tag{5}$$

算法最优路径为算法距离最小的路径，路径 P 距离 $Dist\left(P\right)$ 为：

$$Dist\left(P\right)=\sum_{k=1}^{k=K}Dist\left(P_{ki},P_{kj}\right) \tag{6}$$

其中 $Dist\left(p_{ki},p_{kj}\right)$ 为欧几里德距离。

构造一个二维代价矩阵 D，其中 $D\left(i,j\right)$ 为 P_{ki} 和 P_{kj} 两个栅格的最小距离，由于存在式(5)的约束，故可得出：

$$D\left(i,j\right)=Dist\left(i,j\right)+min\left[D\left(i-1,j\right),D\left(i,j-1\right),D\left(i-1,j-1\right)\right] \tag{7}$$

计算 $D\left(i,j\right)$ 的数值之前，由于路径已经途径 $\left(i-1,j\right),\left(i,j-1\right),\left(i-1,j-1\right)$ 中的一个栅格，所以 $D\left(i-1,j\right),D\left(i,j-1\right),D\left(i-1,j-1\right)$ 已知，所需要的只是将当前已知代价的最小值进行累加。由于式

(7)需要通过其他矩阵中的元素来计算 $D(i,j)$，因此计算顺序十分重要，本文选择按照从下到上、从左到右的顺序进行代价矩阵的计算，其原理如图 1 所示。

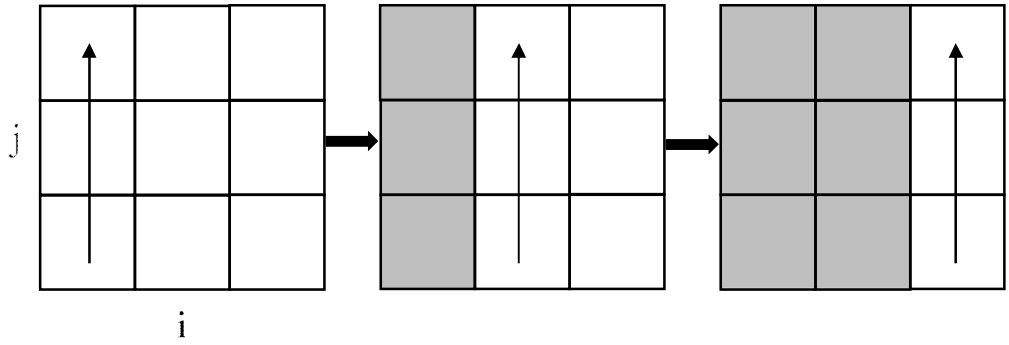


图 1　代价矩阵填充顺序

当整个代价矩阵被填满后，则可以找到一条从 $D(1,1)$ 到 $D(|X|,|Y|)$ 的最短路径。从 $D(|X|,|Y|)$ 开始逆向计算，执行贪婪搜索计算向左、向下和斜向左下角的栅格，这三个相邻栅格中代价值最小的那一个将被添加到目前为止找到的最优路径的起点，然后从该栅格继续搜索，当到达 $D(1,1)$ 时搜索停止。如图 2 所示，（a）表示填充后的距离矩阵值，（b）表示按照式(7)完成填充的代价矩阵值，从 $D(3,3)$ 开始，比较 $D(2,3)$、$D(3,2)$ 和 $D(2,2)$ 三个相邻栅格的代价值，将代价值最小的栅格 $D(2,2)$ 添加到路径中，然后比较 $D(2,2)$ 的向左、向下和斜向左下角三个栅格的代价值，可得代价值最小的栅格为 $D(1,1)$，此时达到搜索停止条件，得到最小路径 $P=p_1(1,1),p_2(2,2),p_3(3,3)$。

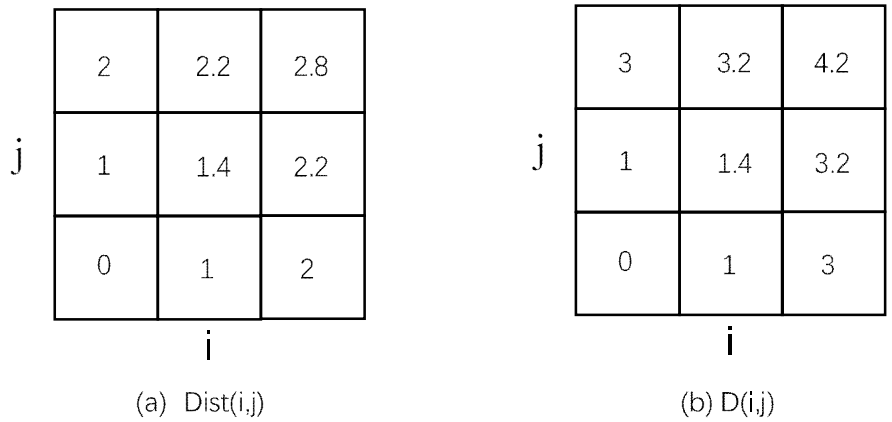


图 2　距离矩阵与代价矩阵计算原理

这种计算的时间复杂度和空间复杂度为 $O(N^2)$（当 $|X|=|Y|=N$ 时），为了得到一个复杂度为 $O(N)$ 的算法，本文通过增加约束和数据抽象的方法提出了一种基于分层搜索的方法。该方法首先使用粗化创建所有将要进行路径搜索的分辨率不同的地图，原始地图的分辨率为 16×16，粗化产生的地图分辨率分别为 8×8、4×4 和 2×2，如图 3 所示，为了重点突出算法中低分辨率路径到高分辨

率的投影和半径参数扩展搜索范围这两个步骤，对于障碍物不进行显示。代价矩阵 D 被用来寻找最小分辨率栅格地图下的最短路径，最低分辨率地图的最短路径如图 3（a）所示。在找到最低分辨率地图中的最短路径后，该路径被投影到下一个更高分辨率地图中，在分辨率 2×2 地图中搜索得到的路径投影显示为图 3（b）中的较深阴影单元。

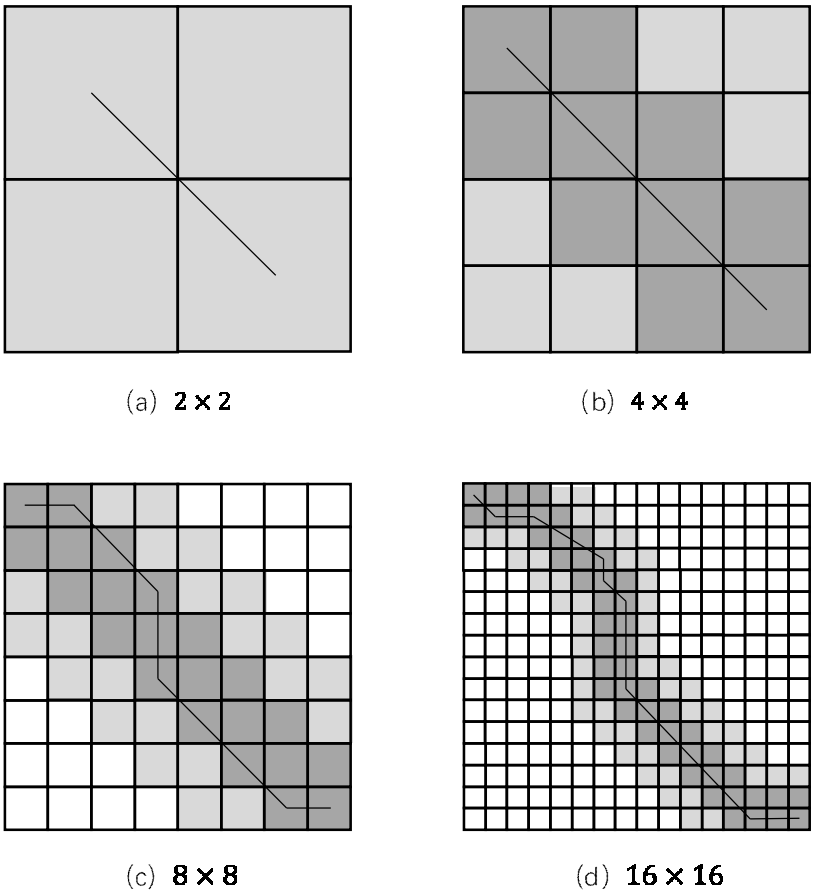
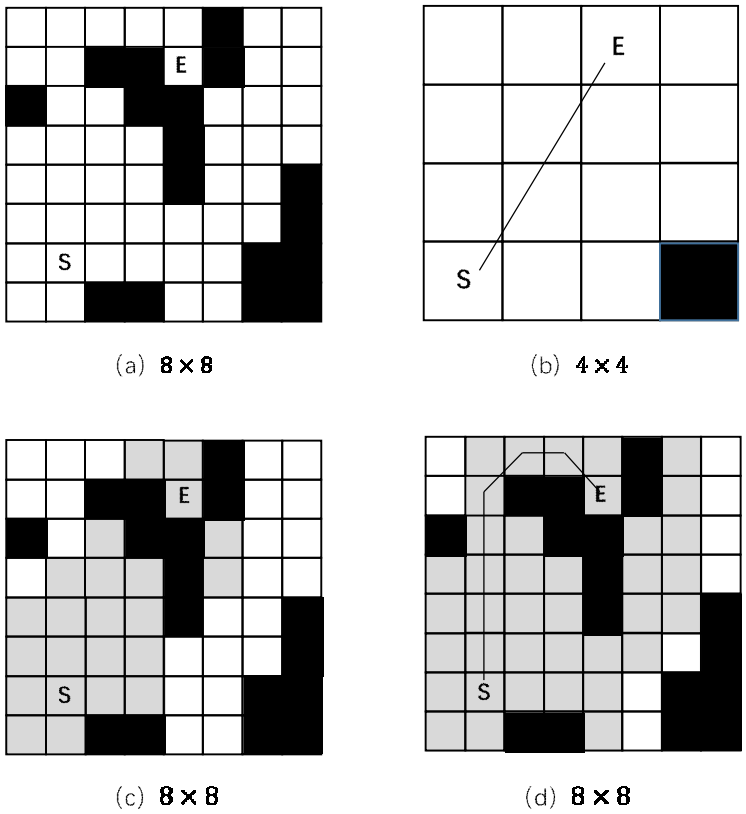


图 3　在不同分辨率下的算法结果

为了增加找到最优路径方案的机会，设置半径参数以增加投影后路径周围的扩展栅格，并对这些栅格进行代价矩阵的计算，半径参数设置为 1 时，扩展的栅格如图 3-3（b）中浅色阴影所示。之后在这些阴影区域进行代价矩阵的计算，并不断重复直到在全分辨率栅格地图上完成计算，最终得到的路径如图 3（d）所示。

半径参数的大小对于路径搜索起着至关重要的作用，由于粗化时低分辨率地图存在丢失一部分障碍物信息的风险，其搜索得到的路径投影到高分辨率地图后，过小的半径参数可能导致扩展后的栅格无法连通起点和终点，造成高分辨率地图搜索路径失败，反之如果半径参数设置过大，则扩展栅格增多，同时造成计算机资源的浪费。图 4（a）为分辨率为 8×8 的地图，障碍物栅格为黑色栅格，起点 S 与终点 E 之间的障碍物为小型障碍物，粗化后得到的分辨率 4×4 的栅格地图丢失了部分障碍物的信息，最终在该地图搜索得到的路径如图 4（b）黑色线段所示。将（b）中所示路径投影至分辨率 8×8 地图并按照半径参数为 1 进行扩展，可搜索栅格范围如图 4（c）中浅色阴影所示，此时无法找到一条从起点到达终点的路径，当半径参数为 2 时，进行代价矩阵计算的扩展栅格数量增加，图 4（d）中浅色阴影代表的可搜索栅格区域连通了起点和终点，通过代价矩阵 D 的计算完成了路径搜索。



(a) 8×8　(b) 4×4

(c) 8×8　(d) 8×8

图 4　半径参数对于算法的影响

1.3 改进的 Dijkstra 算法路径规划原理

面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijkstra 改进算法的流程图如图 5 所示，算法的关键步骤为：

（1）粗化：把分辨率高的地图缩小至分辨率低的地图，使得栅格地图在分辨率低的情况下尽可能准确地反应原有的地图信息；

（2）投影：在分辨率低的栅格化地图中应用多方向 Dijkstra 算法，找到一条最优路径，然后使用这个最优路径作为高分辨率地图的搜索栅格单元集合。

（3）细化：在半径参数对搜索栅格单元集合扩展后，在高分辨率栅格地图中，找到最优规划路径。

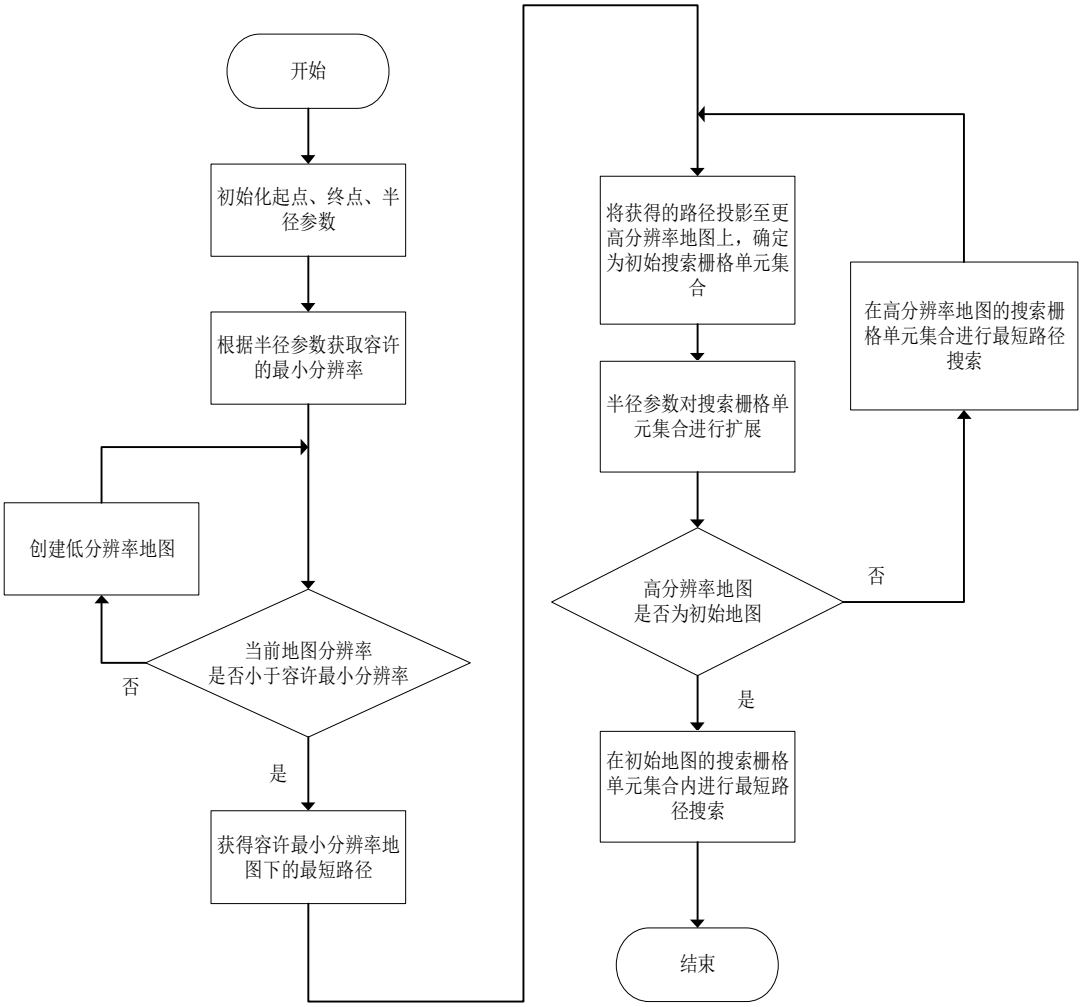


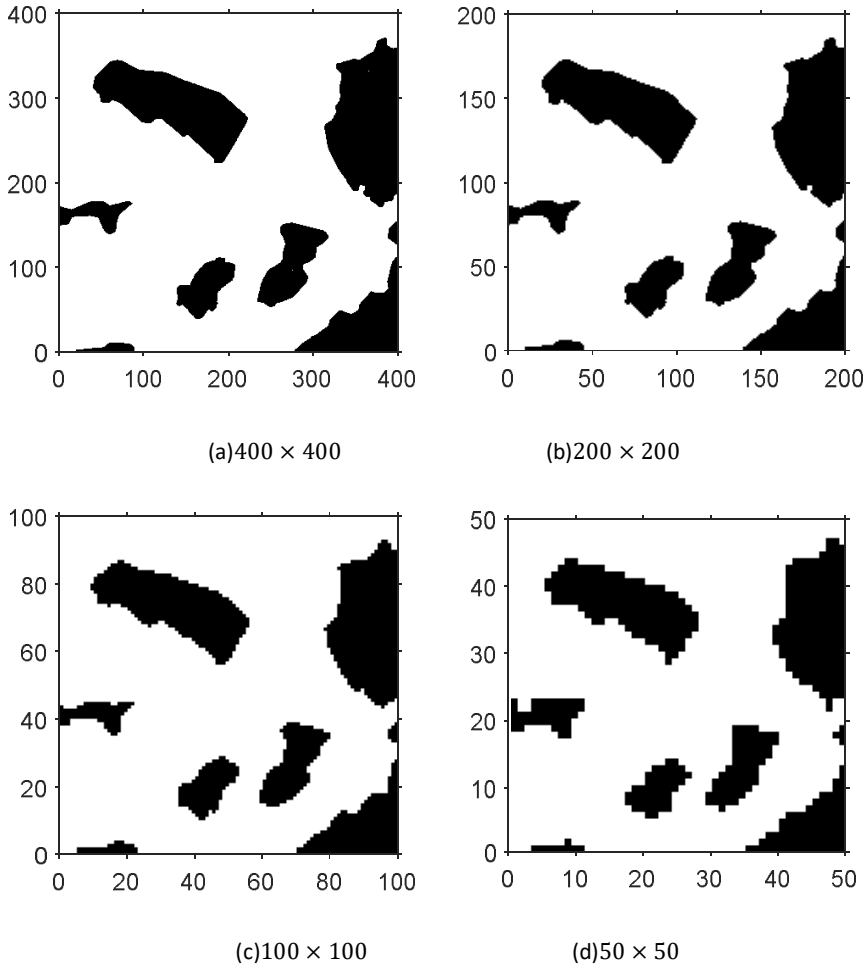
图 5　基于分层搜索的多方向 Dijkstra 算法流程图

粗化对相邻的栅格进行平均计算从而达到缩小地图尺寸的目的，假设原始栅格地图中粗化前栅格为 $p(i,j)$，粗化后在低分辨率地图对应的栅格 $p'(i',j')$，则 $p'(i',j')$ 的坐标计算如式(8)和(9)所示：

$$i'=\begin{cases}\dfrac{i+1}{2} & if \quad mod(i,2)\neq 0\\ \dfrac{i}{2} & if \quad mod(i,2)=0\end{cases} \tag{8}$$

$$j'=\begin{cases}\dfrac{j+1}{2} & if \quad mod(j,2)\neq 0\\ \dfrac{j}{2} & if \quad mod(j,2)=0\end{cases} \tag{9}$$

其中 $mod()$ 表示取模。



(a)400 × 400　　(b)200 × 200

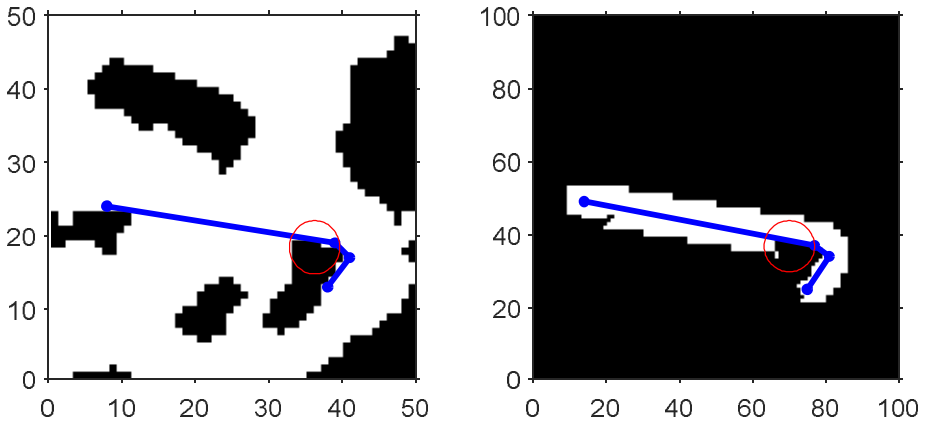
(c)100 × 100　　(d)50 × 50

图 6　栅格地图粗化结果

通过式(2)和(3)可以得出当栅格 $p(i,j)$ 的横纵坐标均为奇数时，粗化实质上是将 $p(i,j)$ 与其相邻的三个栅格 $p(i+1,j)$、$p(i,j+1)$、$p(i+1,j+1)$ 合并为低分辨率地图中的栅格 $p'(i',j')$，因此将满足该条件的栅格 $p(i,j)$ 称为元栅格，粗化后得到的对应栅格 $p'(i'=(i+1)/2, j'=(j+1)/2)$ 为粗栅格。同时，粗栅格是可行栅格还是障碍栅格也取决于元栅格及其相邻栅格的分类，对于元栅格 $p(i,j)$ 粗化后得到的粗栅格 $p'(i',j')$，其对应的 $M'(i',j')$ 如式(10)所示：

$$M'(i',j')=\begin{cases}1 & if \quad M(i,j)+M(i+1,j)+M(i,j+1)+M(i+1,j+1)\geq 3\\ 0 & if \quad M(i,j)+M(i+1,j)+M(i,j+1)+M(i+1,j+1)<3\end{cases} \tag{10}$$

粗化后所得到的低分辨率地图栅格数量比原始地图少四倍，粗化通常会运行多次，从而产生不同分辨率的栅格化地图。粗化对于地图的操作结果如图 6 所示，其中(a)为原始栅格地图尺寸，(b)为原始尺寸的 1/4，(c)为原始尺寸的 1/16，(d)为原始尺寸的 1/64。随着地图尺寸的减小，一些较小的障碍物（如图左下角）将会变小。



(a)投影前　　(b)投影后

图 7　栅格地图投影与投影后的结果

投影从低分辨率地图下得到的最优路径出发，确定高分辨率地图下的搜索栅格单元集合。低分辨率地图中的一个栅格将映射到四个更高分辨率的栅格，由这些栅格得到的搜索栅格单元集合作为启发式的路径细化搜索范围，用以找到高分辨率地图下的最优路径。已知在低分辨率地图中寻得的路径为 $Path' = p_1', p_2', ..., p_n'$，对于其中的任意一个粗栅格 $p_m' \left(1 \le m \le n\right)$，其投影至高分辨率地图后的栅格 $p_{mk} \left(k = 1,2,3,4\right)$ 坐标计算如式(11)和(12)所示：

$$i_{mk} = \begin{cases} 2i-1 & if \quad k=1 \; or \; k=3 \\ 2i & if \quad k=2 \; or \; k=4 \end{cases} \tag{11}$$

$$j_{mk} = \begin{cases} 2j-1 & if \quad k=1 \; or \; k=2 \\ 2j & if \quad k=3 \; or \; k=4 \end{cases} \tag{12}$$

其中 i_{mk}, j_{mk} 为栅格 p_{mk} 的横纵坐标。令 $Path' = p_1', p_2', ..., p_n'$ 中的所有栅格完成投影后，得到高分辨率地图下的投影栅格单元集合为 $Path\_window = p_{m1}, p_{m2}, ..., p_{n3}, p_{n4}$。

面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向Dijkstra改进算法

输入：栅格地图SeaMap -- 尺寸为m*n
起始点Start -- 搜索路径的起点
终点End -- 搜索路径的终点
半径参数R -- 从低分辨率搜索得到的路径向高分辨率映射后，由该参数控制细化时向外扩展搜索的邻域大小

输出：最短路径

```
1 //所允许的栅格地图的最小尺寸
2 Interger minMapSize=100;
3
4 IF(m<=minMapSize OR n<=minMapSize)
5 {
6   //基础情况：对于尺寸小的地图，运行完整的Dijkstra算法
7   RETURN DIJKSTRA(SeaMap, Start, End);
8 }
9 ELSE
10 {
11   //递归情况：从低分辨率地图得到的路径投影到高分辨率地图
12   //          ，在高分辨率地图使用受限制的Dijkstra算法。
13   Point lowResStart,lowResEnd = PointCal(Start, End);
14   Map lowResMap = ReduceResMap(SeaMap);
15
16   Path lowResPath = FastDijkstra(lowResMap, lowResStart,
17                                  lowResEnd, R);
18
19   SearchWindow windowMap = ExpandResWindow(lowResPath,
20                                           SeaMap, R);
21
22   RETURN DIJKSTRA(SeaMap, Start, End, windowMap);
23 }
```

图 8　面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijkstra 改进算法伪代码

为了避免低分辨率地图信息丢失问题对路径规划造成影响，设置半径参数对搜索栅格单元集合进行扩展，提高搜寻到最优路径的概率，增加的栅格集合表示为：

$$Radius\_window=\{(i,j),i_{kt}-r\le i\le i_{kt}+r\ and\ j_{kt}-r\le j\le j_{kt}+r\} \tag{13}$$

其中 r 为半径参数，i_{kt}、j_{kt} 为 $p_{kt}\in Window$ 的横纵坐标 $(1\le k\le n,1\le t\le 4)$，$Radius\_window$ 为满足 p_{kt} 在半径参数 r 扩展范围内的邻域栅格单元集合。

高分辨地图下的搜索栅格单元集合 $Window$ 表示为：

$$Window=\{p(i,j),p\in Path\_window\ or\ p\in Radius\_window\} \tag{14}$$

在分辨率为 50×50 的低分辨率地图中搜索得到的路径如图 3（a）蓝色线段所示，将其投影到分辨率为 100×100 的高分辨率地图，以半径参数 $(r=4)$ 扩展得到搜索栅格单元集合，表示为图 3（b）白色区域。

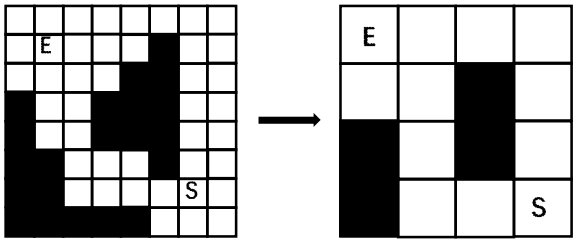
细化在投影得到的搜索栅格单元集合寻找最优路径，集合中的栅格数量与半径参数呈正相关。

在图 7（a）红色圆形圈出的地方，分辨率为50×50的地图缺失了部分障碍物边界信息，其寻得的路径在投影后不能完成高分辨率地图中的避碰任务，分辨率为100×100地图中，在搜索栅格单元集合对路径进行细化搜索得到的结果如图 7（b）中的蓝色线段所示，由于地图包含的信息更加完整，该路径规避了与障碍物发生碰撞的危险，验证了细化搜索的有效性。

改进 Dijkstra 算法的伪代码如图 8 所示。该算法的输入是栅格化的地图、起点、终点和半径参数，输出为最短路径。改进 Dijkstra 算法通过递归实现，当进行路径规划的栅格地图的尺寸小于最小尺寸（如第 2 行所示）时，算法返回多方向搜索 Dijkstra 算法的结果，反之则通过递归进行路径的搜索。递归的三个主要步骤：创建低分辨率栅格地图，大小为原始地图的四分之一，同时将起点和终点的坐标进行映射操作，如第 13 和 14 行所示；寻找粗化后的地图的路径，并将其投影到更高的分辨率，如第 16 行所示；半径参数对投影路径进行邻域扩展后创建一个搜索栅格单元集合，如第 19 行所示。最终得到的搜索栅格单元集合即为 Dijkstra 算法进行路径搜索的区域，若规划出的路径为原始分辨率地图下的路径，则完成算法搜索，反之则不断进行上述步骤直到找到原始分辨率地图下的最优路径结果。

在栅格地图中的基于分层搜索的多方向 Dijkstra 算法步骤为：

Step1：建立坐标系，初始化半径参数$r=1$。设全分辨率8×8地图下的起点栅格$S\left(i_s,j_s\right)=\left(7,2\right)$，终点栅格$E\left(i_e,j_e\right)=\left(2,7\right)$，如图 9（a）所示；



（a）8×8　　（b）4×4

图 9　两种分辨率的栅格地图

Step2：根据式(8)和(9)得到低分辨率4×4地图的起点$S'\left(i_{s'},j_{s'}\right)=\left(4,1\right)$，终点$E'\left(i_{e'},j_{e'}\right)=\left(1,4\right)$。高分辨率地图中的元栅格坐标如式(15)所示，根据元栅格计算低分辨率4×4栅格地图中每个粗栅格的坐标，并确定该粗栅格是否为可行栅格，得到低分辨率栅格地图如图 9（b）所示；

$$\begin{cases}Ori\_x=1\,3\,5\,7\,1\,3\,5\,7\\Ori\_y=1\,1\,1\,1\,3\,3\,3\,3\end{cases}\cdots \tag{15}$$

Step3：在分辨率为4×4的栅格地图中通过多方向 Dijkstra 算法寻得路径如图 10（a）红色线段所示，路径坐标如式(16)所示；

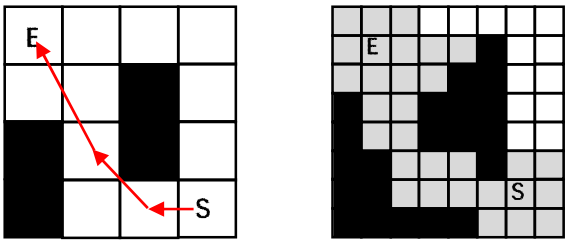
$$\begin{cases}Path'\_x=4\,3\,2\,2\,1\,1\,1\\Path'\_y=1\,1\,2\,3\,3\,3\,4\end{cases} \tag{16}$$

Step4：将在分辨率为4×4的栅格地图中搜索得到的路径投影至分辨率为8×8的地图，根据式(11)和(12)进行投影栅格坐标的计算，可得到投影栅格单元集合$Path_window$如式(17)所示，按照半径参数$r=1$得到领域栅格单元集合$Radius_window$如式(18)所示，最终得到高分辨率地图下的搜索栅格单元集合$Window$如式(19)所示，在图 10（b）中表示为浅色阴影区域；

$$\begin{cases} Path\_window\_x = 8\ 7\ 8\ 7\ 6\ 5\ 6\ 5 \\ Path\_window\_y = 1\ 1\ 2\ 2\ 1\ 1\ 2\ 2 \end{cases}^{\cdots} \tag{17}$$

$$\begin{cases} Radius\_window\_x = 8\ 7\ 6\ 4\ 4\ 4\ 3\ 2 \\ Radius\_window\_y = 3\ 3\ 3\ 3\ 1\ 2\ 2\ 2 \end{cases}^{\cdots} \tag{18}$$

$$\begin{cases} Window\_x = 8\ 8\ 8\ 7\ 7\ 7\ 6\ 6 \\ Window\_y = 1\ 2\ 3\ 1\ 2\ 3\ 1\ 2 \end{cases}^{\cdots} \tag{19}$$



（a）4×4　　（b　8×8

图 10　分辨率为 4×4 地图搜索结果与投影

Step5：在搜索栅格单元集合进行路径搜索，得到的路径如图 11 红色线段所示，路径坐标如式(20)所示。可以看到。

$$\begin{cases} Path\_x = 7\ 6\ 5\ 4\ 3\ 2 \\ Path\_y = 2\ 2\ 3\ 3\ 4\ 7 \end{cases} \tag{20}$$

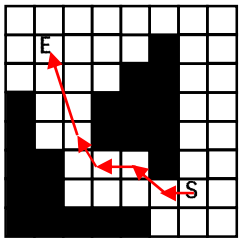
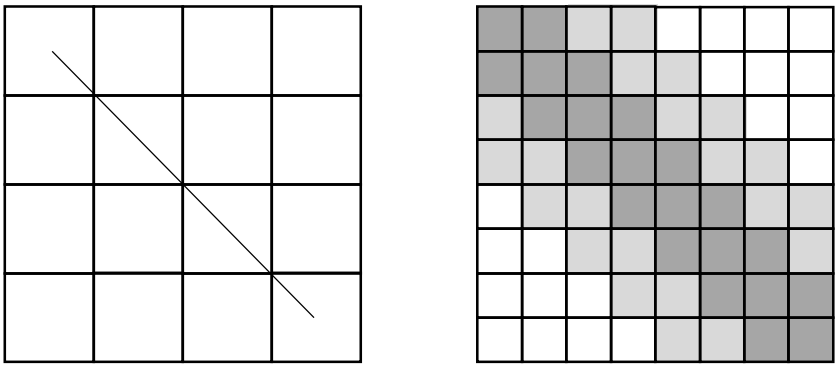


图 11　分辨率为 8×8 地图搜索结果

1.4 改进的 Dijkstra 算法路径规划复杂度分析

针对多方向 Dijkstra 算法存在的运算量大、耗费较多计算资源的问题，将两种算法相融合，通过约束所搜索地图的精度和简化数据，获得了基于分层搜索的改进多方向 Dijkstra 算法，该算法在时间复杂度和空间复杂度上都将复杂度降为 $O(N)$。为了简化证明流程，假设 $|X|=|Y|=N$，在最坏情况下进行分析验证。由图 3 可知，在半径参数不变的情况下，当路径为对角线时投影后的栅格数量最多。



（a）1/2 分辨率　　（b）1/1 分辨率

图 12　半径参数为 1 时投影栅格最多的情况

（1）分层搜索算法的时间复杂度

图 12 中投影路径即较深阴影栅格数量为$3N$，阴影较浅的单元格是投影路径每边的数量为$2Nr$。因此，在包含N个点的两个时间序列的分辨率下，投影路径的最大单元数如下：

$$3N+2\left(2Nr\right)=N\left(4r+3\right) \tag{21}$$

每个分辨率下的栅格地图的长度（res）遵循序列（原始栅格地图的长和宽均为N）：

$$\left\{\frac{N}{2^{res}}\right\}_{res=0}^{res=\infty}=N,\frac{N}{2},\frac{N}{2^2},\frac{N}{2^3},\frac{N}{2^4},\cdots \tag{22}$$

因此，根据式(21)和(22)，在所有分辨率下参与距离计算的栅格数量为：

$$\sum_{res=0}^{\infty}\frac{N}{2^{res}}\left(4r+3\right)=N\left(4r+3\right)+\frac{N}{2}\left(4r+3\right)+\frac{N}{2^2}\left(4r+3\right)+\cdots \tag{23}$$

式(23)中的级数与下式中的级数相似：

$$\sum_{res=0}^{\infty}\frac{1}{2^{res}}=1+\frac{1}{2}+\frac{1}{2^2}+\frac{1}{2^3}+\frac{1}{2^4}+\cdots=2 \tag{24}$$

式(24)与式(21)相乘得：

$$N\left(4r+3\right)+\frac{N}{2}\left(4r+3\right)+\frac{N}{2^2}\left(4r+3\right)+\cdots=2N\left(4r+3\right) \tag{25}$$

由于式(25)中的序列与式(23)中的序列相同，因此在所有分辨率地图下参与距离计算的栅格数量增加了时间复杂度：

$$O_{t1}\left(N\right)=2N\left(4r+3\right) \tag{26}$$

除了参与距离计算的单元数外，创建较低分辨率栅格地图和确定最优路径也增加了时间复杂度。

创建分辨率所需的时间复杂度$O_{t2}\left(N\right)$与所有分辨率的点数成比例，即式(22)中的级数。式(24)乘以N得到$2N$，即式(22)的解。由于在纵向和横向都需要创建多个分辨率，所以$2N$乘以 2 得到最终的时间复杂度：

$$O_{t2}\left(N\right)=4N \tag{27}$$

确定最优路径所需的时间复杂度$O_{t3}\left(N\right)$取决于路径的长度。地图长和宽均为N的分辨率栅格

地图在最坏情况下的长度为 $2N$ 。将式(24)乘以 $2N$ ，即可得到每个分辨率栅格地图下的最优路径的最坏情况长度：

$$O_{t3}\left(N\right)=4N \tag{28}$$

将式(26)、(27)和(28)相汇总，就得到了基于分层搜索的改进多方向 Dijkstra 算法的最差执行时间复杂度：

$$O_t\left(N\right)=O_{t1}\left(N\right)+O_{t2}\left(N\right)+O_{t3}\left(N\right)=N\left(8r+14\right) \tag{29}$$

当半径参数 r 为定量时，算法的时间复杂度则为 $O\left(N\right)$。

（2）分层搜索算法的空间复杂度

基于分层搜索的改进 Dijkstra 算法的空间复杂度包括存储不同分辨率栅格地图（不包括全分辨率栅格地图）所需的空间、在参与距离计算时任何时间使用的最大栅格数以及存储在内存中的最优路径的长度。对于栅格地图进行横向分辨率的降低时，存储除全分辨率之外的所有额外分辨率的空间复杂度为式(10)中剔除全分辩地图后的结果，即 $2N-N=N$ 。同理，对于栅格地图进行纵向分辨率的降低后，整个栅格地图分辨率降低的空间复杂度 $O_{s1}\left(N\right)$ 为

$$O_{s1}\left(N\right)=2N \tag{30}$$

存储计算距离的代价矩阵的空间复杂度是为整个分辨率地图创建的最大规模成本矩阵。矩阵中的单元数如式(21)所示，空间复杂度 $O_{s2}\left(N\right)$ 为：

$$O_{s2}\left(N\right)=N\left(4r+3\right) \tag{31}$$

存储最优路径的空间复杂度等于在全分辨率下可以存在的最长路径，即沿着栅格地图的横向和纵向分布，此时最坏情况下的空间复杂度 $O_{s3}\left(N\right)$ 为：

$$O_{s1}\left(N\right)=2N \tag{32}$$

考虑到最坏情况，算法的空间复杂度即为式(30)、(31)、(32)的总和：

$$O_s\left(N\right)=O_{s1}\left(N\right)+O_{s2}\left(N\right)+O_{s3}\left(N\right)=N\left(4r+7\right) \tag{33}$$

同理，当半径参数 r 为定量时，算法的时间复杂度则为 $O\left(N\right)$。

由上述推导可以得出，将多方向 Dijkstra 算法和多层搜索算法相融合，获得的基于分层搜索的改进多方向 Dijkstra 算法，该算法在时间复杂度和空间复杂度上都将复杂度降为 $O\left(N\right)$，可以达到降低运算量、节省计算机运行资源和降低计算时间的目的。

2 算法仿真实验结果与分析

2.1 实验环境

设置本文提出的算法参数为栅格地图分辨率为 700×700、半径参数为 2、最小栅格地图分辨率为 100，通过实验对比四方向 Dijsktra 算法、八方向 Dijkstra 算法、多方向 Dijkstra 算法、以及本文提出的基于分层搜索的改进 Dijkstra 算法在某山谷地图下的路径长度以及时间性能，分析分层搜索思想与算法路径规划相结合的可行性。

表 1　实验环境

硬件环境		软件环境	
处理器	英特尔 Core i5-8400 @ 2.80GHz 六核	操作系统	Windows 10 64 位
显卡	Nvidia GeForce GTX 1050 (2 GB / Nvidia)	仿真平台	MATLAB R2018a
内存	8 GB		

2.2 路径规划结果与分析

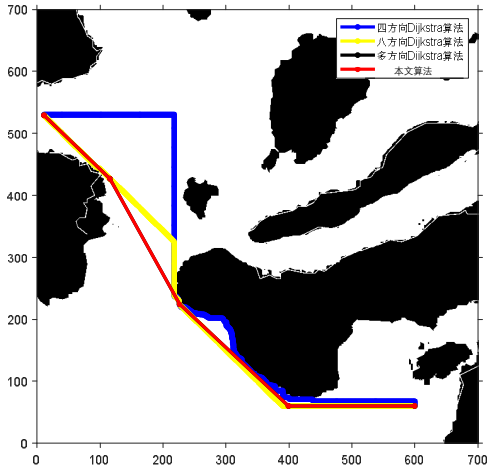


图 13　某山谷地图算法搜索结果对比

通过无人机获取的某山谷地图，进行栅格化处理后，设置起点为(600,60)，终点为(10,530)，得到的路径搜索结果如图 13 所示，使用白色表示可行区域，黑色表示障碍物，蓝色线段为四方向 Dijkstra 算法得到的路径，黄色线段为八方向 Dijkstra 算法得到的路径，黑色线段为多方向 Dijkstra 算法得到的路径，红色线段为本文提出的基于分层搜索的改进 Dijkstra 算法得到的路径。

从图 13 中可以看出，四方向 Dijkstra 算法、八方向 Dijkstra 算法、多方向 Dijkstra 算法和本文所提出的算法均能找到一条全局避障路径。起点和终点之间的路径存在大角度转角，蓝色线段路径长度和平滑度均有不足，黄色线段作为八方向 Dijsktra 算法的结果能够改进其不足之处，避免了与障碍物距离过近造成车辆碰撞事故的发生，但是障碍物周围的路径仍在存在“绕远路”的瑕疵，黑色线段剔除了一部分冗余的转弯次数，路径转弯主要发生在障碍物区域和可行区域的交界处，红色线段相较于黑色线段，在坐标为(230,210)的可行区域范围，缓和了转弯角度，可以使得车辆行驶时偏转角度变小，路径平滑度提升，有利于车辆的养护。

表 2　各算法搜索到的路径长度、路径转角总和、路径转弯次数对比

	路径长度	路径转角总和	路径转弯次数
四方向 Dijkstra 算法	1059	4140	46
八方向 Dijkstrta 算法	837.7443	225	5
多方向 Dijkstra 算法	821.4539	64	3
本文算法	**816.6538**	**64**	**3**

由表 2 可知，四方向 Dijkstra 算法在路径长度、转弯次数与转角总和均表现最差，八方向 Dijkstra 算法在路径长度方面平均提升为 20.89%，转弯次数平均减少了 94.57%，转角总和减少了 89.13%，多方向 Dijkstra 算法和本文算法在这三个指标方面的差异不大，原因在于本文算法为基于多方向 Dijkstra 算法所提出的改进策略，旨在提升时间性能。

2.3 时间性能结果与分析

四方向 Dijkstra 算法、八方向 Dijkstra 算法、多方向 Dijkstra 算法和本文所提出的算法搜索时间性能的对比如表 3 所示，可以看出，本文所提出的算法相较于其他三种算法能够有效缩短搜索时间，相较于四方向 Dijkstra 算法的平均提升为 2.50%，相较于八方向 Dijkstra 算法的平均提升为 5.26%，相较于多方向算法的平均性能提升为 2.32%。通过分析可以得出，将分层搜索思想结合多方向 Dijkstra 算法可以有效缩短搜索时间、节约计算机资源。

表 3　各算法搜索时间性能对比

	搜索时间
四方向 Dijkstra 算法	4.200554
八方向 Dijkstrta 算法	4.32291
多方向 Dijkstra 算法	4.193218
本文算法	**4.095683**

3 结 论

本文提出一种面向无人机地图的越野车辆分层搜索的多方向 Dijkstra 改进算法。该算法通过分层策略缩减搜索空间，结合多方向扩展机制提升路径方向适应性，能够在保障全局最优性的同时显著提高路径平滑度，有效降低计算时间和空间复杂度。研究成果可为城市作战场景下越野车辆的自主导航与快速路径重规划提供新的算法支撑，对提升越野系统在拒止环境中的智能决策能力和生存机动性具有重要的工程应用价值。

参考文献：

[1] 王超, 王银花. 一种改进 Dijkstra 算法的 UAV 路径规划[J]. 信息技术与信息化, 2021(10): 217-219..

[2] 巩慧, 倪翠, 王朋, 等. 基于 Dijkstra 算法的平滑路径规划方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2024, 50(2): 535-541.

[3] 王俊. 无人驾驶车辆环境感知系统关键技术研究[D].中国科学技术大学,2016.

[4] 高锐涛, 资乐, 胡炼, 等. 农场道路图层构建和农机转移路径规划方法与试验[J]. 华南农业大学学报, 2025, 46(2): 256-264.

[5] 胡宇辉, 王旭, 胡家铭, 等. 越野环境下无人驾驶车辆技术研究综述[J]. 北京理工大学学报, 2022, 42(1): 1-13.

[6] ZHOU X, YAN J, YAN M, et al. Path planning of rail-mounted logistics robots based on the improved Dijkstra algorithm[J]. Applied Sciences, 2023, 13(17): 9955.

[7] SUNDARRAJ S, REDDY R V K, BASAM M B, et al. Route planning for an autonomous robotic vehicle employing a weight-controlled particle swarm-optimized Dijkstra algorithm[J]. IEEE Access, 2023, 11: 92433-92442.

8×8 重载越野底盘可调油气悬挂系统设计与性能研究

任伟东，庞建中，魏鹏程，王磊，邢满禧，杨靖伟

北奔重型汽车集团有限公司创新研究院 内蒙古包头市青山区 014030

摘　要：针对 8×8 重载越野底盘在复杂越野工况下存在的平顺性差、地形适应性弱、车姿调节精度低等行业痛点，本文设计一套集成电控、液压调节与油气弹簧的可调油气悬挂系统。基于整车 45t 满载工况参数，完成双横臂独立悬架架构、高压油气弹簧、集成插装式液压阀组及闭环电控系统的整体方案设计，通过力学建模仿真与三维运动学校核，优化系统结构参数与控制逻辑。试验与计算结果表明，该系统可实现 -150mm～+200mm 大范围车姿无级调节，整车平顺性、侧倾稳定性、通过性指标全面达标，满载车身偏频控制在 1.06Hz～1.08Hz，60km/h 行驶工况下座椅加权加速度均方根值≤1.0m/s²，可有效适配砂石、土路、陡坡等复杂越野路况，显著提升重载越野底盘的机动性能与环境适应性，为多轴重载特种越野车辆悬架系统研发提供技术参考。

关键词：8×8 越野底盘；可调油气悬挂；车姿控制；双横臂悬架；越野机动性

1 引言

1.1 研究背景与意义

随着全域机动、复杂地形应急作业需求的持续提升，8×8 多轴重载越野底盘凭借承载能力强、通过性优异、动力储备充足等优势，广泛应用于特种作业、应急救援、野外勘探等领域。不同于常规民用车辆，重载越野车辆长期行驶在土路、砂石路、陡坡、沟壑等非铺装复杂路面，面临载荷波动大、冲击载荷频繁、地形变化复杂等严苛工况，对悬架系统的平顺性、稳定性、地形适应性与可靠性提出极高要求。

传统机械弹簧悬架刚度固定，无法适配车辆空满载载荷大幅波动的工况，存在越野行驶颠簸剧烈、车姿无法调节、极限路况通过性不足等缺陷，难以满足重载越野车辆全域机动的作业需求。油气悬挂作为一种新型弹性阻尼悬架结构，利用高压惰性气体实现弹性支撑，依托油液节流实现振动衰减，具备非线性刚度、可调性强、结构紧凑、抗冲击能力突出等优势，已成为高端重载越野车辆悬架的核心发展方向。

本文依托 8×8 重载越野底盘研发项目，针对 45t 级重载底盘的工况特性，设计开发一套全自动可调油气悬挂系统，集成液压调节单元、高压油气弹簧与智能电控单元，实现整车升降、俯仰调平、姿态自适应调节等功能。通过结构优化、参数匹配与性能校核，解决传统悬架平顺性差、轮荷分配不均、地形适配性弱等问题，有效提升重载越野底盘的行驶稳定性、驾乘舒适性与复杂地形通过能力，对多轴重载特种越野车辆悬架技术迭代升级具有重要工程价值。

1.2 国内外研究现状

国外针对重载车辆油气悬挂技术研究起步较早，欧美、俄罗斯等技术强国已实现油气悬挂系统的系列化、工程化应用。德国博世、采埃孚等企业研发的主动油气悬挂系统，采用高精度闭环控制算法，可实现毫秒级姿态调节，广泛配套于重型越野特种车辆，具备高低温适应性强、控制精度高、可靠性优异等特点。俄罗斯针对极地、荒野等复杂工况研发的重载油气悬挂系统，结构强度高、抗冲击性能优异，适配大载荷波动工况，但存在系统集成度低、智能化程度不足等问题。

国内油气悬挂技术近年来快速发展，各大车企、高校及科研院所逐步突破核心技术瓶颈，在中小型越野车辆上实现规模化应用。但针对 8×8 大吨位重载越野底盘的可调油气悬挂系统仍存在诸多短板：一是高压油气弹簧密封可靠性不足，极端工况易出现油气渗漏；二是多轴车辆轮荷均衡控制精度低，崎岖路面易出现车轮悬空、载荷分配失衡；三是电控系统环境适应性差，高低温、强电磁

干扰工况下稳定性不足；四是车姿调节响应速度与同步性较差，影响车辆越野机动性。因此，研发适配 45t 级重载底盘的高可靠、高精度、强适应性可调油气悬挂系统，是当前重载越野车辆技术发展的迫切需求。

1.3 主要研究内容与技术指标

本文以 8×8 重载越野底盘为研究载体，围绕可调油气悬挂系统的结构设计、参数匹配、控制逻辑开发、性能仿真校核开展系统性研究，主要研究内容包括：系统总体方案设计、油气弹簧结构优化与力学计算、液压调节系统参数匹配、闭环电控系统开发、悬架运动学与动力学性能校核、关键部件强度仿真分析。

根据整车设计要求，系统核心技术指标如下：整车满载质量≤45000kg，空载质量≤21000kg；车姿调节范围-150mm～+200mm，单次调节时间≤25s；系统额定工作压力 19MPa±1MPa，最大工作压力≤20MPa；满载前后悬架车身偏频分别为 1.06Hz、1.08Hz；60km/h 平顺性随机输入工况下座椅加权加速度均方根值≤1.0m/s²，脉冲输入工况≤8.0m/s²；车辆最大行驶侧坡≥30%，最大爬坡度≥60%；系统工作温度-42℃～+50℃，满足特种车辆高低温、振动、电磁兼容环境要求。

2 可调油气悬挂系统总体设计

2.1 设计依据与输入条件

本系统严格依据《8×8 底盘油气弹簧设计技术要求》及特种车辆设计相关标准开展研发，结合整车结构参数、载荷特性、行驶工况完成方案设计。整车采用 8×8 全驱驱动形式，轴距布置为 2200mm+3300mm+2200mm，轮距 2614mm，最小离地间隙≥400mm，最大车速≥90km/h，平均越野车速≥15km/h。行驶工况占比为柏油路 40%、乡村土路 40%、越野路 20%，可适配各类复杂非铺装路面作业需求。

整车载荷参数为核心设计输入，空载状态下一、二桥单桥轴荷 6718kg，三、四桥单桥轴荷 2366kg；满载状态下一、二桥单桥轴荷 11068kg，三、四桥单桥轴荷 11432kg。整车空载、满载质心位置保持一致，车长方向距 1 桥 1978mm，车宽方向居中偏移 7mm，车高方向距地面 1372mm，载荷分布特性为悬架参数匹配提供精准数据支撑。

2.2 系统总体架构

本次设计的可调油气悬挂系统采用“液压调节系统+油气弹簧弹性阻尼单元+智能电控系统”三位一体的总体架构，兼具被动悬架的可靠性与主动悬架的可调性，可实现姿态自适应调节、振动主动衰减、轮荷均衡分配等核心功能。系统整体采用模块化、集成化设计，大幅缩减布置空间，提升系统维修性与环境适应性。

液压调节系统作为执行单元，主要由集成插装式阀组、液压泵、液压油箱、压力传感器、液压锁止阀及管路组成，采用硬铝合金阀块替代传统钢质阀块，整体减重 60%，同时具备优异的抗腐蚀、抗疲劳性能。8 个油气弹簧分为前后两组独立控制，通过调速阀实现充放油流量精准调控，保障多轴悬架动作同步性，依托并联溢流阀、背压阀实现系统过载保护与低压防护，提升液压系统运行稳定性，液压原理图见图 1。

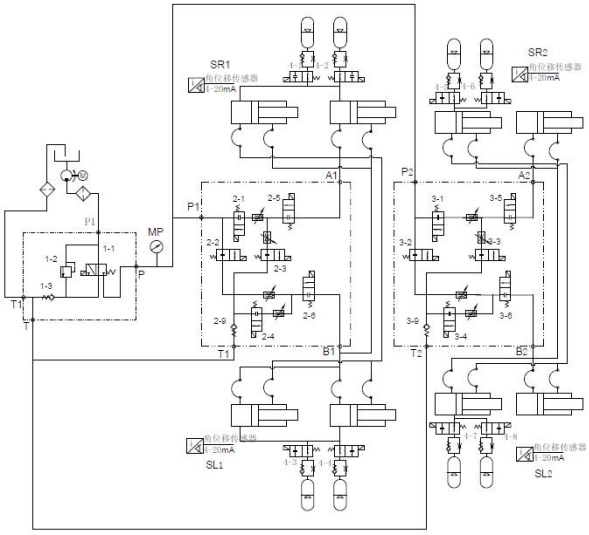


图 1　液压原理图

油气弹簧为系统核心弹性阻尼部件，采用单缸摆动式结构，集成弹性支撑、振动阻尼、高度限位多重功能，替代传统螺旋弹簧+减振器的分体式结构，结构紧凑、减振性能优异。通过高压惰性气体实现非线性弹性支撑，依托内置大功率减振阀实现振动衰减，可有效适配重载车辆宽范围载荷波动工况。

智能电控系统为系统控制核心，由悬挂控制器、操作面板、角位移传感器、压力传感器及信号线束组成，具备自动、手动双控制模式。通过多传感器实时采集车高、姿态、系统压力信号，形成闭环控制，精准完成整车升降、单侧调平、俯仰校正等动作，同时实时监测系统运行状态，具备故障自检、状态显示功能。

2.3 系统工作原理

可调油气悬挂系统整体采用闭环控制工作逻辑，车辆行驶过程中，电控系统通过角位移传感器、压力传感器实时采集各桥车高、悬架压力、车身姿态数据，与预设基准参数对比，自动判定车身姿态偏差与路况冲击情况。

自动调节模式下，驾驶员选定行驶工况后，控制器依据采集的姿态信号，精准控制各通道电磁阀启闭，驱动液压泵完成油气弹簧充放油动作，实现车身高度调节与姿态调平。当车身高度达到设定阈值后，液压锁止阀自动闭合，隔离油气弹簧高压腔与液压系统低压回路，锁定当前车姿，同时液压系统自动卸压，避免长期带压运行引发故障，提升系统使用寿命。

手动调节模式为应急备用模式，当自动控制功能失效时，驾驶员可通过操作面板手动控制各悬架通道动作，实现整车升降、单侧升降、俯仰调整，保障车辆在故障状态下的基本行驶能力。车辆越野行驶遇到凸起、凹陷路面时，油气弹簧依托非线性刚度特性自适应缓冲冲击，内置减振阀快速衰减车身振动，同时液压系统实时微调悬架行程，保障各车轮紧密贴合路面，均衡分配轮荷，避免车轮悬空、打滑，大幅提升车辆通过性与行驶稳定性。

3 核心部件结构设计与参数匹配

3.1 油气弹簧结构设计与性能计算

油气弹簧是悬架系统的核心承载与减振部件，直接决定整车平顺性与承载能力。本次设计采用单缸摆动式油气弹簧，主要由油缸、活塞杆、蓄能器、减振阀、高压密封组件组成，油缸与活塞杆端部采用关节轴承铰链连接，适配悬架摆动运动工况，避免刚性应力集中。活塞采用低摩擦导向带与高压组合密封结构，可耐受最高 60MPa 瞬时高压，彻底杜绝油气渗漏问题，提升极端工况可靠性。

油气弹簧内置自主研发大功率泄流式减振阀，可根据振动幅值自适应调节阻尼力，有效衰减路面冲击带来的车身振动，具备抗强冲击、热衰退小的优势。蓄能器独立布置，内部充入高压惰性气

体，利用气体可压缩性实现非线性弹性支撑，完美适配重载车辆空满载载荷大幅波动的工况，有效解决传统弹簧悬架刚度固定、平顺性差的问题。

通过力学建模与编程计算，确定油气弹簧核心性能参数：缸筒与活塞杆直径分别为 120mm、100mm，蓄能器容积 2.0L，标准充气压力 5.5MPa，系统最大工作压强 33MPa。满载平衡状态下，前悬架工作压力 10.9MPa，悬架刚度 226N/mm，车身偏频 1.06Hz；后悬架工作压力 11.4MPa，悬架刚度 246N/mm，车身偏频 1.08Hz，前后悬架偏频匹配合理，有效避免车身共振，保障行驶平顺性。

对油气弹簧关键承载部件开展有限元强度校核，内缸、外缸采用 38CrSi 高强度合金钢，抗拉强度 980MPa，最大应力分别为 230MPa、217MPa；减振阀阀体采用 45 号钢，最大应力 123MPa，所有关键部件应力值均远低于材料屈服极限，变形量极小，完全满足重载冲击工况下的强度与刚度要求（具体见表 1 及下图 2～图 7）。

表 1　油气弹簧关键件的计算结果分析

名称	材料	抗拉强度 δb（MPa）	最大应力（MPa）	最大应变（mm）	结论
内缸	38CrSi	980	230	0.036	满足要求
外缸	38CrSi	980	217	0.009	满足要求
减振阀阀体	45	597	123	0.008	满足要求

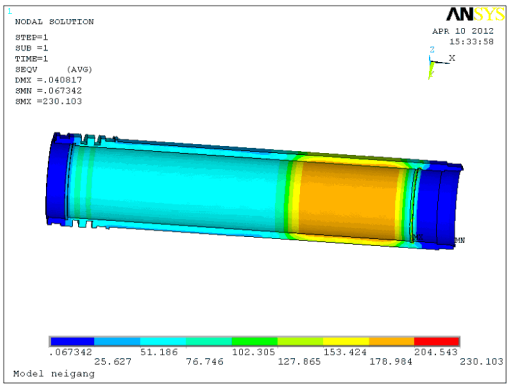


图 2　内缸的应力响应分布图

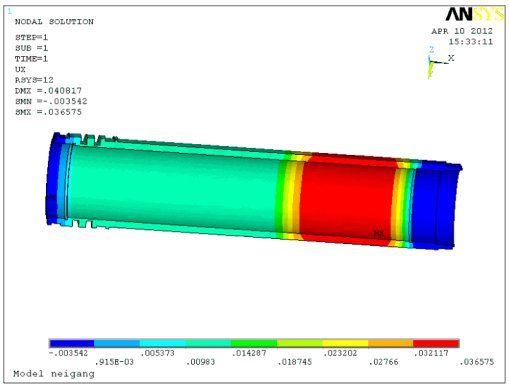


图 3　内缸的变形响应分布图

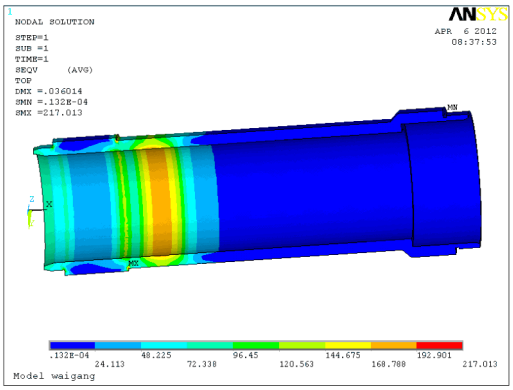


图 4　外缸的应力响应分布图

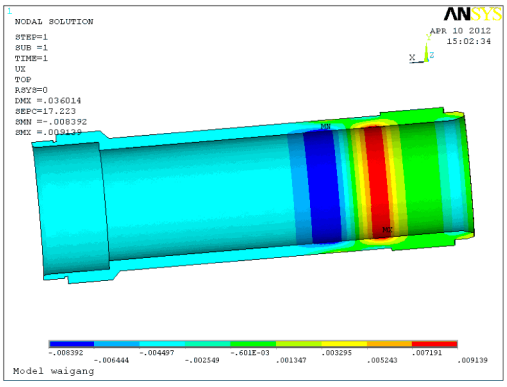
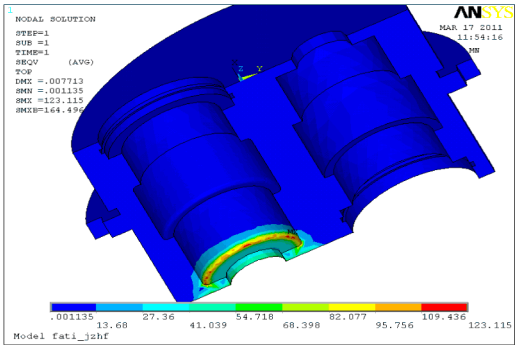


图 5　外缸的变形响应分布图



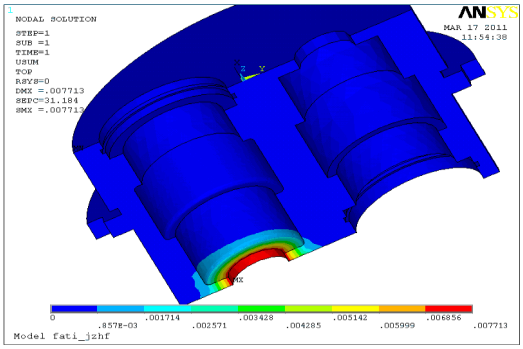


图 6　减振阀阀体的应力分布图　　**图 7　减振阀阀体的变形分布图**

3.2 液压调节系统设计

液压调节系统承担悬架姿态调节的执行功能，核心解决多轴悬架同步调节、过载防护、压力稳定控制等问题。系统采用集成式插装电磁阀组设计，相较于传统分体式阀组，体积缩减 40%，布置更紧凑，响应速度更快。阀块采用 LY12 硬铝合金材质，兼具轻量化与高强度优势，有效降低整车簧下质量，提升悬架动态响应性能。

系统核心液压参数经过精准计算匹配：额定工作压力 19MPa±1MPa，最大承压≤20MPa，油箱容积 70L，工作管路外径 20mm、内径 16mm，回油管路内径 22mm，管路壁厚匹配高低压工况差异化设计。液压泵额定转速 1200r/min，排量 63ml/r，可满足全车 8 组油气弹簧同步充放油需求，整车姿态全行程调节时间稳定控制在 25s 以内，远优于≤60s 的设计阈值。

系统配置多重安全防护机制，串联调速阀精准控制油液流量，保障各悬架通道动作同步性，杜绝车身姿态偏移；并联溢流阀实现过载保护，避免系统超压损坏部件；独立液压锁止阀实现单轮姿态锁定，调节完成后隔离高低压回路，防止系统泄压导致车姿沉降；背压阀保障液压系统待机安全，避免低压回流故障，全方位提升液压系统运行可靠性。

通过流体力学计算，系统管路雷诺数 2653.92，管路流体呈紊流状态，精准核算管路沿程压力损失，匹配 1.5 倍安全系数校核系统总压力，确定油管壁厚、泵体驱动扭矩等核心参数，保障液压系统在-42℃～+50℃宽温域环境下稳定工作。

3.3 智能电控系统开发

电控系统是可调油气悬挂系统的控制核心，负责信号采集、逻辑运算、指令输出、状态监测等功能，采用全闭环智能控制架构，适配重载越野车辆复杂工况。系统由悬挂控制器、操作面板、高精度传感器组、信号滤波模块、故障诊断模块组成，具备高低温适应性强、抗电磁干扰、控制精度高、响应速度快等优势。

悬挂控制器为核心控制单元，采用四层 PCB 板工艺，全金属屏蔽外壳，防护等级 IP67，工作电压 9V～36V，工作温度范围-42℃～+50℃，存储温度-45℃～+70℃，完全适配野外极端工况。电路设计采用数字地、模拟地分离架构，配置 RC 滤波电路、TVS 瞬态抑制二极管、ESD 抗静电保护元件，有效滤除车辆电源扰动、空间电磁干扰信号，电磁兼容性能满足 GJB151B 标准。

操作面板采用第三代配电面板技术，具备背光均匀、防误操作、全天候工作的特点，防护等级 IP65，平均无故障工作时间 MTBF≥2000h，可实时显示车身高度、系统压力、工作模式、故障代码等信息，人机交互界面简洁直观。

系统搭载高精度角位移传感器与压力传感器，传感器防护等级 IP67，可实时采集各桥悬架行程、车身姿态、液压系统压力信号，信号采集精度达到 0.1%，控制器通过内置算法实时修正姿态偏差，实现车身高度、水平度的精准闭环控制。同时系统具备完善的故障自检功能，可实时监测传感器故障、液压压力异常、电磁阀失效等问题，及时报警并锁定故障状态，保障行车安全。

4 悬架系统运动学与动力学性能校核

4.1 悬架导向机构参数校核

本次悬架采用上短下长双横臂独立导向机构，通过 CATIA 三维建模与运动学仿真，完成导向机构参数精准校核，保障车轮跳动过程中定位参数稳定，降低轮胎磨损，提升转向稳定性。经计算校核，前悬架主销内倾角 8°、主销后倾角 3°、车轮外倾角 0°，定位参数合理，可有效降低转向阻力，提升车辆直线行驶稳定性。

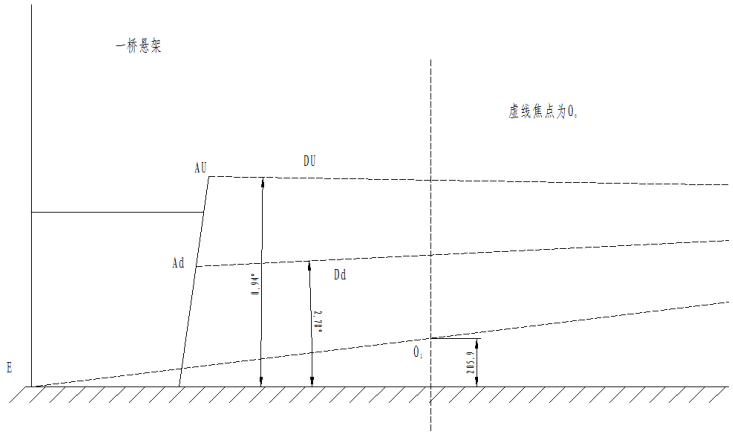


图 8　导向机构示意图

横向导向机构上下横臂与水平线夹角分别为 0.94°、2.78°，悬架侧倾中心距地高度 205.9mm，侧倾中心高度适配重载车辆重心特性，可有效抑制车身侧倾，提升弯道行驶与陡坡工况稳定性。纵向导向机构上下横臂平行布置，与纵向水平线夹角均为 0°，车轮上下跳动过程中轮距、轴距变化量极小，有效避免轮胎异常磨损，保障行驶轨迹稳定。

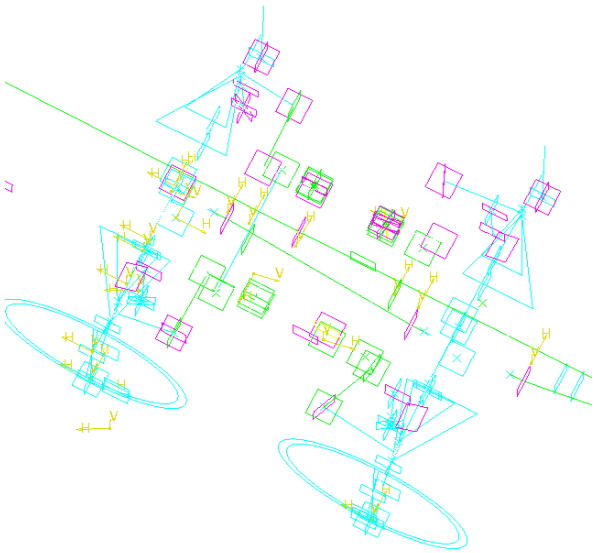


图 9　悬架骨架图

通过三维骨架运动学校核，车轮全行程跳动过程中，前轮定位参数变化平稳、无突变，轮距、外倾角变化量控制在合理范围，导向机构运动干涉量为零，结构布局合理，完全满足重载越野车辆复杂工况下的运动稳定性要求。悬架系统实测杠杆比 0.57，与设计值高度吻合，载荷传递效率最优，可精准传递路面载荷，保障悬架减振与承载性能。

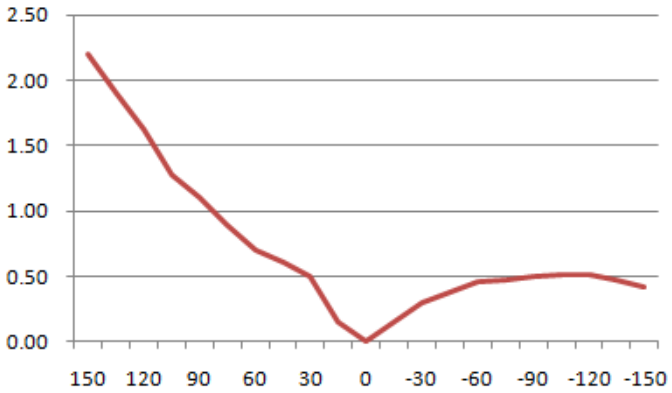


图 10　车轮外倾角变化特性

4.2 整车平顺性性能校核

平顺性是越野车辆核心性能指标，直接决定驾乘舒适性与车载设备稳定性。依据国标平顺性试验方法，对整车空载、满载工况开展随机输入与脉冲输入平顺性校核。在 60km/h 随机路面行驶工况下，驾驶员座椅椅垫上方总加权加速度均方根值≤1.0m/s²，满足优良平顺性指标要求；在 40mm 高度凸块脉冲输入工况下，加权加速度均方根值≤8.0m/s²，悬架缓冲减振性能优异，可有效衰减路面冲击。

满载工况下前后悬架车身偏频分别为 1.06Hz、1.08Hz，偏频区间合理，避开车身固有共振频率，车辆行驶过程中无明显颠簸、抖动现象。油气弹簧非线性刚度特性可完美适配空满载载荷波动，空载状态下低刚度保障舒适性，满载状态下高刚度保障承载稳定性，彻底解决传统悬架重载颠簸、空载过硬的弊端。

4.3 整车通过性与操稳性能校核

依托可调油气悬挂的姿态调节优势，整车通过性与操纵稳定性得到大幅提升。系统-150mm～+200mm 的大范围车姿调节能力，可根据路况灵活调整离地间隙：平坦路面降低车姿，降低整车重心，提升高速行驶稳定性；越野路面抬高车姿，增大离地间隙、接近角与离去角，提升沟壑、陡坡、凸起路面通过能力。

经校核，整车最大行驶侧坡≥30%，最大爬坡度≥60%，极限越野工况稳定性能优异。多轴悬架独立调节功能可实现单侧车身姿态补偿，有效适配倾斜路面、单侧凹凸路面，保障车身水平、轮荷均匀分配，杜绝车轮悬空、打滑现象，大幅提升复杂地形行驶安全性与通过性。同时悬架优良的侧倾抑制性能，可有效降低车辆转弯、变道过程中的车身侧倾幅度，提升操纵精准度与行驶稳定性。

5 关键技术与创新点

5.1 核心关键技术

本文研发的可调油气悬挂系统突破多项重载越野悬架核心技术瓶颈，具体包括：一是高压油气弹簧密封技术，自主研发高压组合密封结构，瞬态临界承压突破 60MPa，解决重载冲击工况油气渗漏难题，大幅提升部件可靠性；二是内置自增压闭锁阀技术，闭锁阀集成于油气弹簧内部，单轮闭锁承载能力达 10 吨，实现姿态精准锁定，杜绝车姿沉降；三是多轴悬架同步控制技术，通过流量精准调控与闭环算法优化，实现 8 组油气弹簧同步动作，解决多轴车辆轮荷不均、姿态偏移问题；四是宽温域抗干扰电控技术，通过多级滤波、电磁屏蔽、三防工艺设计，保障系统在高低温、强电磁、振动冲击工况下稳定运行。

5.2 技术创新点

（1）采用轻量化集成化设计，硬铝合金集成阀组替代传统钢质分体阀组，系统减重 60%，同时缩减布置空间，提升整车有效载荷利用率，兼顾轻量化与高强度需求。

准调控与闭环算法优化，实现 8 组油气弹簧同步动作，解决多轴车辆轮荷不均、姿态偏移问题；四是宽温域抗干扰电控技术，通过多级滤波、电磁屏蔽、三防工艺设计，保障系统在高低温、强电磁、振动冲击工况下稳定运行。

5.2 技术创新点

（1）采用轻量化集成化设计，硬铝合金集成阀组替代传统钢质分体阀组，系统减重 60%，同时缩减布置空间，提升整车有效载荷利用率，兼顾轻量化与高强度需求。

（2）优化双横臂悬架匹配逻辑，结合变刚度油气弹簧特性，实现空满载工况平顺性自适应适配，解决重载车辆载荷波动大、行驶平顺性差的行业痛点。

（3）创新手/自动双模式闭环控制架构，多传感器融合采集姿态数据，毫秒级响应调节，车姿调节精度高、同步性好，可自适应复杂地形，大幅提升车辆全域机动能力。

（4）构建多学科协同设计体系，融合振动力学、流体力学、车辆动力学开展优化设计，系统计算误差控制在 10%以内，设计精度高、研发周期短、可靠性强。

6 试验验证与性能分析

为验证可调油气悬挂系统的可靠性与性能稳定性，开展台架耐久试验、环境适应性试验、整车道路性能试验。台架耐久试验结果表明，系统经过万次循环充放油、振动冲击试验后，无油气渗漏、部件磨损、功能失效等问题，密封性能、结构强度、动作稳定性达标。

环境适应性试验验证，系统在-42℃低温、+50℃高温、湿热、振动、冲击工况下可正常工作，电磁兼容性能满足军用标准，无信号干扰、控制失效问题，极端环境适配能力优异。整车道路试验涵盖铺装路面、土路、砂石路、陡坡等多种工况，试验结果显示，系统姿态调节响应迅速、动作同步性好，车姿稳定无沉降，整车平顺性、通过性、操纵稳定性均满足设计指标，可完全适配 8×8 重载越野底盘全域机动作业需求。

7 结论与展望

7.1 结论

本文针对 8×8 重载越野底盘复杂工况需求，完成可调油气悬挂系统的整体设计、参数匹配、性能校核与试验验证，研发一套集姿态可调、自适应减振、高可靠运行于一体的智能油气悬挂系统。系统采用模块化集成架构，通过高压油气弹簧优化、液压系统精准匹配、闭环电控算法开发，有效解决传统重载越野悬架平顺性差、地形适应性弱、轮荷分配不均、可靠性不足等问题。

经计算与试验验证，该可调油气悬挂系统各项性能指标均达到设计要求，大范围无级车姿调节功能大幅提升车辆复杂地形通过能力，优良的非线性刚度特性与阻尼性能显著优化整车平顺性，高可靠电控与液压系统保障车辆极端工况稳定运行，完全满足 45t 级 8×8 重载越野底盘全域机动作业需求，可为多轴重载特种越野车辆悬架系统研发提供重要的技术支撑与工程参考。

7.2 展望

本次研发的可调油气悬挂系统已实现基础姿态调节与减振功能，后续可结合智能化、无人化越野车辆发展趋势，进一步优化升级：一是引入 AI 自适应控制算法，实现路况实时识别、悬架参数智能匹配，提升系统自适应能力；二是融合车联网、多车协同技术，实现多车辆悬架姿态协同调控，适配无人集群作业场景；三是优化结构轻量化设计，进一步降低系统自重，提升整车载荷利用率与燃油经济性；四是开展极端极地、沙漠工况专项优化，拓展系统应用场景，提升重载越野车辆全域机动能力。

参考文献：

[1] 王望予. 汽车设计[M]. 北京:机械工业出版社,2018.

[2] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,2020.

[3] 刘昕晖, 陈晋市. 车辆油气悬挂系统设计与研究进展[J]. 机械工程学报,2021,57(12):1-12.
[4] 张立军, 庞剑. 越野车辆悬架系统动力学与控制[M]. 北京:国防工业出版社,2019.
[5] 李明, 王强. 多轴重载车辆主动油气悬挂控制策略研究[J]. 汽车工程,2022,44(05):789-796.
[6] 国家军用标准. GJB151B-2013 军用设备和分系统电磁发射和敏感度要求[S].2013.
[7] 国家军用标准. GJB150.16-1986 军用设备环境试验方法 振动试验[S].1986.

基于数字孪生驱动的车辆韧性技术保障体系研究

王理然[1]，刘艳锋[2]，庞建中[1]，崔启明[1]，王楠[1]，白玉梅[1]

（1.北奔重型汽车集团有限公司；2.中国北方工业有限公司）

摘　要：为解决“一带一路”沿线车辆特别是特种车售后技术服务保障“响应流程长、成本高企与体系韧性不足”的问题，本研究基于解构并数字化我国高端装备成熟的保障工程方法论，提出“保障数字孪生体”概念，构建了由其驱动的“云-边-端”协同架构理论模型，并通过案例映射与架构分析加以验证。研究明确了保障数字孪生体作为“感知-诊断-编译”智能中枢的功能，系统阐释了三级网络协同机制，形成了完整的体系框架。该框架将核心竞争力从实体储备升维为数据与规则运营，为行业构建全球化、韧性化服务能力提供了理论蓝图与实施路径。

关键词：售后技术服务保障，数字孪生，云边端协同，一带一路，体系韧性

引言

随着特种车辆在“一带一路”沿线复杂工况市场的不断开拓，其售后技术服务保障体系正面临结构性考验。地理分散、当地基础设施薄弱、合规壁垒众多以及技术技能短缺等因素，共同塑造了一个高度不确定的运维环境。传统保障模式的核心，在于依托海外仓库进行实体备件预置，并辅以周期性的国内专家跨境支援，本质是一种以集中式、刚性资源储备应对分布式、弹性服务需求的“增量优化”思路。

该模式在需求波动加剧、服务距离拉长的挑战下，其响应迟滞、综合运维成本高企、供应链韧性不足等缺陷日益凸显，已触及边际效益的瓶颈。其根源在于，静态的、基于预测的实物供应链，难以匹配动态生成、高度碎片化的现场服务需求，二者存在结构性错配。因此，行业应超越局部改良，转向从根本上重构保障范式。核心问题在于：在数字化与网络化时代，如何系统性地构建一个能够实现“主动预防、资源智能协同、弹性适应”的高韧性售后技术服务保障体系，从而在“一带一路”复杂场景下，根本性提升服务效率与任务保障能力？

本文遵循“理论构建-体系设计-初步验证”的研究路径。首先通过文献综述厘清研究缺口，系统解构既有的高端装备保障工程方法论，创新性提出“保障数字孪生体”核心概念，并以此构建“云-边-端”三级协同的理论框架，详述其运行机制。其次，通过体系分析与典型案例映射，对该框架的构成价值进行初步阐释与验证。最后，深入探讨理论贡献、管理启示与未来方向，旨在为构建新一代韧性保障体系提供兼具理论与实践洞察力的系统化蓝图[1]。

1 文献综述与研究缺口

1.1 特种车辆售后技术服务保障模式演进

车辆售后技术服务保障模式历经了三个阶段的演进。1.0阶段的“被动维修”模式以故障事后响应为核心，依赖技师经验与高额备件库存[3]，成本高效率低。2.0“主动服务”模式引入了定期预防性维护与远程技术支持，通过服务合约提升客户黏性，但其本质仍是“计划驱动”和“资源堆砌”，未能根除库存冗余和突发故障导致的停机损失。当前，行业正迈向3.0“智能服务”阶段，其标志是车联网、大数据技术的应用[3]，旨在实现预测性维护与资源调度的初步优化。

然而，现有研究多为技术或商业模式上的“点状”创新，在保障体系的整体架构与多主体协同机制方面存在短板。这正是当前保障体系不适应“一带一路”沿线“分布式、高不确定性”环境的理论根源。

1.2 数字孪生技术在运维服务中的应用与局限

数字孪生技术作为实现物理世界与信息世界交互融合的核心，已在制造业展开应用[4]。例如，在设计阶段，产品数字孪生用于仿真设计和优化[5]；在生产阶段，工厂数字孪生 服务于产线调试与工艺优化[6]。在运维领域，其应用核心在于利用实时数据驱动虚拟模型，实现对装备健康状态的监测、可视化与分析，为预测性维护提供决策支持。

然而，现有对运维阶段数字孪生的研究与实践，大多仍采用“监测-分析-预警”的模式[7]，本质上是设计孪生在使用阶段的逻辑延伸，其功能仍限于“状态反映”与“决策辅助”，未能重构“任务-资源-执行”这一核心作业流程，缺乏以“知识封装”和“任务执行”为目标、专为售后场景定义的“保障数字孪生体”及其架构。这一理论空白，使得数字孪生技术与保障业务流未深度交融，未直接驱动现场服务的标准化、智能化与协同化发展。

1.3 “一带一路”背景下特种车辆供应链与服务链韧性

现有供应链韧性研究已形成包含稳健性、可恢复性、适应性与学习性的多维理论框架[8]，但其应用多集中于消费电子、快消品等标准化产品的流通网络。这类研究通常预设了完善的基础设施、稳定的政策环境与成熟的第三方物流，其韧性策略聚焦于多源采购、库存缓冲与路径优化[9]。

然而，将此框架直接套用于“一带一路”特种车售后技术服务保障场景，则显现出明显局限。特种车辆作为高价值、长周期装备，其售后技术服务保障本质是一个深度嵌入项目运营、强依赖现场技术活动的 “产品-服务集成系统” 。其韧性挑战远超物流中断，更涵盖技术协同失效、知识传递断裂与合规风险等方面[10]。当前对技术密集型、服务主导型供应链的众多研究中，对如何在海外“基建薄弱、地缘多变、本地能力不足”等复合挑战下，系统性构建韧性服务体系，尚缺乏深入探讨[11]。

1.4 研究评述与本文定位

综上，现有研究虽然在技术、运营与战略层面各有侧重，但尚未在统一框架内整合。本文旨在突破此局限，将数字孪生技术、服务运营架构与“一带一路”战略场景进行体系性整合与重构，构建一个兼具理论严谨性与实践指引性的整体分析框架，填补理论空白。

2 理论框架：保障数字孪生体驱动的协同网络模型

2.1 内核解构：从工程实践到可计算数字模型

我国高端装备保障体系的优势，根植于其系统化的工程方法论。实现其数字化跃迁，核心在于将这套方法论的内在逻辑，转化为机器可调度、可演算的数字模型，而非资料的简单电子化。由此构建的任务、资源、知识三大模型，共同奠定了驱动“云-边-端”网络智能协同的数字基石。

2.1.1 任务模型：基础工作包

维修手册中的“工作包”是保障活动的基础操作单元[12]。其数字化核心在于将其转化为具备标准输入、输出与执行接口的可执行程序模块。例如，“更换机油滤清器”可定义为包含专用工具编码、标准扭矩参数与反馈机制的结构化指令。通过对全套手册的系统解构，形成覆盖所有维修场景的标准化任务程序库[13]，为任务的远程精准下发与自动化编排奠定基础。

2.1.2 资源模型：精准编码的全局调度图谱

备件图册与 NSN 编码体系构建了基于整车物料清单（BOM）的资源逻辑架构[14]。数字化建模为每个实体资源（零件、工具、器材）赋予唯一数字身份与多维属性标签，从而将静态物料清单升维成一张动态、可全局透视与调度的“资源知识图谱”。该图谱与任务模型通过编码强关联，确保任务触发时，能实现秒级的资源精准寻址与一键调度。

2.1.3 知识模型：结构化故障诊断规则库

传统故障诊断流程图封装了专家经验。其数字化核心是将这些经验转化为结构化的“IF-THEN”规则链或因果图模型，构建保障数字孪生体的诊断推理引擎[15]。当注入实时数据，模型可自动沿最优路径推理，锁定故障根源，并直接关联至“任务模型”中对应的维修程序。

由此，实体手册中知识、任务、资源的物理耦合被解耦为独立、可自由组合的逻辑层。其中，

任务层定义“做什么”，资源层明确“用什么做”，知识层回答“为何与如何判断”。三层模型通过标准化接口互联，使保障活动从依赖纸质文档的固定流程，蜕变为由数据驱动、可软件定义、可全局优化的柔性系统，为后续协同网络提供纯粹的“数字燃料”。架构模型见图 1。



图 1　架构模型

2.2 体系顶层架构：“云-边-端”三级韧性协同网络

基于上述数字内核，需构建其承载与运行的物理与逻辑架构。本文摒弃传统“总部-前哨”的星型辐射模式，提出以“保障数字孪生体”为智能核心、贯通“云、边、端”的协同服务网络，其设计遵循智能集中、执行下沉、资源协同、数据驱动原则。架构图见图 2。



图 2　“云-边-端”三级协同韧性网络体系架构图

2.2.1 云端智慧决策中枢

云端是体系的“智慧大脑”，承载全量“保障数字孪生体”，其核心职能是复杂认知计算与全局优化。孪生体融合车辆实时数据与历史档案，调用内嵌知识模型进行健康诊断与故障预测。当预警触发，它能依据任务模型与资源图谱，智能编排维修方案，并“编译”生成唯一、机器可读的标准化数字工单，其中包含故障精确定位、作业步骤、所需资源及安全标准。云端输出的核心是经过仿真验证的“最优行动指令”与“全局资源态势”，而非实体备件。

2.2.2 边缘层区域赋能与资源枢纽

边缘节点是连接国内智能与当地运营的关键物理枢纽，部署于“一带一路”沿线核心区域，承担三重复合职能。一是敏捷响应中心职能。作为高频备件区域仓储，依据云端调度指令实现快速履约。二是本地化再制造中心职能。接收云端下发的零件数字模型与工艺包，利用增材制造等能力进行近场快速生产，将长周期国际采购转化为按需本地创造，此为应对供应链中断的核心设计。三是属地赋能中心职能。负责对本地合作服务商进行技术培训、认证与二级支持，并作为数据缓冲节点。

2.2.3 现场端数字化执行触点

现场端是价值实现的终端，即一线授权服务商与技师。其核心变革在于通过 AR 智能终端接收并执行云端下发的数字化工单。AR 技术将作业指引、参数与安全警示叠加于实车视野，实现“所见即所修”，大幅降低对人员经验的依赖，保障作业全程的标准化与可追溯。对于复杂问题，可启动与云端专家的远程 AR 实时会诊，实现“专家视角”直达现场。所有执行过程与结果数据均实时反馈至云端，形成“感知-决策-执行”的完整数据闭环。

2.3 关键运行机制：数据驱动下的智能协同与优化

理论架构的有效性由其内在运行机制保障。本框架通过三大机制，将数字孪生体、云端智能与边缘资源贯穿为一个可自我优化的有机整体。

2.3.1 智能诊断与工单编译机制

此机制是保障活动智能化的起点。当车辆数据触发预警，云端对应的“保障数字孪生体”立即激活，启动深度推理[16]：它融合实时数据流与历史档案，调用内嵌的“故障-诊断知识模型”，在虚拟空间中进行多维度仿真与因果链推演，以锁定根本原因。智能故障诊断的具体流程如下：

第一步，故障现象识别与匹配。保障数字孪生体持续接收车载传感器数据与使用人员报修信息，通过与预设的故障现象库进行语义匹配，锁定当前发生的故障类型。例如，当系统接收到“发动机无法起动”的信号时，即自动索引至故障诊断模型中对应的诊断规程。

第二步，基于故障树的逐级排查。系统模型中预设的诊断步骤，以“逻辑二分法”逐项执行推理。以“发动机不能起动”为例，系统首先检查蓄电池电压是否为 24V（步骤 A）；若否，则输出“充电或更换蓄电池”的维修指令；若是，则进入下一步——检查起动电机是否工作（步骤 B）。如此逐级推进，直至定位故障发生的根本原因。每一步的判断结果均导向后续的检查项或最终的维修动作。

第三步，诊断结论与工单关联。当系统完成所有必要步骤的推理后，自动输出结构化的诊断结论，包含故障代码、故障描述、置信度评分及建议维修方案。该结论直接关联至对应的维修工作包，为后续数字化工单的编译提供精准输入。

第四步，诊断知识闭环更新。每次诊断结果与实际维修结果的比对数据，均回传至知识模型，用于优化故障树的判断权重与分支逻辑，使诊断引擎在实践中持续进化。

诊断完成后，系统依据结果，从“任务模型”库中自动匹配、组合出最优维修“工作包”序列，并从“资源模型”图谱中关联所有必备资源，编译生成一份结构化的、唯一可信的“数字化工单”，确保全球任何服务节点执行动作的标准统一。

2.3.2 资源动态调度与协同机制

数字工单生成后，即刻触发全局协同调度资源。云端调度引擎以“最小化总响应时间与综合成本”为目标，对工单进行智能拆解与路径规划。对于标准备件需求，引擎实时查询“边”节点的库存图谱，生成从最近边缘仓直发或跨仓调拨的最优物流指令。对于需再制造的长尾件，则自动将附带的零件三维模型与工艺参数包，下发至具备相应产能的“边”节点增材制造中心，触发本地生产。同时，系统根据工单复杂度与服务商认证等级，将任务派发至最合适的“端”服务商。整个过程实现了资源（物料、产能、人力）在数字空间的精准、动态匹配，完成了从“人找资源”到“任务配资源”的根本转变。

2.3.3 知识闭环与体系进化机制

体系的智能建立在持续的学习循环之上。每一次现场服务执行，其过程数据（如 AR 记录的作业时长、技师反馈、失效件信息、维修后性能验证数据）均结构化回传至云端。这些高保真运维数据被用于双重优化：一是反馈优化诊断模型，修正特定环境下的故障概率；二是优化资源策略，如调整安全库存或改进再制造工艺。更重要的是，这些数据持续“喂养”和迭代保障数字孪生体本身，使其仿真环境日益逼近真实，预测与决策能力不断增强。由此，整个体系形成一个“感知-决策-执行-学习”的增强闭环，驱动保障能力从“经验依赖”走向“数据驱动”的自主进化。

3 框架阐释、实施路径与初步验证

3.1 研究方法与案例选择

为验证理论框架的合理性与实践相关性，本研究采用架构分析法与探索性多案例研究相结合的混合策略。前者用于对“云-边-端”体系进行形式化描述与逻辑自洽验证；后者旨在将理论框架与行业实践进行映射与实证。

案例选取遵循“理论抽样”原则，聚焦于已在“一带一路”市场开展数字化服务探索的国内头

部重卡企业。例如，中西部地区某主机厂的“车联网+区域支持中心”模式与东部地区某主机厂的智能运维实践，虽未形成完整闭环，但恰好为本框架中“云”、“边”、“端”核心组件的必要性与可行性提供了宝贵的现实参照与初步实证。

3.2 基于案例的框架组件阐释

行业实践表明，本理论框架各组件已现雏形，其成效与瓶颈恰好完成了对框架的必要论证。

3.2.1 云端智能中枢的雏形与深化

领先企业的车联网平台已构建孪生体的数据感知层，实现了关键状态监控。然而，其诊断逻辑仍固化为“故障码-建议”的简单映射，尚未内化为可推理的“知识模型”，缺乏从数据中自主定位原因并编译工单的能力。案例表明，推动云端从“状态看护仪”向“诊断决策中心”演进，是释放数据价值的关键环节。

3.2.2 边缘区域枢纽的实践探索与瓶颈

现有海外“配件中心库+培训中心”，承担了框架“边缘层”的仓储与赋能职能。但案例暴露两大瓶颈：一是对“长尾件”的响应仍依赖调拨；二是节点仅有“储”、“训”功能，缺乏接收数字指令进行本地化快速再制造的核心产能。这印证了将“边”节点定义为“制造与赋能中心”的前瞻性。

3.2.3 现场执行单元的数字化赋能进展

智能终端与 AR 辅助系统的推广，是“现场端”的初步落地。然而，当前下发的维修指令多依赖人工研判，尚未与云端智能诊断生成的“结构化数字工单”自动关联。案例表明，打通“云”到“端”的标准化、自动化指令流，是下一阶段提升全局效率的重点工作。关键差距映射见表 1。

表 1　行业实践与理论框架的关键差距映射

对比维度	当前行业实践	本研究所构建的理论框架	所揭示的演进必然性
核心中枢	车联网平台作为“看护仪”。 功能：数据监测、可视化、阈值告警。决策依赖人工经验与简单规则映射。	保障数字孪生体作为“诊断脑”。 功能：集成知识模型，实现故障智能推理、根因定位与数字化工单自动编译。	从“状态反映”　到“智能决策”的升维，是释放数据价值、实现响应自动化的关键。
节点功能	海外仓库作为“成本中心”。 职能：实体备件仓储、基础培训。对长尾需求与供应链中断脆弱。	边缘枢纽作为“赋能与创造中心”。 职能：高频件仓储 + 本地化再制造 + 深度技术赋能。	从“仓储物流”节点　到“柔性产能”节点　的转变，是构建供应链韧性与应对“长尾”挑战的核心。
协同机制	“人驱”的信息化协同。 特征：依赖电话、邮件沟通；IT 系统呈碎片化；资源调度基于经验；数据未形成优化闭环。	“数驱”的智能化协同。 特征：以“数字主线”贯通全流程；资源由全局算法优化调度；“感知-决策-执行-学习”形成闭环。	从“工具辅助的流程”　到“算法定义的系统”　的范式重构，是实现全局效率与韧性优化的基础。

3.2.4 运行机制的初步印证

现有实践中，“数据反馈”机制已具雏形，但数据多用于统计而非驱动模型优化；“资源调度”仍依赖经验。这些差距恰恰表明，应从零散的 IT 工具应用，走向以“数字主线”全流程贯通的智能协同系统。

3.3 实施路径、价值与战略跃迁

该框架的实施遵循“由点及面、由内而外”的发展路径，旨在逐步释放其链式价值。其路径规划与战略意义如下。

3.3.1 分阶段实施路径

共分为三个阶段，一是试点验证阶段。选取旗舰车型与战略项目，打造“数字化保障套餐”，核心是打通“车-云-端”数据与业务闭环，完成技术可行性与商业模式的压力测试。二是网络构建阶段。在重点区域与当地优质伙伴共建“边缘赋能枢纽”，中方输出数字平台、标准与工艺包，合作方提供场地与本地网络，形成可复制的“云-边-端”服务骨干，实现区域化深度运营。三是生态

发展阶段。在骨干网络与接口标准成熟后，有选择地向第三方开放平台能力，吸引独立软件开发商、再制造服务商、物流服务商入驻。主机厂角色从“服务提供者”转向“平台运营者与标准制定者”，构建网络化、可持续的产业生态。

3.3.2 核心价值与战略跃迁

该范式的直接价值在于优化装备全生命周期总拥有成本（TCO）。通过精准诊断与数字工单，提升首次修复率、减少误判；通过按需制造与智能调度优化全球库存，降低综合服务成本、提升设备出勤率。

同时，其核心价值还在于构建体系韧性。分布式“边缘枢纽”及本地化制造能力有效缓冲了供应链中断风险；数字化远程赋能降低了对专家现场支援的依赖。体系具备的多节点冗余与服务路径动态重构能力，使其能有效适应“一带一路”沿线复杂多变的环境。

最终，将推动产业完成战略跃迁，即从特种车辆制造商向“全生命周期资产运营商”转型。企业的核心竞争力从硬件产品，延伸至覆盖装备全生命周期的数据、算法、服务网络与生态规则；全行业从输出“产品”迈向输出“产品+标准+服务体系”，有力支撑国家高端制造“走出去”的战略布局。

4 讨论

4.1 理论贡献

首先，明确了“保障数字孪生体”作为驱动“任务-资源”协同的“动态智能体”这一核心理念，将数字孪生技术从设计制造域拓展至售后技术服务保障域，并阐述了其如何融入业务闭环。

其次，构建了“云-边-端”三级协同网络这一面向高不确定性环境的韧性保障体系架构，该架构系统整合了智能感知、分布式决策与现场赋能，并揭示了其通过资源动态调度与知识闭环实现韧性的内在机制，为复杂装备服务供应链的分析与设计提供了关键理论工具。

最终，研究从理论上阐释了高端装备服务迈向“国际化、数字化”的跃迁路径，论证了以“体系能力数字化升维”替代“单一产品输出”的服务保障新范式，并明确了如何将成熟的工程实践方法论转化为全球服务能力与标准引领力。

4.2 管理启示

本研究框架对产业实践具有明确指引。对于主机厂，需实现三重战略转向：一是将售后技术服务保障从“成本中心”定位为“核心资产”，将数字化保障体系视为支撑产品竞争力与可持续盈利的关键因素；二是投资于“保障知识工程”，将隐性经验系统性地转化为可复用的数字规则与模型，构建智能中枢；三是探索“赋能型”本地化生态，从自建网点转向通过输出标准、工具与能力认证，对当地优质服务资源进行整合与赋能，构建风险共担、利益共享的共生网络。

对行业组织的启示在于组织攻坚“协同基础”。应确立“保障数据模型、数字工单格式、远程辅助接口”等核心领域的团体标准、国家标准，降低产业链上下游的对接成本，为形成开放、协同的生态环境奠定基础。

4.3 研究局限与未来方向

本研究构建的框架属理论探索阶段，其普适性与有效性需要通过纵向深度案例或开展课题研究等工作实现实证与迭代。未来可沿三个方向深化研究：一是开展多国别比较研究，验证框架在不同制度、基建水平与产业环境下的适配性；二是深入保障数字孪生体的算法层，研究故障推理、资源调度等模型的算法效能及优化路径；三是基于该数字架构探索商业模式，如“产品服务合约”的定价、履约与风险管理，实现闭环于商业价值。

5 结论

1）对特种车辆技术服务保障体系进行数字化重构，是提升“一带一路”沿线保障韧性的必然方向。传统依赖实体资源预置的模式已触及瓶颈，保障体系的核心竞争力需从实物储备，转向对数据、

算法与协同规则的深度运营。

2）“保障数字孪生体”是驱动上述重构的智能核心。本研究构建的“云-边-端”协同网络框架，将成熟的保障工程方法论解构为可计算、可调度的三大数字模型（任务、资源、知识），并明确了其全流程闭环运行机制，为构建高韧性保障网络提供了具体的理论架构。

3）本框架为产业提供了从范式到实施的系统级支撑。该研究不仅指明了保障体系向主动预防与弹性协同演进的路径，更从理论上论证了通过“体系能力数字化升维”，将积累的工程实践优势转化为全球服务与标准输出优势的可行方案，对特种车辆产业国际化发展具有战略价值。

参考文献：

[1] 赵福全, 刘宗巍. 中国汽车产业国际化发展战略与关键路径研究[J]. 汽车工程, 2020, 42(1): 1-8.

[2] 王耀斌, 高鲜萍. 汽车售后服务管理（第 3 版）[M]. 北京: 机械工业出版社, 2020.

[3] 中国汽车工程学会. 节能与新能源汽车技术路线图 2.0[M]. 北京: 机械工业出版社, 2020.

[4] TAO F, ZHANG H, LIU A, et al. Digital twin in industry: state-of-the-art[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2019, 15(4): 2405-2415.

[5] 陶飞, 刘蔚然, 刘检华, 等. 数字孪生及其应用探索[J]. 计算机集成制造系统, 2018, 24(1): 1-18.

[6] 庄存波, 刘检华, 熊辉, 等. 产品数字孪生体的内涵、体系结构及其关键技术[J]. 计算机集成制造系统, 2017, 23(4): 753-768.

[7] 李浩, 王昊琪, 文笑雨, 等. 数字孪生驱动的智能制造与智能服务研究综述[J]. 计算机集成制造系统, 2020, 26(6): 1456-1469.

[8] IVANOV D, DOLGUI A. OR/MS models for supply chain resilience: a systematic literature review and research agenda[J]. Annals of Operations Research, 2023, 327(3): 653-690.

[9] PONOMAROV S Y, HOLCOMB M C. Understanding the concept of supply chain resilience[J]. The International Journal of Logistics Management, 2009, 20(1): 124-143.

[10] 陈国华, 张新. 面向“一带一路”供应链风险识别与防范策略[J]. 中国软科学, 2020(6): 43-53.

[11] 王建民, 刘继红. 复杂装备服务供应链韧性管理研究综述[J]. 管理评论, 2021, 33(9): 215-228.

[12] 全国汽车标准化技术委员会. GB/T 18344-2016 汽车维护技术规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.

[13] 刘振华, 陈永光. 装备保障模式演进与数字化保障体系建设思考[J]. 兵工自动化, 2020, 39(10): 62-66.

[14] 全国汽车维修标准化技术委员会. GB/T 16739.1-2009 汽车维修业开业条件 第 1 部分：汽车整车维修企业[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.

[15] 李明, 张涛. 基于知识图谱的装备故障诊断与维修决策方法[J]. 计算机集成制造系统, 2023, 29(3): 876-888.

[16] 张旭, 王爱民, 刘检华. 基于数字孪生的装备远程维修保障与现场执行闭环研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(10): 245-256.

基于平台衍生型正向设计的纯电动专用车开发

王理然，王伟光，庞建中，赵杰，邢满禧，张文燕

北奔重型汽车集团有限公司

摘　要：专用车电动化是商用车绿色转型的重要方向，修井车作为典型油田作业车辆，其电动化是油气田绿色转型的刚性需求。本文提出平台衍生型正向设计（PDFD），在内燃机平台约束下，以营销需求为输入，通过需求澄清、平台解构、架构重构、参数验证四步法实现专用作业车电动化正向设计。以北奔 NG09 平台纯电动修井车底盘为案例，完成了从营销需求草稿到技术架构的收敛，并通过量化决策矩阵确定了单双电机架构与取电方案。建立了井场网电 30kV·A 约束下的复合电源容量匹配优化模型，揭示了势能回馈电流超过 1.5C 时电池 SOH 指数衰减规律，确定了 1.2C 恒流回馈策略。仿真表明，能耗降低 35%，势能回收效率达 30%。该方法为存量内燃机平台电动化衍生提供了可复用范式。

关键词：平台衍生型正向设计；纯电动修井车；NG09 平台；架构收敛；复合电源匹配

1 文献综述与研究缺口

1.1 研究背景

专用车品类繁多、场景多样，是电动化转型的关键领域[1]。其中，修井车作为油气田主力作业装备，保有量大、能耗高，其电动化是油气田装备绿色转型的刚性需求[2]。然而，现有纯电动修井车多采用“油改电”路径，即在柴油底盘上以电动机替换柴油机，底盘与上装能量耦合度低。更深层的制约在于：这类项目通常始于营销端提供的初步需求草稿，需求定义模糊、矛盾点众多，行业缺乏从“模糊需求”到“可实施技术架构”的系统性收敛方法。本文以修井车为工程载体，在既有内燃机平台边界内，以营销端初步需求为输入，探讨实现专用作业车电动化的正向设计方法。

1.2 研究现状与不足

当前与修井车电动化相关的研究可分为三类。一是原生正向重卡设计，以卡文 BEACON 为代表[3]，基于全新平台实现三段式布局与 800V 架构，但该方法从全新平台起步，无法直接用于存量内燃机平台。二是油改电修井车工程样机，如中原油田、石化机械开发的纯电修井机[4~5]，虽然实现了功能替代，但底盘与上装耦合松散，能量管理精细化程度不足。三是基于成熟车型的差异化改装，即在现有底盘上进行电动化适配[6]，但架构受限于原车边界，难以实现系统性优化。上述研究的共性问题为：均假设顶层需求完备，缺乏从“营销端初步需求草稿”到“可工程化技术架构”的收敛方法；且修井车特有的“井场网电约束+势能回馈”工况未被系统性建模。本文旨在填补上述空白。

1.3 研究内容与论文结构

本文研究目标包括：提出平台衍生型正向设计（PDFD）方法论；以北奔 NG09 平台为载体，完成从营销需求草稿到技术架构的收敛；建立井场网电约束下的复合电源容量匹配模型并进行仿真验证。论文结构如下：第二章阐述 PDFD 方法论，并结合 NG09 案例详述四步法实践；第三章建立复合电源容量匹配模型，揭示势能回馈与电池 SOH 的协同规律；第四章给出底盘设计实现与先进性量化对比；第五章总结结论与展望。

2 PDFD 方法论与工程实践

2.1 平台衍生型正向设计（PDFD）方法论的定义与内涵

平台衍生型正向设计（Platform-Derived Forward Design, PDFD）是指在既有内燃机平台的空间、轴荷、通过性等边界约束下，以营销端初步需求为顶层输入，通过“需求澄清→平台解构→架

构重构→参数验证”四步法，实现专用作业车电动化正向设计的系统性方法。与原生正向设计相比，PDFD 的起点不是全新平台，而是存量内燃机平台，架构自由度受平台边界约束；与“油改电”差异化改装相比，PDFD 的决策链是“需求→约束→架构→参数”自上而下，而非“现有零件替换→组装→调试”自下而上。PDFD 在“原生正向”与“逆向改装”之间开辟了新的工程路径，并将其应用于 NG09 平台纯电修井车底盘开发，为存量平台电动化衍生提供了可复用的工程范式。

2.2 PDFD 四步法

PDFD 四步法的闭环流程如图 1 所示。该方法以营销端初步需求为输入，经需求澄清、平台解构、架构重构、参数验证四个步骤，形成从“模糊需求”到“可工程化技术架构”的完整收敛路径。若参数验证未通过，则返回架构重构步骤进行迭代，直至所有指标满足标准要求。

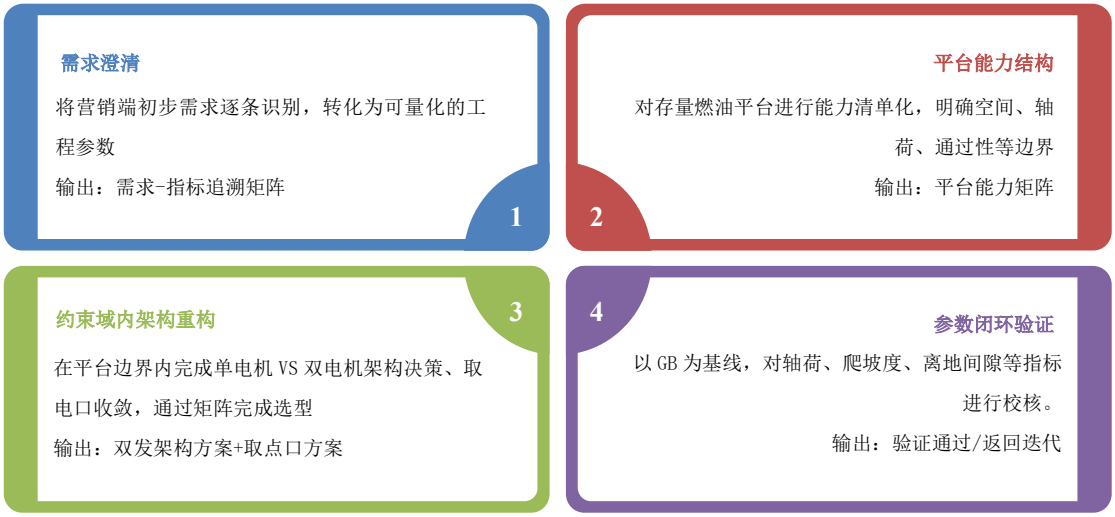


图 1　PDFD 四步法流程

2.2.1 步骤一：需求澄清与可工程化转化

PDFD 的第一步是将营销端提供的初步需求草稿转化为可工程化的技术指标。以本项目技术协议草稿为例，营销端提出的需求包括：应用场景为油田修井机改装、运距 20-50km、续航≥320km、作业时间≤10h、充电模式为一体式直流桩与 40kW 车载 OBC 等。然而，这些需求存在多处模糊与矛盾：上装动力方案未明确是“单电机”还是“双电机”；取电接口数量与底盘能力不匹配；防爆资质要求未落实等。通过逐条标记“待落实项”、识别矛盾点，最终形成需求-指标追溯矩阵，将模糊需求转化为可量化的工程参数。该矩阵是后续重构架构的输入基准。

2.2.2 步骤二：平台能力解构

步骤二对 NG09 平台进行能力参数化，明确可供电动化衍生的边界条件。NG09 平台为北奔新一代内燃机重卡平台，采用模块化车架设计，适合市场定制[7]。关键能力参数包括：车架截面 300×80×8+6+8mm，前桥允许轴荷 9000/9000kg，后桥允许轴荷 18000kg，轴距 1950+4600+1450mm，最小离地间隙 300mm，最大爬坡度 30%等。此外，转向系统为电动液压混合助力，制动系统为双管路气压制动。将这些参数整理为平台能力矩阵，明确各项指标的上限、下限与可改性评估，为后续架构重构提供约束边界。

2.2.3 步骤三：约束域内架构重构

步骤三是 PDFD 的核心环节，即在平台能力边界内完成架构方案的最优收敛。本项目的关键决策是“单电机”与“双电机”方案的选择。单电机方案由底盘电机通过断轴取力器同时驱动行走与上装，系统简单但存在“防爆资质缺失、动力电池作为单一能量源需同时承担上装作业峰值与底盘辅机常时功耗，在电池容量与峰值输出受限时存在功率分配的结构性瓶颈”等风险。双电机方案由底盘电机（360kW）独立驱动行走，上装配备 150kW 防爆电机驱动绞车、40kW 电机驱动井架与液压钳，上装与底盘形成功率流解耦的独立驱动架构，从根本上消除了功率耦合瓶颈，行走与作业完全解耦。基于六维度加权决策矩阵（防爆合规性 25%、电源独立性 20%、系统复杂度 15%、成本 15%、可靠性

15%、维护便利性 10%）的量化评估，双电机方案以 7.05 分胜出（单电机方案 5.15 分），被确定为最终架构方案。

各维度权重的赋予以井场安全与作业连续性为首要原则。防爆合规性权重最高（25%），源于井场易燃易爆环境对电气设备的强制性要求，一旦失效可能导致严重安全事故。电源独立性权重次之（20%），因单一能量源的功率分配瓶颈直接影响作业连续性与电池寿命。系统复杂度与成本各占 15%，在满足安全与性能前提下适度优化。可靠性（15%）考虑了双电机方案因增加电机与变频器而引入的额外故障点，但冗余设计可部分抵消此风险。维护便利性（10%）权重最低，因修井车作业周期内维护窗口有限，对总拥有成本影响较小。

评分过程中，单电机方案在防爆合规性上仅得 2 分，因其底盘电机无法满足 Ex dⅡC T4 隔爆要求，改造难度大且认证周期长，构成否决性缺陷；双电机方案在此维度得 9 分，因其上装电机可选用专业防爆产品。

电源独立性的提升以增加系统复杂度为代价：双电机方案虽然实现了上装与底盘的电源物理隔离，但增加了电机、变频器及配套冷却系统的数量，使高压配电拓扑从单路变为双路，线束长度增加约 40%，控制器数量增加 1 个。这一复杂度增量在评分中体现为系统复杂度维度得分较低（双电机 5 分 vs 单电机 8 分）。然而，从全生命周期角度看，电源独立性带来的能耗节约与作业可靠性提升可在 2 年内抵消初始成本增量，使双电机方案在经济性上仍然占优。

另一关键决策是取电接口的收敛：营销需求要求三个独立取电接口，但底盘五合一控制器仅能提供一组取电口。最终方案为由改装厂制定配电方案，底盘预留一组高压取电接口（持续载流≥300A）及控制信号线束，液压油加热（2kW）从车载 OBC 取 AC220V 供电。

2.2.4 步骤四：参数闭环验证

步骤四以国家标准与平台边界为基线，对架构方案进行参数闭环验证。整车轴荷校核依据 SY/T 5534-2019《石油天然气钻采设备 油气田专用车通用技术规范》[8]6.4 节的轴荷限值条款；上装修井机技术要求符合性依据 GB/T 23505-2017《石油天然气工业 钻机和修井机》[9]。以轴荷分配为例：整备质量 15275kg，前轴允许轴荷 9000/9000kg、后桥允许轴荷 18000kg（源自 NG09 平台能力矩阵），经校核，单轴轴荷未超过 13000kg 限值（SY/T 5534-2019 6.4.1），驱动轴轴荷占比、转向轴轴荷占比均满足标准要求，确认双发架构方案在轴荷维度收敛。若某项参数未收敛，则返回步骤三进行架构迭代。通过本轮验证，确认双电机架构方案在轴荷、爬坡度、最小离地间隙等关键指标上均满足标准要求。

2.3 PDFD 与现有方法的对比

表 1 从三个核心维度对比了 PDFD 与原生正向设计、油改电差异化设计的差异。在平台起点上，原生正向设计从全新平台起步，PDFD 依托既有内燃机平台，油改电则以成熟车型为基础。在需求输入方面，原生正向设计需要完备的场景定义，PDFD 能够处理营销端初步需求草稿，油改电则依赖现有车型参数。在架构自由度上，原生正向设计完全自由，PDFD 受平台边界约束，油改电受车型边界约束。PDFD 的独特价值在于：它是唯一适用于“存量平台+模糊需求”场景的正向设计方法，为大量无法从全新平台起步的专用作业车电动化提供了可复用的工程范式。

表 1　三种设计方法的对比

维度	原生正向设计	PDFD（本文）	油改电差异化设计
平台起点	全新平台	既有内燃机平台	成熟车型
需求输入	完备场景定义	营销端初步需求	现有车型参数
架构自由度	完全自由	受平台边界约束	受车型边界约束

3 井场网电约束下的复合电源容量匹配模型

3.1 问题定义与模型假设

井场网电容量通常仅为 30kV·A，而修井作业绞车额定功率达 150kW，二者之间存在近五倍的量级差距，必须依靠车载储能进行功率补偿。为此，建立“网电-储能-势能”三源微网容量匹配优化模型，即“网电-储能-势能三源汇流至高压母线，供给上装与底盘负载”，见图 2。模型假设如下：（1）井场网电恒定输出 30kW；（2）动力电池可同时进行充电与放电操作；（3）势能回馈效率取 30%，参考同类系统实测值[10]；（4）作业节拍服从泊松分布，基于油田典型修井工况统计。上述假设为后续数学建模提供了合理边界。



图 2　三源微网容量匹配模型

3.2 数学模型

目标函数：以全生命周期总成本最小为目标，表达式为：

$$minC_{total}=C_{bat}+C_{grid}+C_{grid}+C_{degradation} \tag{1}$$

其中，C_{bat}为电池购置成本（元/kWh×容量），C_{grid}为井场网电扩容成本（元/kW×扩容功率），$C_{degradation}$为势能回馈导致的电池寿命折损成本（按 SOH 衰减折算）。

约束条件：

（1）功率平衡约束：

$$P_{grid}(t)+P_{bat}(t)+P_{regen}(t)\geq P_{load}(t) \tag{2}$$

其中，$P_{grid}(t)$为 t 时刻井场网电输出功率（kW），$P_{bat}(t)$为时刻电池放电功率（kW，正值放电、负值充电），$P_{regen}(t)$为时刻势能回馈功率（kW），$P_{load}(t)$为时刻作业负载需求功率（kW）。该式表示网电、电池放电、势能回馈三者之和须满足作业负载需求。

（2）电池 SOC 约束：

$$20\%\leqslant SOC(t)\leqslant 95\% \tag{3}$$

其中，SOC(t)为时刻电池荷电状态。该式用于防止电池过充过放。

（3）电池功率约束：

$$|P_{bat}(t)|\leqslant 300\text{kw} \tag{4}$$

其中，$P_{bat}(t)$为时刻电池功率（kW），绝对值表示充放电功率均受此限值约束。该限值基于 600kWh 电池 1C 倍率确定。

（4）网电功率约束：

$$P_{grid}(t)\leqslant 30\text{kw} \tag{5}$$

其中，P_{grid}为 t 时刻井场网电输出功率（kW），该限值对应井场变压器容量上限。

（5）势能回馈约束：

$$\int P_{regen}(t)\,dt \leqslant 50\text{kwh（周期）} \tag{6}$$

其中，$P_{regen}(t)$为 t 时刻势能回馈功率（kW），积分表示单次作业周期内可回收的总能量上限。

求解算法：采用粒子群优化（PSO）算法[11]，种群规模 50，最大迭代次数 200，惯性权重 0.8，学习因子c_1=c_2 = 2。以电池容量、回馈电流倍率、网电扩容功率为决策变量，在约束域内搜索全局最优解。

3.3 势能回馈与电池 SOH 协同

势能回馈虽可降低能耗，但频繁的充放电切换会加速电池老化。建立 SOH 衰减经验模型：

$$\Delta SOH = \alpha \cdot N^{\beta} \cdot \left(\frac{DOD}{0.5}\right)^{\gamma} \cdot \left(\frac{C_{rate}}{1}\right)^{\delta} \tag{7}$$

其中，ΔSOH为电池健康状态衰减量（%），α为基准衰减系数（无量纲），N为等效循环次数（次），β为循环次数影响指数（无量纲），DOD为放电深度（%），γ为放电深度影响指数（无量纲），C_{rate}为回馈电流倍率（C），δ 为回馈电流倍率影响指数（无量纲）。α，β，γ δ为拟合系数，取自同类磷酸铁锂电池循环老化试验数据[12]。

仿真结果表明：当回馈电流C_{rate}＞1.5 时，ΔSOH呈指数增长，电池寿命急剧缩短[13]；当C_{rate}＜1.2 时，SOH 衰减速率平缓，回馈收益与寿命损失之比达到最优，见图 3。

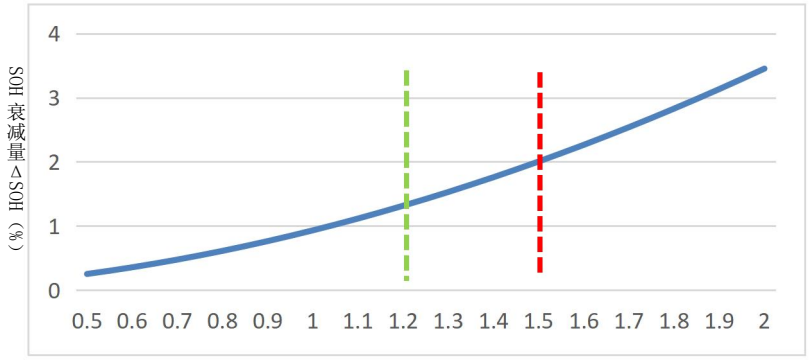


图 3　势能回馈倍率与 SOH 衰减曲线

据此确定最优回馈策略：采用恒流 1.2C 回馈，并在相邻作业周期之间设置 30 秒间歇，防止电池温升累积。该策略可在保证电池日历寿命的前提下，实现约 30%的势能回收效率。

3.4 仿真结果

基于 AVL CRUISE 搭建整车仿真模型，输入 NG09 平台参数（电池 600kWh、电机 360kW）及典型修井作业工况谱，联合 MATLAB/Simulink 实现 PSO 算法求解。仿真结果表明：最优电池容量为 600kWh，与现有配置一致，验证了选型的合理性。

600kWh 容量的最优性可从两个角度解释：一是满足单次作业峰值功率 150kW 持续 5 小时的能量需求（需 750kWh），但势能回馈提供 45kWh/周期、网电持续补充 30kW，三者联合使所需电池容量降至 600kWh；二是该容量下电池 1C 倍率（300kW）足以覆盖绞车启动瞬间的功率冲击，无需额外超级电容。

这一结论与北奔 NG09 平台现有电池布置空间的物理约束相吻合，验证了 PDFD 方法在工程约束下的实用性。最优网电扩容功率为 0kW，即无需扩容，依靠车载储能即可满足作业需求。势能回馈方面，采用恒流 1.2C 回馈策略，单次作业周期可回收能量 45kWh，势能回收效率达 30%（仿真值）。全生命周期 TCO 对比显示：相比无回馈方案，5 年 TCO 降低 12%；相比纯网电扩容方案（扩容至 150kW），TCO 降低 28%。

上述结果验证了“网电-储能-势能”三源微网容量匹配模型的有效性，也为 600kWh 电池配置提供了定量依据。

4 底盘设计实现与先进性分析

4.1 底盘总体架构

基于 PDFD 方法收敛的双电机架构方案，NG09 纯电修井车底盘采用 8×4 驱动形式，轴距 1950+4600+1450mm，整车外形尺寸 11855×2550×3015mm。驱动电机为 TZ460XS 型永磁同步电机，额定功率 360kW、峰值功率 550kW，额定转速 2100rpm、峰值转速 3500rpm，额定扭矩 1640N·m、峰值扭矩 3060N·m，采用液冷散热。匹配四档机械变速器，速比分别为 8.67/4.57/2.29/1.00。电池系统容量 600.92kWh，额定电压 618.24V，容量 972Ah，采用后背充电方案，配备水冷却系统。前桥为北奔 9 吨级非驱动转向桥(VL4/38D-9),中后桥为 13 吨级鼓式双减桥(HD7/26DGS-13/HL7/26DS-13)，主减速比 4.769。整备质量 15275kg，最大总质量 40t，最高车速 80km/h，最大爬坡度 30%，最小离地间隙 300mm。

4.2 上装取电与控制接口

基于 PDFD 方法收敛的取电方案，底盘多合一控制器（PDU）预留一组专用取电接口，持续载流能力不低于 300A，满足上装 150kW 电机与 40kW 电机的峰值功率需求，防护等级 IP67。控制信号方面，底盘预留 CAN 总线接口及硬线信号线束，包含电机转速指令、启停控制、故障反馈等信号，线束沿车架纵梁敷设至车辆尾部并加长 5 米，便于上装企业接线。液压油加热取电由车载 OBC 提供 AC220V 电源，独立控制。接口定义标准化为上装企业与底盘厂的协作提供了清晰的技术边界，避免了后期改装过程中的电气安全隐患。

4.3 先进性量化对比

为验证 PDFD 方法的先进性，将 NG09 纯电修井车与柴油修井机、油改电修井车进行三方量化对比，结果如表 2 所示。

表 2　三种方案先进性量化对比

指标	柴油修井机	油改电修井车	NG09(PDFD)	提升幅度
能耗(kWh/井次)	800(等效)	650	520(仿真)	+35%
势能回收效率	0	20%	30%(仿真)	+50%
重心高度(mm)	1800	1700	1550(理论)	-14%
噪声(dB)	95	85	75(理论)	-20

在能耗方面，NG09 纯电修井车单井次能耗 520kWh，较柴油修井机降低 35%，较油改电方案降低 20%。能耗优势主要来自两方面：一是势能回收系统将油管下放时的重力势能转化为电能，回收效率达 30%；二是 PDFD 方法优化的双电机架构使上装与底盘形成功率流解耦的独立驱动架构，从根本上消除了单电机方案中单一动力电池需同时承担上装峰值与底盘辅机功耗的结构性瓶颈,避免了因 SOC 快速下降导致的作业中断风险。

进一步定量分解，势能回收贡献约 15%的能耗降低（单井次回收 45kWh），双电机架构的电源独立性贡献约 12%（消除功率分配瓶颈约 40kWh/井次），其余 8%来自传动效率提升（取消传动轴后机械效率由 85%提升至 94%）。三者叠加形成 35%的综合降幅。

从能耗分解结构来看，柴油修井机 800kWh/井次的能耗中，约 60%用于克服行驶阻力与传动损失，40%用于上装作业。NG09 纯电修井车通过电动化与势能回收，将作业能耗占比从 40%降至 28%，行驶能耗占比从 60%降至 52%，综合降幅达 35%。其中势能回收贡献的 15%相当于每年减少柴油消耗约 7.5 吨，碳排放减少约 20 吨。这一分解结构清晰地展示了 PDFD 方法在能量流优化上的系统性优势。值得注意的是，双电机架构的电源独立性优势在连续多井次作业中更为显著，因电池 SOC 始终维持在

合理区间，避免了单电机方案因功率分配瓶颈导致的频繁启停损耗。

在重心高度方面，电池底置与分布式驱动设计使整车重心较柴油修井机降低 14%，显著提升了行驶稳定性与抗侧翻能力。在噪声方面，电动系统较柴油机降低约 20dB，改善了井场作业人员的声环境。上述对比表明，PDFD 方法在能耗、安全性、舒适性三个维度均实现了显著领先。这两方面优势正是 PDFD 方法步骤三（约束域内架构重构）与步骤四（参数闭环验证）的直接产出。

5 验证与结论

5.1 成熟度定位

本文研究成果当前处于方案阶段。已完成的内容包括：营销需求草稿的澄清与矛盾识别、复合电源容量匹配模型的仿真验证。规划中的后续工作包括：数模搭建与样车试制、井场实际起下管柱作业验证。其中样车试制计划与北奔重汽联合推进，预计 2026 年底完成；拟在油田选取 2～3 口典型井进行为期 3 个月的连续作业测试。上述验证计划已纳入项目开发日程，预计在下一阶段完成。

5.2 主要结论

（1）提出了平台衍生型正向设计（PDFD）方法论，并成功应用于 NG09 平台，验证了其在存量平台电动化衍生中的有效性。

（2）以 NG09 平台为载体，完成了从营销需求草稿到技术架构的收敛，“单电机与双电机”决策矩阵与取电接口收敛方案可作为同类工程的参考范例。

（3）建立了井场网电约束下的复合电源容量匹配优化模型，揭示了势能回馈电流倍率超过 1.5C 时电池 SOH 呈指数衰减的规律，确定了恒流 1.2C 回馈的最优策略。

（4）仿真验证与先进性对比表明，PDFD 方法可使能耗降低 35%（仿真值）、重心降低 14%（理论值）、噪声降低 20dB（理论值），在能耗、安全性、舒适性三个维度实现显著领先。

（5）PDFD 方法论对同类专用车具有良好适用性。专用车品类繁多，包括泵车、消防车、混凝土搅拌车、环卫车等，其共性在于：均基于存量内燃机平台进行电动化衍生，均面临营销端需求模糊、井场或工地网电受限、上装与底盘能量耦合复杂等挑战。PDFD 的四步法框架可被复用至上述品类，仅需在步骤一中根据具体作业工况调整需求-指标追溯矩阵，在步骤三中根据上装特性调整决策矩阵的维度与权重。例如，消防车的电源独立性权重可适当降低（因其行走与作业多为串行），而泵车的连续作业时长权重则应提高。这种可复用性使得 PDFD 方法论具有超越单个案例的工程推广价值。

5.3 创新点

（1）原创性：定义了“需求澄清→平台解构→架构重构→参数验证”四步法，填补了从模糊需求到可工程化架构的方法论空白。

（2）拓展创新：建立了“网电-储能-势能”三源微网容量匹配优化模型，揭示了势能回馈与电池 SOH 衰减的协同规律。

（3）工程创新：构建了“单电机与双电机”六维度加权决策矩阵，为同类架构决策提供了可量化的分析工具。

5.4 不足与展望

本车实车验证数据尚未获取，先进性对比基于仿真值与理论计算，需后续样车试验验证；PDFD 方法论的通用性也有待在其他专用车品类（如泵车、消防车）上进一步验证。此外，势能回馈与电池 SOH 协同模型需实车标定。

未来研究方向包括：完成样车试制与井场作业验证，获取实测数据修正模型参数；开发 PDFD 方法论的数字化工具，实现正向设计成熟度的自动评估。

参考文献：

[1] 国家能源局. 油气田绿色低碳发展行动方案[Z]. 2022.

[2] 中国石油天然气集团公司. 油气田装备电动化发展报告[R]. 北京: 中国石油天然气集团公司, 2023.
[3] 卡文汽车. BEACON 智能重卡技术白皮书[R]. 北京: 卡文汽车, 2024.
[4] 中原油田分公司. 纯电修井机应用报告[R]. 濮阳: 中原油田分公司, 2023.
[5] 中石化石油机械股份有限公司. XJ900DB 纯电修井机技术规格书[R]. 武汉: 中石化石油机械股份有限公司, 2024.
[6] 李曙光, 张伟, 王磊. 纯电动修井车底盘差异化设计[J]. 专用汽车, 2023, 42(3): 45-50.
[7] 王建, 李华. 纯电动专用车底盘平台化设计方法[J]. 汽车工程, 2022, 44(6): 890-898.
[8] SY/T 5534-2019, 石油天然气钻采设备 油气田专用车通用技术规范[S].
[9] GB/T 23505-2017, 石油天然气工业 钻机和修井机[S].
[10] T/CI 940-2025, 油田用电动修井机电能控制及储能技术规范[S].
[11] 刘洋, 陈刚. 基于粒子群优化的复合电源能量管理策略[J]. 电工技术学报, 2022, 37(5): 1120-1130.
[12] 赵明, 孙涛. 磷酸铁锂电池循环老化模型研究[J]. 电源技术, 2021, 45(8): 1025-1030.
[13] 张强, 刘伟. 势能回馈系统对电池寿命影响的实验研究[J]. 机械工程学报, 2023, 59(12): 156-164.

简述面向“一带一路”需求的某系列型牵引式重型装备运输车的设计方案及实战化应用场景分析

王　京

北奔重型汽车集团有限公司

摘　要：研“一带一路”倡议贯通亚欧大陆，沿线覆盖中亚高原、中东荒漠、东南亚雨林等多元极端复杂地貌，跨境基建运维、海外安全防卫、边境战备执勤、灾害应急保障等多元化任务，对重型装备运输载体提出多层次、差异化运载与全域机动需求，实现重装全域快速机动、跨区域立体投送是现代陆地作战与跨境应急保障制胜的核心关键。

牵引式重型装备运输车作为机械化、信息化联合作战体系下核心后勤保障装备，承担主战坦克、自行火炮、远程火箭炮、防空反导装备等重型主战装备的远距离战略投送、战场机动转移、战损装备回收转运全流程保障任务。该车型依托越野通行性能、多轴协同承载、模块化灵活编组、大件重载适配等核心技术优势，弥补传统单车式运输车承载上限低、机动灵活性弱、大件装备适配性不足等固有短板，现已成为各国重型装备投送体系中的主力运输载体。

本文立足当前大国博弈国际战略格局，紧扣“一带一路” 特种越野车辆技术发展研究方向，系统剖析国内外市场对重型运输装备的复杂工况适配需求；针对多类型复杂地形、极端气候环境下整车适配改装技术，开展牵引列式重型装备运输车总体方案研制，深度拆解该类装备技术迭代底层逻辑与核心设计思路；通过横向对标国内外主流重型装备运输车技术特点、适用场景及全生命周期经济性差异，最终形成一套可同步适配战时军事作战、平时跨境应急运输双重使用需求的系列化牵引列式重型装备运输车总体开发方案。

关键词：一带一路；牵引式重型装备运输车；战略投送；作战效能

1 绪论

1.1 研究背景与意义

1.1.1 “一带一路”战略下重型运输装备发展宏观背景

共建“丝绸之路经济带”和“21 世纪海上丝绸之路”倡议实施十余年来，我国与沿线 150 余个国家、30 余个国际组织建立合作机制，亚欧大陆跨境公路运输、多式联运网络持续完善，TIR 国际公路运输公约全面落地、中亚欧班列常态化开行。跨境基建、能源开发、边境防卫、海外安保、跨国应急救援等领域产生海量重型装备运输需求。据国际道路运输联盟 IRU 统计，截止 2025 年全球跨境重型卡车市场规模突破 1400 万辆，“一带一路”沿线跨境运输业务占比提升至 40%，年均增速维持 12%以上，中亚五国、东盟、海湾国家基建投资持续扩张，对可承载主战准备、工程机械、大型安防设备的牵引式重型装备运输车需求呈爆发式增长。

从地理环境维度看，“一带一路”沿线覆盖四大极端典型地域：中亚帕米尔高原海拔在 4000m 以上为缺氧寒区（高原高寒环境）、中东阿拉伯半岛高温荒漠（高温环境）、中南半岛雨林泥泞涉水地带（湿热环境）、东欧山地连续长下坡路段（需要连续制动），常规的重型运输车无法同时适配以上全部地形，现有国产重型牵引装备多针对国内公路工况设计，高原动力性能不足、沙漠高温可靠性不足、热带雨林涉水长期锈蚀等问题突出，难以满足上万公里跨境的连续行驶需求。

从地缘安全维度看，沿线多国边境线漫长、地缘冲突风险客观存在，海外基建项目、边境口岸、境外维和任务都需要具备基础安防防护、环境适应性好、能长距离行驶具备一定生存能力的重型运输车辆，普通民用低平板运输车无防护、无通信、无越野行驶能力，无法满足重载、长距离、复杂

环境的投送需求，军用传统坦克运输车仅适配国内战场，不符合沿线各国机动车准入法规，无法直接跨境出口执行任务，装备供给存在明显断层。

1.1.2 牵引式重型装备运输车军民两用价值

牵引式重型装备运输车一般由越野牵引车+模块化低平板半挂车组成，具备承载力强、地形通过好、加改装灵活、多场景适配等优势，可实现超大、超重、超长装备的安全高效运输。民用领域可承担跨境工程挖掘机、大型特种设备长途运输；军用领域可完成主战装备、装甲车辆、大型防空装备机动投送，和平时期可服务“一带一路”跨境基建、物资运输，战时兼顾战场装备投送与回收，实现“平战一体、内外通用”装备价值最大化。

军用运输车特点侧重作战性能，忽视了海外法规合规性；民用运输车特点侧重公路经济性，无装甲防护、越野通过性不足，加改装模块缺失，无法快速转换为战时保障装备。所以，研制通用化程度高，面向“一带一路”全域场景的系列型牵引式重型装备运输车，能够打通军民技术壁垒，降低研发、生产、维修综合成本，同时支撑我国特种车辆产业出口出海，辐射“一带一路”国家和地区，实现大幅增加军民两用价值，提升我国重型装备国际市场竞争力。

1.2 地缘环境下装备研制与作战效能研究必要性

1.2.1 全球地缘冲突重塑重型装备投送保障逻辑

进入 21 世纪，全球地缘战略格局深度调整重构，地缘摩擦、大国军备博弈持续加剧。俄乌冲突、中东区域局势、亚太战略博弈等多起重大国际事件充分印证机动即战力、保障即胜利的现代战争底层逻辑。当前战争形态已脱离单一兵种、局部地域对抗模式，演化成体系化、全球化、高强度综合国力与军事后勤保障能力的全面比拼；重型装备战略投送作为衔接后方储备基地与前沿作战阵地的核心枢纽，现已成为衡量一国陆军全域实战能力的核心评判指标。

复盘近年多场局部战争实践，战场胜负的决定性因素不再仅取决于主战装备硬件先进性，装备快速前沿部署、持续战场补给、战损装备抢修、装甲力量轮换投送一体化综合保障能力愈发关键。俄乌冲突中，双方重型装甲集群跨区域机动效率、长途转运可靠性直接左右战线推进节奏；美军全球海外作战、跨境应急驰援行动依托成熟列车式重载运输体系，可完成重型主战坦克、大型成套工程装备批量跨境投送，支撑海外基地常态化布防与突发作战任务落地。实战案例充分证明：若缺少高效完备的重型装备投送体系，先进主战装备难以快速投送至交战区域、无法形成持久作战压制能力，尖端武器装备的战术、战略价值将大幅折损。

当前全球大国军事竞争赛道已聚焦全域机动投送、精准后勤补给、极速应急响应三大核心领域。重型装备运输车作为陆基战略投送核心载体，其动力性能、承载规模、复杂环境实战适配水平，直接决定陆军全域作战、立体攻防、远程机动核心作战潜力，是支撑陆军现代化转型的刚需核心装备。

1.2.2 主战装备重型化倒逼运输载体迭代升级

伴随全球军事工业技术快速迭代，各国主战装备全面向重型化、精密化、大型化方向发展，装备自重、外廓尺寸、车载精密仪器防护标准同步提升，对配套运输保障装备提出全新、严苛的技术要求。美军 M1A2 主战坦克整车全重 68t，俄军 T-90M 主战坦克自重 48t，德国豹 2A7 主战坦克重量达 67t；各类大口径自行火炮、远程火箭炮、大型防空反导系统、野战工程抢修装备自重普遍达到 35～65t。除此以外，大型车载雷达、方舱指挥站、特种工程机械等装备长宽尺寸大幅超出传统平板拖车的极限承载与限界适配标准。

传统单车式重型运输车、固定式低平板拖车存在与生俱来的性能短板：

（1）承载上限不足：额定载重阈值偏低，无法承载超重型装甲、工程装备；

（2）构型拓展性差：车轴数量固定、编组模式单一，难以适配超长、超宽、异形特种军用装备转运；

（3）行驶稳定性薄弱：悬挂、制动系统承载冗余不足，复杂颠簸路况易造成车载精密仪器磕碰损伤；

（4）全域通行能力受限：机动灵活性不足、最小转弯半径偏大，山地高原、热带雨林等环境适配性差。

在此背景下，传统单一式运输装备已完全无法匹配新一代重型主战装备全域投送需求。具备模块化拼接、多轴协同承载、全路况高适配特征的列车式重型装备运输车，成为各国后勤装备迭代升级的必然技术方向；牵引列车式构型依托编组灵活、重载能力突出、全域全地形通行等差异化优势，逐步成为全球重载投送装备主流技术路线。

1.2.3 我国国防全域作战与远距离机动的现实刚需

我国国土疆域广袤，东西纵深跨度大，地形地貌类型复杂多元，高原、山地、丘陵、荒漠、滨海滩涂等复杂地形占国土总面积 70% 以上，南北温湿度、极端气候差异显著。部队跨区域机动任务长期面临路况复杂、机动距离遥远、自然环境恶劣、伴随保障难度大等多重现实挑战。与此同时，新时代我国国防战略全面锚定全域机动、立体攻防、快速应急响应、高效战略控制核心目标，陆军正加速完成从区域防卫型向全域作战型战略转型，跨战区联合演训、远距离应急驰援、边境常态化管控、实兵战备演练等任务频次、强度持续提升。

在边境管控、跨境应急作战场景下，实现重型装甲集群、防空反导装备、成套工程抢修装备快速跨区域部署、前线轮换补给、战损装备后送维修，是稳固边境防线、掌握战场主动权的核心抓手。传统运输装备承载效率低、复杂环境适配能力弱、机动响应速度慢，严重制约陆军全域机动作战潜力释放。

面对周边复杂多变地缘安全局势，快速战略威慑、长周期战场持续补给、突发事态应急保障的需求持续升级，倒逼我国自主研发高性能牵引列车式重型装备运输车，搭建一套技术自主可控、全地域工况适配、实战运行可靠的重型装备战略投送保障体系，补齐陆军远距离全域机动投送能力短板。

2 “一带一路”对牵引式重型装备运输车的多层次需求分析

2.1 “一带一路”沿线场景对车辆装备发展总体需求

“一带一路” 陆路通道可划分为中亚、中东海湾、东南亚、东欧四大典型地域，各地工况环境差异显著，对牵引式重型运输车形成差异化硬性性能指标约束：

（1）中亚区域（哈萨克斯坦、乌兹别克斯坦、塔吉克斯坦等）

区域平均海拔 3000～4500m，冬季极端最低气温可达-35℃；路网多连续长上坡，路面以碎石非铺装路为主。要求整车具备优异的高原动力输出、低温可靠启动、全车身防尘密封性能。

（2）中东海湾地区（沙特、伊朗、阿联酋等）

夏季地表最高气温可达 55℃，长途干线无补给路段单程里程超千公里，各国公路轴荷、外廓限重法规严苛，对整车散热系统、持续高温运行可靠性提出极高要求。

（3）东南亚地区（老挝、缅甸、柬埔寨）

属热带雨林多雨高湿气候，沿线河道、泥泞涉水路段分布密集，道路狭窄、弯道密集；整车需具备全车涉水密封、小转弯半径通行、高强度防腐蚀车架涂层等配置。

（4）东欧沿线

道路多长下坡连续山路段，制动负荷大，强制缓速器、多回路行车制动系统为整车标准强制配置。

常规国内制式运输车仅适配单一国内工况，无法覆盖 “一带一路” 全沿线多元复杂环境。因此整车研发采用模块化可切换改装技术路线，以通用基础底盘为载体，搭配分区域专项改装套件，实现一车多地域适配。

2.2 民用基建跨境重型装备运输需求

伴随 “一带一路” 沿线各国基建投资持续扩张，跨境大型工程设备运输需求激增。据 2025 年《中国对外投资合作发展报告》统计，全年共建“一带一路”国家基础设施领域新签合同超过 8200 亿美元，同比 2024 年上涨 11.7%，中亚、东南亚、中东区域基建项目落地规模增速领先全球。风电基础、金属工矿、跨境铁路、水利枢纽等大型工程项目集中开工；盾构机、矿用挖掘机、风电主机单件自重普遍处于 35～65t 区间，需依托大承载低平板半挂车完成跨境转运。东南亚区域，印尼、

越南 2025 年轨道交通、新能源电站项目投资分别突破 290 亿、216 亿美元，大件工程装备跨境陆路运输年均增量超 23%。

跨境大件运输单程里程常达上万公里，复杂路况、高温沙尘、雨林高湿环境加剧车辆损耗、要求整车平均故障间隔里程提升至 5000km 以上，最大限度降低中途维保频次，减少通关延误风险。同时依据 TIR 国际公路运输公约要求，车辆需标配统一海关铅封、全车卫星定位监控、防盗密封货物固定系统，满足跨境通关标准化配套功能。

2.3 边防、海外维和、跨国应急军事投送需求

边境防卫任务依靠重型运输车完成装甲巡逻车辆、重型防空装备长途转运；海外维和行动依托该类装备批量投送工程抢修机械、防爆安防成套设备；跨国地震、洪水灾害应急救援场景下，需要快速输送大型抢险工程机械。战时、应急任务场景中，车辆需兼顾长途战略机动、前线受损装备回收、抢修备件随行运输多重功能；牵引主机需具备强越野通过能力、基础战场防护、多车编组协同行驶三大核心性能。

2.4 多式联运协同运输适配需求

随着中欧班列、跨境公铁联运模式全面普及，重型运输车需同步满足铁路平车装载限高、限宽硬性标准；挂车支持快速拆装分离，牵引主机可独立上路行驶，实现 “铁路长途干线 + 公路末端直达” 无缝转运。整车外廓尺寸、承载簧载设计同步匹配公路、铁路两套限界规范，兼容公铁多式联运作业流程。

2.5 “一带一路”沿线国家法律法规对重型运输车研制的约束影响

中亚、中东、东南亚三大沿线区域独立立法体系完善，法规直接限制整车结构、动力参数、制动配置、轮胎规格设计。整车研发阶段必须前置对标各国合规标准，否则成品车辆无法取得出口认证、完成跨境清关，丧失海外市场准入资格。

2.6 适应沿线复杂地形车辆改装与后勤保障体系需求

针对高原、沙漠、热带雨林三大极端地貌，底盘模块化改装核心需求梳理如下：

（1）高原工况改装套件：发动机高海拔增压调校程序、中央轮胎充放气系统、大容量低温耐候蓄电池；

（2）沙漠工况改装套件：双层空气过滤装置、整车防尘密封总成、加宽散热风道、防脱沙漠专用越野轮胎；

（3）雨林工况改装套件：全车高压防水密封组件、车架重防腐涂层、涉水排气改装、耐盐雾耐腐蚀全车五金材料。

整体改装方案采用模块化成套配件，基础底盘实现通用化生产，出口不同区域时可快速加装对应地形改装模块，大幅降低多版本车型研发、生产制造成本。

2.7 “一带一路”需求下牵引式重型运输车核心技术指标拆解

综合沿线地理工况、民用跨境运输、军事应急投送、公铁多式联运、跨境法规五大维度需求，提炼整车一级核心性能指标：

（1）承载能力：标准挂车额定载重 35t～65t，具备系列化重载拓展改装潜力；

（2）通行性能：最大爬坡坡度≥30%，最大涉水深度≥1.2m；

（3）环境适应：工作温度满足-35℃～+55℃，海拔适配范围 0～5000m，整车具备长效防盐雾腐蚀能力；

（4）续航能力：纯柴油满载续航里程大于 1000km；

（5）合规性能：整车外廓尺寸符合欧亚、东盟通用公路限界标准，可快速完成 EAC/GCC/SNI 多国出口认证；

（6）安保防护：驾驶室具备防弹防护能力，具备 72 小时野外自持生存保障能力。

3 国内外重型装备运输车发展现状与优势分析

3.1 国内外研究现状

3.1.1 国外重型牵引运输车应用现状

欧美、俄罗斯重型牵引运输车起步较早，技术成熟，形成分区域差异化产品路线。

德国 MAN 系列、俄罗斯乌拉尔厂重型牵引主机采用 8×8 全驱越野底盘，搭载大排量发动机，低温启动防寒性能突出，可适配极寒地区，产品主要出口中亚、中东市场；欧洲模块化低平板挂车严格遵循 TIR 公约，轴荷、外廓尺寸标准化，可直接通行欧盟、欧亚经济联盟成员国公路，跨境合规性优势显著，但受地缘政治、经济制裁等外部因素制约，该装备采购渠道不稳定，核心技术供应存在限制，难以长期匹配我国装备跨境投送与批量出口需求。

美军 HET 系列重型装备运输车，以全球全域战时部署为核心目标，驾驶室标配防地雷装甲，搭配一体化车载指挥通信终端，可满足中东荒漠、阿富汗高原等复杂地域装备长途转运作业，但其装备体系高度依赖海外前置大型维保站点配套支撑，整机采购与运维成本高昂，动力总成、多轴传动系统等核心部件存在技术封锁，无法适配我国“一带一路”沿线低成本、大规模跨境运输的产业化发展需求。

综合来看，当前国外相关研究普遍聚焦单一工况适配开发，缺乏兼顾经济型量产、多区域准入法规兼容、平战功能双向快速转换、全域后勤保障一体化的成套技术方案；同时现有成果未针对“一带一路”跨境安防管控保、长距离无补给长途转运等特色开展专项底盘、车载安全系统改装技术研究，难以直接适配我国跨境重型装备运输的符合需求。

3.1.2 国内重型装备运输车技术发展现状

我国重型装备运输车产业研发起步相对滞后，发展初期装备供给高度依赖海外进口，长期存在装备保有量缺口、核心技术受制于人、全域工况适配能力不足、战时后勤保障受限等突出短板，难以实现重型装备投送全流程自主可控。历经数十年持续技术攻关，国内现已完成已牵引列车式重型装备运输车的全链条自主国产化、系列化、实战化技术突破。

军用重载运输车主流采用 6×6/8×8 全驱越野底盘，高原、山地复杂路况机动性能优异，配套完善的军用标准化维修保障体系。但该类车型整车外扩尺寸、轴荷限值仅满足国内 GJB 军用标准，未对标“一带一路”沿线各国 EAC、GCC、SNI 等跨境车辆准入法规，驾驶室未配置分级防弹、防爆防护改装结构，缺乏模块化快速换装拓展设计，难以适配跨境长途运输安防管控需求。

在民用领域，国内商用车企业开发的出口车型多定向适配中欧、中亚某一国家公路运输场景，轻量化车架、运营经济性单一国家通关适配性表现良好。但其底盘以公路铺装路面行驶为核心设计导向，越野通过性能薄弱，无特种设备搭载，不支持防护套件、作战配套设备加装改装；高温荒漠、高原低温、雨林高湿热等极端环境适应性不足，不具备战时重型装甲装备投送作业能力，平战双向通用转化存在明显技术壁垒。

3.2 国内重型装备运输车发展现状与技术突破

现阶段，我国自主研制的牵引列车式重型装备运输车对标国际同类先进装备，立足我国国土地形复杂、跨区域机动距离长、全域气候差异显著的本图作战保障特征，开展针对性优化设计，目前已取得三项标志核心技术突破：

第一，全类型复杂地形环境适配能力实现跨越式提升。欧美重载运输车设计重心偏向平原铺装路面、海外规整公路工况，俄系装备仅针对高寒单一环境优化；国产运输车重点强化山地爬坡、泥泞越野、高原缺氧工况作业性能，通过动力系统高原标定调校、自适应空气悬架、底盘通过性升级等技术手段，可兼容高原、山地、丘陵、沿海、荒漠等多类复杂地域环境，全面匹配我军全域机动作战保障需求。

第二，模块化通用化设计高度贴合实战保障场景，该系列运输车优化挂车快速连接锁止结构，整车零部件承载接口通用化、标准化程度大幅提高，可快速承载主战坦克、自行火炮、火箭炮、大型雷达、成套工程设备等全品类军用重型装备；编组组合模式灵活多变，装备投送响应时效显著缩短，有效提升战时应急机动保障效率。

第三，核心零部件全国产化，装备战时生存保障能力突出。整车动力总成、液压系统、电控单

元、防护套件全部实现国产化替代，彻底摆脱关键部件进口依赖。战时条件可实现零部件自主抢修、大批量快速投产，从根源规避装备故障无法维修、核心元器件断供等战略短板，不会出现装备故障无法维修、核心部件断供的战略短板。

3.3 国内外装备综合优势对比分析

3.3.1 国外重型装备运输车整体技术特征

国外主流重型装备运输车普遍采用 6×6、8×8 多轴越野底盘布局，整车搭载大排量大功率发动机、大扭矩传动总成、大尺寸越野轮胎，并将牵引绞盘集成于牵引主车，重载牵引与单一场地越野性能成熟。但该类底盘存在明显短板：整机采购与运维造价高昂，零部件标准化、通用化水平偏低，装备多为定向场景定制，难以跨地域、跨任务通用；早期国内引进仿制阶段，国产化改造深度不足，关键零部件长期依赖海外供应，制约装备长期迭代与战时自主保障能力。

3.3.2 国内外装备多维度综合对比

从结构构型、动力性能、工况适配场景、全生命周期战时保障能力四达维度，对国内外牵引式重型装备运输车开展横向对比，可总结国产装备四大核心差异化优势：

第一，全域多环境适配优势。国产车型兼顾全国多样地貌与全温域气候作战需求，重载承载极限、复杂地形越野通过性、精密军用装备防护性能均衡，综合适配能力优于国外仅针对单一工况开发的装备。

第二，规模全链条国产化实现制造成本可控。具备大批量快速列装生产条件；零部件通用化程度高，野外简易维保难度低，适配部队大规模列装、全域分散部署的后勤保障需求，实战性价比优势显著。

第三，本土智能化体系适配优势。国产运输车迭代升级速度更快，原生搭载北斗卫星导航、多车智能编队、整车故障在线自检等国产智能控制系统，深度适配我军信息化、智能化联合作战体系，可完成多车集群协同机动、前线精准物资投送作业。

第四，核心技术战略安全优势。整车动力、液压、电控、承载安全防护体系技术自主可控、完全摆脱海外技术壁垒与零部件断供风险，战时装备维修、批量生产不受外部制约，战略保障安全性方面超过进口装备。

3.3.3 分析总结与装备开发需求

综合国内外装备性能、成本、战略保障能力对比结论，现有国内外车型均无法同时兼顾全域机动、平战两用、低成本规模化应用、跨境法规适配多重需求。因此亟需研发一款系列化牵引式重型装备运输车，整车依托全国产自主技术体系打造，具备高度通用化拓展平台，可根据不同路况、任务需求快速完成适应性改装；同时兼容公路干线长途转运、复杂野外越野投送两类机动场景，兼顾和平时期跨境运输、战时装备保障双重场景的全生命周期使用经济效益。

4 全域场景的牵引式重型装备运输车总体研制方案

4.1 产品总体设计定位与规划

“一带一路” 沿线多元工况、跨境民用基建运输、边境应急军事投送、公铁多式联运多层次需求，综合国内外同类装备技术发展现状，自主研发系列化牵引式重型装备运输车。全车实现核心总成 100% 国产化，采用高度通用化模块化平台架构，兼顾公路干线高速机动与非铺装越野通行双重性能，整车质量分配、轴荷承载系数设计均衡合理，可同步适配和平时期跨境工程大件运输、战时重型装甲装备战略投送两类使用场景，兼顾民用基建运输经济效益与国防军事投送实战价值。

4.1.1 系列车型载重与驱动形式规划

本系列重型装备运输车按照驱动构型划分为 6×6、8×8 两大基础序列，同时预留拓展 10×10 综合重载车型开发空间，两类基础车型承载分工明确：

（1）6×6 牵引主车：适配中型装备运输工况，标准挂车额定载重 35～50t，可转运中型主战坦克、轮式突击车、中型工程盾构机、中小型风电主机等成套装备；

（2）8×8 牵引主车：适配重型装备运输工况，标准挂车额定载重 50～65t，主要承担重型主

战坦克、大口径自行火炮、远程火箭炮、大型防空雷达方舱等重型成套装备转运任务。

基于平战两用使用需求，每个驱动序列下纵向划分经济型、作战防护型两类细分车型，差异化配置适配不同使用周期、任务场景：

（1）经济型车型（非战时民用跨境运输主力），采用钢板弹簧悬架、基础两门两卧简易驾驶室，整车配置简化，维保配件通用化程度高，整车购置、维修养护综合成本低。日常依托跨境 TIR 公路物流网络完成基建大件运输，可兼顾沿线各国道路基建物资运输、矿山重型设备转运任务；战时可快速加装简易防护套件，承担二线后勤物资、轻型装备运输与后方基地保障任务，日常以常态化训练、公路干线运输作业为主。

（2）作战防护型车型（战时、应急抢险核心装备），采用空气弹簧悬架、中央轮胎充放气系统、四门多座防弹防护驾驶室，强化越野可靠性与驾乘人员生存防护能力，适配前线复杂山地、高原、泥泞越野路况。战时承担一线重型主战装备投送、战损装备回收抢修、前线应急物资随行输送任务；和平时期可用于边境常态化巡逻装备转运、跨国地震洪水灾害应急抢险工程机械投送。

4.1.2 完整车型矩阵规划表

综合驱动形式、载重等级、使用场景，构建四级车型谱系，各车型核心技术特征规划如下表所示：

序号	项目	车型规划及技术特征				技术拓展路线
1	车型型号	经济型Ⅰ型	经济型Ⅱ型	作战防护型Ⅰ型	作战防护型Ⅱ型	综合型
2	驱动形式	6*6	8*8	6*6	8*8	拓展至 10*10
3	载重能力	35～50t	50～65t	35～50t	50～65t	拓展至 80t～100t
4	动力总成最大功率	450～550 马力及以上柴油发动机	550～650 马力及以上柴油发动机	550～650 马力及以上柴油发动机	650～750 马力及以上柴油发动机	拓展至 800 以上马力
5	悬架形式	钢板弹簧悬架	钢板弹簧悬架	空气弹簧悬架	空气弹簧悬架	油气弹簧悬架
6	驾驶室	两门两卧、长距舒适驾驶室	两门两卧、长距舒适驾驶室	四门多座、防弹防护驾驶室	四门多座、防弹防护驾驶室	全防护密封防弹驾驶室
7	核心适用场景与特点	民用跨境基建、矿山中型设备转运；经济型配置，运维成本低	大型风电主机、重型盾构机跨境大件运输；民用重载设备	边境巡逻装备、中型装甲车辆、应急抢险工程机械投送	重型主战坦克、防空反导方舱、野战工程抢修装备前线投送	超重型特种工程机械、百吨级成套军工装备长途转运

整车构型按照两大维度区分：横向为驱动形式（6×6、8×8），纵向为防护等级（经济型、作战防护型）：

横向 6×6 驱动：短轴距六轮驱动牵引主机，车身紧凑、转弯半径小，适配东南亚狭窄过弯道路、山地简易公路；分经济型平头公路驾驶室、作战型防弹防护驾驶室两类外观；

横向 8×8 驱动：八轮全驱重载牵引主机，承载冗余充足，长轴距稳定性能强，适配中亚高原长坡、中东长途无补给干线；同步配套经济型民用涂装、军绿色作战防护涂装两套外观方案；

纵向区分标准：经济型采用民用轻量化平头驾驶室，无附加防弹装甲；作战型驾驶室周身加装防护钢板，底盘配套防护结构，具备野外伪装挂载接口。

4.2 整车总体技术指标体系

整车列车由越野牵引主机 + 模块化平板半挂车组合而成，围绕 “一带一路” 全域跨境运输、平战两用核心定位，从整车组成、功能定位、外廓尺寸法规、全域环境性能、战场生存性能、国产化可靠性六大维度搭建完整技术指标体系。

（1）整车组成指标

牵引主机、低平板半挂车完全模块化设计，挂车可快速与牵引主机连接分离，独立适配中欧班列铁路平车装载；全车主要关键总成包含柴油发动机、多档位变速箱、贯通式驱动车桥、空气/钢板弹簧悬架、无内胎越野轮胎、驾驶室、ABS 防抱死制动、缓速辅助制动系统，全部总成、零部件国

产化率 100%，备件沿线各国均可通用采购，满足连续上万公里无间断长途使用需求；全车配置智能辅助驾驶监控装置，消除长途大件运输视觉盲区。

（2）功能用途指标

整车定位全域多场景适配牵引式重载装备运输车，6×6、8×8 两大基础全驱牵引底盘为通用核心平台，可匹配不同长度、承载等级平板半挂车。各细分车型按和平、战时场景分为经济型民用运输车型、作战防护型应急投送车型；底盘采用高度通用化设计，各车型车架、动力接口、悬挂安装点位具备高互换性，仅通过更换悬架、驾驶室、环境改装模块实现差异化适配，大幅降低多版本车型研发、生产、全生命周期维保成本，完整覆盖中亚高原、中东沙漠、东南亚雨林、东欧山地全部 “一带一路”沿线工况。

（3）尺寸与跨境法规限界参数指标

外廓尺寸约束：牵引主机空载总长≤9.8m、宽度≤2.55m、高度≤3.4m，完全符合欧亚经济联盟、东盟各国干线公路通用限界标准，普通道路运输无需专项超限申报；

轴荷重量约束：单桥轴荷严格控制 11.5t 以内，牵引主车满载总质量不超过 42 吨，满足沿线绝大多数国家常规公路通行标准；

超限运输适配：当承运超宽重型装备时，配套挂车可加宽至 3.2m，仅需提前向沿线各国路政部门申报特种大件运输资质即可合法通行，兼容跨境大件运输监管规则。

（4）全域环境适应性能指标

整车动力、冷却、电气系统全工况冗余设计，覆盖 “一带一路” 四大极端地理环境：

高原工况：适配最高海拔 4500m 连续行驶，搭载发动机进气增压自动补偿程序，高海拔动力无明显衰减；

低温寒区：标配低温启动辅助预热装置，-35℃极寒环境下可一次性冷机启动；

高温沙漠：大功率主分层冷却系统，55℃地表高温环境下可连续无补给长途行驶；

综合续航：标准双油箱满载纯柴油续航里程≥1000km，适配中东、中亚千公里无补给干线；

防腐防护：全车喷涂石墨烯重防腐涂料，管路、电气接头、连接金属五金件具备长效防霉菌、防盐雾腐蚀能力，适配东南亚高湿雨林滨海环境。

（5）野外战场生存性能指标

燃油安全自持设计：主、副双独立大容量油箱，支持驾驶室内一键切换供油，切换操作快速稳定；双油箱分置车辆左右两侧，单侧油箱遇冲击破损后，另一侧油箱可保障车辆继续正常行驶，提升战场燃油生存能力；

野外隐蔽伪装设计：车架两侧预留多组伪装网挂载钩环，整车配套标准化野外伪装灯，可快速完成视觉隐蔽，降低野外机动暴露概率；

驾乘人员防弹防护（仅作战型）：驾驶室前、后、左、右、顶五个方位全方位防护套件，可针对抵御性枪弹直接冲击，有效保障驾乘人员安全；

野外配套物资：随车标配野外维修工具、应急防滑、牵引、自救绞盘全套器材；

涂装军用规范：整车外部涂层颜色严格符合 GJB 1379A-2015《军用汽车颜色与涂层》标准，作战型采用哑光军绿色无光军用涂层，降低红外、可见光探测特征。

4.2 牵引主机核心系统设计方案

4.2.1 宽温域动力总成系统

主机全部采用国产自主潍柴 WP 系列直列六缸涡轮增压柴油发动机，采用通用额定大功率，拓展车型可设计匹配 800 马力及以上功率机型；全部满足国六排放，可快速通过欧亚 EAC、中东 GCC、东盟 SNI 各国环保出口认证，适配全部沿线国家法规要求。整车配备两级分层冷却系统，进气格栅加装电磁预热加热装置，针对沙漠高温长下坡、高原低温启动双重工况做专项散热与低温启动优化；发动机 ECU 内置多套地域适配程序，可一键切换高原、沙漠、雨林动力输出模式，适配沿线差异化气候。

4.2.2 传动系统

经济型车型：采用多档位手动机械变速器，高低档位切换多种速比适配不同经济车速，动效率高、维修简便，适配干线公路多种行驶速度；

作战防护型车型：搭载 AT 全自动液力自动变速箱，智能匹配自动换挡逻辑，大幅降低高原、山地越野路况驾驶员操作负荷；标配长效液力缓速器，长下坡持续制动热衰减控制，保障山区连续下坡制动安全；

分动器与低速增扭：单桥额定承载 13t 重型贯通式驱动桥，应对重载越野工况；配套高低速两档位分动箱，低速档输出放大 2.8 倍传动扭矩，大幅提升松软泥泞、戈壁非铺装路面牵引抓地能力。

4.2.3 全驱越野行驶系统

全驱底盘架构：牵引主车采用全轮驱动布置形式，全车配套无内胎钢制子午线越野轮胎；轮胎载荷受力均匀，胎面采用无向块状加深花纹，越野行驶对地面抓地力优异，松软泥泞、沙地路面不易打滑下陷；

中央轮胎充放气系统（作战型标配）：行驶途中驾驶室一键调节轮胎气压，低压模式增大接地面积，提升沙漠、泥泞道路通行能力；高压模式适配干线公路高速行驶，降低滚动阻力、减少燃油消耗；

差异化悬架配置：经济型车型采用钢板弹簧悬架，结构简单、采购维保成本低，适合长期公路干线运输；作战防护型车型采用空气平衡悬架，大幅削弱重型装备运输过程路面颠簸带来的冲击损伤，降低精密车载装备磕碰风险，同时减少车架长期疲劳损耗，适配上万公里跨境全域连续行驶。

4.3 平板半挂运载模块模块化设计方案

挂车按照 35～50t 标准级、50～65t 重载级两类承载车架开发，主体采用高强度 Q690 低合金高强钢整体焊接成型，同规格轻量化减重 12%，满足沿线各国公路限重、限载法规要求。

车架结构：主梁采用变截面设计，中部承载区域加厚强化，两端鹅颈位置轻量化渐变，兼顾承载强度与自重控制；

高度自适应悬架：标配空气气囊悬架，挂车承载板面高度电动可调，适配不同高度主战装备、工程机械上下装；

尾部液压登车跳板：挂车尾部配备电动液压升降坡道，坦克、工程车辆可自行行驶上下平板，无需外部吊装设备，适配野外无吊装装备的前线转运场景；

野外自救装置：配置大牵引力液压自救绞盘，可完成故障装备牵引、泥泞路段车辆自救作业，适配跨境野外应急运输场景。

4.4 分地域极端环境生存能力模块化改装设计方案

依托通用牵引主机底盘，设计开发三套独立成套地域改装套件，出口、调防不同沿线区域时可快速加装，无需改动整车基础结构，实现一车适配多地域极端环境。

高原寒区改装套件设计：发动机低温预热系统、大容量低温蓄电池、高原进气增压补偿程序、车门、机舱双层密封保温隔音结构；

沙漠高温改装套件设计：双层空气过滤总成、全车机舱、底盘防尘密封风道，隔绝风沙磨损传动部件、大容积散热水箱与散热风扇，强化高温持续散热、防脱沙漠专用轮胎；

雨林高湿改装套件设计：全车电气接头高压防水密封插件，杜绝雨水短路故障、车架整体重防腐环氧富锌涂层，耐盐雾、雨水腐蚀、制动分泵、气路系统防水透气阀，避免积水锈蚀制动部件、高位涉水加长排气尾管，最大涉水深度提升至 1.2m、全车金属五金件镀锌防腐处理，适配长期多雨高湿环境。

5 引列车式重型装备运输车实战化应用场景分析

5.1 战前战略快速部署保障

现代联合作战遵循 “兵贵神速” 作战准则，作战发起前完成重型主战装备跨区域集结、前沿阵地预置部署，是抢占战场主动权、构建战略威慑态势的核心环节。在大规模联合作战、边境突发

应急战备等任务背景下，依托牵引列式重型装备运输车，能够实现装甲集群、远程火力单元、防空雷达集群的远距离跨战略区域机动，快速完成战前阵地布设，缩短作战准备周期。

对比传统履带式主战装备自行机动模式，牵引式转运方案具备显著综合优势：可规避主战装备长途自行驶产生的履带严重磨损、燃油消耗超标、机械故障频发、机动速度受限等突出问题。应用该运输车投送装备，能够将主战装备完好率提升 30%以上，整体机动投送效率提升 2 倍以上。在边境突发冲突、应急战备等紧急场景下，可在极短时限内完成重型装备机动部署，快速搭建完整前线作战体系，形成有效战略威慑，压制外部挑衅势力，达成“快速响应、前置部署、有效慑敌” 的战前战备核心目标。

5.2 战场持续作战机动保障

战争进入相持对抗阶段后，战场态势持续动态变化、作战任务迭代升级，部队亟需稳定、不间断的装备轮换、弹药补给、阵地转移保障支撑。牵引列式重型装备运输车凭借道路适应性强、机动灵活、运载吨位充足的核心优势，可全程同步跟进作战部队，实时完成前线重型装备阵地换位、火力单元机动布防、各类主战装备轮换投送等保障任务。

高强度持续作战环境下，主战装备经长时间输出易出现机械故障、弹药耗尽、阵地暴露等作战短板，需要快速完成装备轮换与物资补给。牵引列式运输车一方面可将后方完好主战装备、工程抢修设备、重型保障机具快速输送至前沿阵地，同步配套运输弹药补给、配套工装器材，持续维持前线作战兵力规模，避免因装备空缺、火力断档陷入作战被动；另一方面可针对机动突击、机动作战需求，快速完成火力打击单元、防空作战单元的战术阵地转移，规避敌方精确打击火力，全面提升一线部队战场生存能力与持续作战输出效能。

5.3 战场战损装备抢修保障

现代高强度对抗作战中，主战装备战损概率大幅提升，装备快速抢修、再生战斗力是支撑部队长期持续作战的关键核心。履带式重型装甲装备遭受战场损毁后，丧失长距离自主机动能力，且前线抢修场地、配套维修机具资源有限，必须快速转运至后方专业维修基地开展深度修复作业。

牵引列式重型装备运输车具备重载故障装备转运、异形破损装备适配固定运输能力，可深入交火前沿阵地，同步回收战损坦克、自行火炮、工程作业装备，规避装备遗留战场遭敌方二次摧毁的风险，完整回收作战装备资产。同时车辆可同步运载大型维修工装、备用零部件、机动抢修方舱前送一线，构建 “前线快速抢修、后方深度修复” 闭环装备保障链路，大幅提升战损装备修复再生率，最大化盘活现有作战装备潜力，为长期持续作战源源不断提供硬件装备支撑。

5.4 应急救援与非战争军事行动保障

除正面实战作战保障任务外，该型运输车具备军民通用适配属性，可全面适配抢险救灾、应急救援、重大安保等各类非战争军事行动保障任务，充分体现 “平战一体、一车多用” 装备设计价值。在地震、洪涝、山体滑坡等重大自然灾害处置场景中，运输车可大批量长途投送大型推铲工程机械、抢险救援方舱、重型清障排涝装备，快速打通损毁交通通道，支撑全域抢险救援作业；在边境常态化管控、重大活动安保等专项任务中，可快速完成重型维稳、防控装备前沿预置部署，强化边境管控与区域威慑能力。依托多场景适配优势，实现装备战时服务作战、平时服务应急救援，充分发挥综合化全域保障价值。

6 牵引式重型装备运输车战时核心作战效能与战略价值

牵引列式重型装备运输车是支撑陆军全域作战保障的核心工程装备，其核心价值集中体现在全域机动能力升级、持续作战保障体系构建、国防战略投送短板补齐、复杂战场环境生存适配、差异化国际竞争优势五大维度，在现代化联合作战体系中具备不可替代的实战效能与长远战略意义。

6.1 大幅提升陆军全域快速机动作战能力

全域机动是现代陆军核心战斗力的核心支撑，牵引列式重型装备运输车突破传统履带装备自主机动模式存在的性能瓶颈，构建起一套高速、高效、全域、高可靠性的重型装备投送体系。对比履

带式装备自行机动作业模式，该运输车具备机动速度快、装备损耗低、燃油消耗少、地形路况适配范围广、全天候不间断作业等突出优势，能够实现重型主战装备 “千里一日” 的战略远程机动目标。

在战时突发冲突、快速战略驰援、跨区域联合作战等典型任务场景下，该装备可批量完成装甲集群、远程火力单元、防空作战集群全域远程投送，大幅压缩战前装备部署筹备时长，抢占战场主动权。同时牵引列车模块化编组模式适配多样化作战任务需求，既能满足小规模边境突发冲突下轻量化快速机动投送，也可支撑大规模全域战争的全员重装同步保障，完美适配现代战争快速响应、灵活布势、全域对抗的作战要求，全方位升级陆军全域机动实战能力。

6.2 强化高强度持续作战与战场再生能力

现代战争属于高损耗、高强度、长周期体系化对抗，装备持续补给、战损快速再生是维系一线部队长期作战的核心保障能力。牵引列式重型装备运输车搭建起 “完好装备前送、战损装备后送、轮换装备补给、维保器材同步运输” 一体化闭环保障体系，彻底解决传统后勤保障模式装备投送慢、战场抢修滞后、前线火力断层等关键痛点。

作战进程中，依托该运输车可实现主战装备不间断轮换、现场维修配套器材同步补给，显著提升一线主战装备出动率、完好率，充分释放各类主战武器装备综合作战效能。与此同时，车辆具备强大的战损装备回收转运能力，能够最大限度盘活现有作战装备资产，快速完成受损装备修复再生、重返战场。在长期战略对峙、高强度持续消耗作战环境下，可持续形成稳定作战优势，打破敌方作战部署节奏，牢牢掌握战场持续作战主动权。

6.3 补齐国防战略投送短板，提升体系作战战略价值

长期以来，重型主战装备远程战略投送能力是制约我国陆军全域体系作战的薄弱环节。过去重型运输装备高度依赖进口，存在适配场景单一、战时维保渠道受限、核心技术受制于人等短板，潜藏显著国防安全隐患。国产化牵引列式重型装备运输车实现系列化、标准化批量列装，真正达成战场投送装备完全自主可控、全零部件国产化替代、规模化配套保障的发展目标，从硬件层面补齐陆军远程战略投送能力短板。

当前大国战略博弈、高强度体系对抗背景下，自主可控的重型装备投送体系能够保障战时装备后勤链路不受外部技术、供应链制约，不受他国制裁牵制，搭建起安全稳定、高效可靠的全域后勤保障网络。进一步完善体系作战能力，整体提升我国国防实战能力与远距离战略投送威慑水平。

6.4 适配复杂战场环境，提升战时生存与保障可靠性

相较于传统重型货运运输车辆，牵引列车式车型依托多轴平衡承载、柔性转向机构、自适应空气悬架、一体化模块化防护设计，在战场破损道路、爆炸冲击波、弹片打击、极端恶劣气候等高风险作战环境中，拥有更强的道路通行性能、抗干扰能力与战场生存性能。

战时战场普遍存在道路损毁、泥泞积水、路障密布等通行难题，传统重型载重车辆极易出现陷车、机械故障、侧翻等问题，难以持续执行保障任务；而牵引列式运输车依托优异地形适配性与行驶稳定性能，可长期在破损公路、临时野战简易道路开展不间断运输作业。同时整车集成一体化防护结构、车载故障自主诊断系统、快速应急处置配套设备，可有效规避各类战场风险，降低车辆战损概率，维持后勤保障链路持续畅通，为前线作战部队提供不间断重装物资、装备支援。

6.5 对标国际先进水平，构建差异化全域保障竞争优势

对标美、俄海外主流重型装备运输装备，国产牵引列式重型装备运输车立足 “一带一路” 跨境运输需求与本土全域作战场景，形成独特差异化优势：可适配全球复杂地形地貌、兼顾军民全域通用场景、核心总成完全自主可控、整车智能化协同保障。有效弥补海外同类装备场景适配单一、海外维保依赖度高、核心传动与承载技术受限的固有短板。

在当前复杂多变国际地缘环境下，该装备批量规模化列装应用，推动我国重型装备战略投送保障能力跻身国际第一梯队。在高原、山地、丘陵、荒漠等复杂边境作战场景中，装备综合保障效能、机动通行速度、极端环境适配性全面优于海外同类运输车型，形成独有的全域战场保障差异化竞争

优势，全方位提升我国边境管控、跨国应急作战、全域战略对抗综合国防实力。

7 结论与展望

7.1 研究结论

“一带一路”沿线地形地貌多元、各国车辆准入犯规差异化明显，叠加跨境运输安防管控特殊要求，对牵引列车式重型装备运输车提出平战两用、全域工况适配、模块化快速改装、跨境一体化后勤保障的核心需求。当前国内外现有运输装备均无法同步兼容全部技术要求，存在明显技术短板。

本文以牵引式重型装备运输车为研究对象完成装备研制开发，设计形成军民通用系列化运输车型，可兼顾和平时期的长距离货运和战时装备投送双重场景，具备持续迭代拓展潜力。整车通过选配高原大功率发动机、低温预热启动装置、中央充放气系统、缓速器、主副并联式油箱、极端环境适应防护套件、具有保障驾乘人员防护能力的驾驶室、智能辅助全景驾驶系统等改装组件，可适配中亚高原、中东荒漠、东南亚雨林等沿线典型复杂工况，同时满足欧亚 EAC、海湾 GOC、印尼 SNI 等多国准入认证规范，既为国产重型运输装备开拓“一带一路”海外跨境市场提供落地工程方案，也未边境冲突、境外军事投送场景下的战时后勤保障提供技术支撑路径。

立足当前复杂多变的全球地缘战略格局，紧扣大国军事博弈、实战化全域作战核心需求，本文系统完成牵引式重型装备运输车总体设计、实车研制、场景应用与作战效能研究，形成四项核心研究结论。

第一，牵引式重型装备运输车是现代军事不可或缺的核心保障装备。在主战装备重型化、作战全域化、对抗高强度化的现代战争背景下，传统运输装备已无法满足实战需求，牵引列车式结构凭借模块化编组、重载适配、全域通行、高可靠性的核心优势，成为重型装备战略投送的最优技术路线，是提升陆军全域机动、持续作战、体系对抗能力的核心支撑。

第二，国产牵引式重型装备运输车具备显著差异化国际优势。相较于美、俄、欧同类装备，国产装备立足我国复杂地形、全域作战需求，实现全地域、全气候适配，核心技术完全自主可控，彻底解决战时装备保障依赖外部进口的问题，综合实战适配性、战略安全性优于国外装备，达到国际先进水平。

第三，该型装备战时综合效能突出，战略价值重大。全面覆盖战前部署、战中保障、战后抢修的全作战链条，可有效提升部队快速响应能力、持续作战能力、战场再生能力与体系对抗能力，是筑牢国防后勤保障体系、强化战略威慑、打赢现代化局部战争的关键核心装备。

第四，未来装备需向智能化、无人化、极致适配方向持续迭代。当前装备仍存在智能化协同不足、极限环境适配有限等短板，需依托军事技术创新，持续优化升级，适配未来智能化、高强度、全域化作战新需求。

7.2 未来展望

未来随着牵引列车式重型装备运输车智能化、无人化、集成一体化方向持续迭代，以及规模化、体系化落地应用，我国战场投送保障体系将进一步完善，实现保障流程高效、可靠，全面强化快速机动、持久作战的综合保障能力，为新时代国防现代化建设、国土主权维护与国家战略安全构建坚实的重型后勤装备支撑。

（1）零排放长续航动力平台普及，在全球及“一带一路”沿线各国低碳减排政策持续收紧的背景下，燃料电池动力系统将逐步替代传统柴油动力，配套车载大容量储能电池，实现超千公里无补给自动续航。

（2）无人化全域重载运输装备迭代升级，下一代牵引式重型运输车将搭载 L4 级集群自动驾驶控制系统，可实现无驾驶员自主运输作业，大幅降低跨境长途运输、战时前沿投送场景下人员暴漏风险，适配边境长线无人值守、跨境无人投送等特殊任务。

（3）跨国一体化后勤保障网络构建，依托“一带一路”多边经贸与防务合作机制，推动沿线国家特种车辆维修备件互认、建立跨国统一标准的重型装备运维、补给、转运保障体系，缩短跨境装备投送周转时长，提升海外投送保障效能。

（4）多任务一体化模块化改装拓展，拓展工程抢修、边境指挥、灾害应急救援等功能模块，通过快速拆装和模块化设计，实现车辆兼顾重型装备转运、边境安防处置、抢险救灾等多重任务，提升装备通用化利用率。

当前全球军事竞争加剧，周边地缘安全形式复杂多变，全域机动、立体供方、快速决胜的作战需求持续升级，重型装备战略投送力量在国防体系中的战略地位将愈发凸显。依托持续自主技术创新与实战化场景验证，国产重型装备运输核心技术将保持行业领先水平，建成具备自主特色的重载装备保障体系，巩固装备现代化、体系化、实战化建设成果，全面助推国防力量高质量发展。

参考文献：

[1] 贺宜,余荣杰. 自行式模块运输车多车协同作业运输技术变革与发展[J].前瞻科技,2025.

[2] 中华人民共和国商务部.出口商品技术指南汽车整车(2025 年版)[Z].2025.

[3] 李建军. 高原地区军用重型运输车适应性改装技术研究[J].汽车工程,2024.

[4] 王浩. 一带一路中亚跨境 TIR 运输车辆技术规范研究[J].物流技术,2026.

[5] 张峰. 重型坦克运输车战时投送作战效能评估[J].军用汽车,2023.

[6] 欧亚经济委员会. 欧亚经济联盟车辆准入 EAC 认证技术规范[S].2025.

[7] GSO. 海湾国家道路重型半挂车制动系统标准 GSO 103/2009[S].2024.

[8] 刘磊. 极端环境下动力电池热失控安全控制策略[J].电源技术,2026.

[9] 程力汽车集团. 一带一路边境越野车辆出口工程案例集[R].2026.

[10] 赵伟. 军民两用特种车辆模块化通用底盘设计方法[J].机械设计与制造工程,2025

[11] 李建军, 张磊.陆军重型装备战略投送保障体系建设研究[J].军事交通学院学报, 2022,24(05):23-28.

[12] 王浩, 刘明军.模块化重型装备运输车结构设计与通行性能分析[J].工程机械, 2023,54(02):45-51.

[13] 张伟. 现代局部战争中陆军后勤装备保障效能研究[J].国防科技, 2022,43(03):78-83.

[14] 陈亮, 赵凯. 国内外军用重型拖车技术发展现状及趋势[J].车辆与动力技术,2021(04):62-67.

[15] 刘腾飞. 全域作战背景下重型装备快速机动保障模式探究[J].军事后勤与装备, 2023(01):36-41.

[16] 王明辉. 列车式重载车辆多轴协同承载系统动力学分析[J].机械设计与制造, 2022(08):189-192.

强噪声背景下发动机振动信号的时频域特征增强方法

陈曦明[1], 杨波[1], 张著[2], 刘鹤龙[1], 赵一民[1], 赵萌[1], 郭鑫锁[1], 肖鹏[1]

（1. 北京航天发射技术研究所，北京市 100000；2. 火箭军装备部驻沈阳地区军事代表室，沈阳市 110000）

摘　要：针对发动机机体振动信号非平稳性强、多源耦合噪声易淹没工况特征的难题，提出一种时频域协同的二次自适应去噪方法，从时域分段降噪与频域自适应滤波两个维度实现信号精细化去噪。时域层面，采用包络导数算子提取信号的频率计权瞬时能量，放大噪声与有效特征的能量差异；结合数据帧矩阵与短时能量准则实现噪声段与工况特征段的自动分割，并采用非局部均值（Non-Local Mean, NLM）算法对噪声段定向平滑后完成时域信号重构。频域层面，引入时变滤波-经验模态分解（Time Varying Filtering-Empirical Mode Decomposition, TVF-EMD）对时域去噪信号进行多尺度时频分解，得到多阶本征模函数；提出融合差分熵的自适应 NLM 算法，根据各阶本征模函数的差分熵值动态匹配高斯尺度系数，实现不同分量的差异化降噪。基于实测发动机机体振动信号开展验证试验，结果表明：该方法可同时抑制时域背景干扰与宽频频带噪声，有效保留核心振动特征，在发动机状态监测与故障特征提取领域具有良好的工程应用前景。

关键词：发动机振动信号；时频域去噪；包络导数算子；TVF-EMD；自适应非局部均值

0 前言

内燃机作为交通运载、工程机械与国防装备系统的核心动力单元，其运行可靠性直接决定整套设备的服役性能与安全水平。近年来，发动机设计与制造技术持续迭代，动力性能与燃油经济性不断提升，但机体振动噪声问题日益凸显[1]，成为制约设备品质升级的关键瓶颈。开展机体振动特性分析、精准识别振源特征，是实现振动噪声控制的核心前提。

工程实测获取的发动机机体振动信号，通常叠加了燃烧激励、机械冲击、环境干扰等多源振动分量[2]。不同振源的非相干耦合作用会使工作过程中的特征信息淹没于强背景噪声中，给后续的特征提取与故障诊断工作带来极大阻碍。因此，研究高精度的振动信号降噪方法，是发动机振动特性分析领域的关键基础问题。

现有振动信号去噪方法主要分为小波变换类与模态分解类两大体系。小波类方法中，An 等人[3]通过优选最优小波基函数实现柴油机磨合阶段振动信号降噪，在信噪比与频率分辨率方面取得了较好效果；Bi 等人[4]结合小波阈值函数与经验模态分解（Empirical Mode Decomposition, EMD）构建爆震信号去噪框架，实现了爆震特征的精准提取。模态分解类方法中，林传喜等人[5]采用集合经验模态分解（Ensemble Empirical Mode Decomposition, EEMD）联合 Savitzky-Golay 平滑滤波处理缸盖振动信号，使信号信噪比提升了 14%。

上述方法在平稳信号处理场景中表现良好，但发动机机体振动属于典型的时变非平稳信号，其频谱结构与幅值特性随工作循环呈周期性动态变化，传统 EMD、EEMD 及小波变换处理此类信号时，易产生模态混叠、特征失真等问题[6]。针对该不足，Ren 等人[7]提出变分模态分解（Variational Mode Decomposition, VMD）结合欧氏距离的降噪方法，利用 VMD 的自适应维纳滤波特性抑制模态混叠，成功应用于机体振动降噪与故障诊断；梁仲明等人[8]采用互补集合经验模态分解结合参数优化 Morlet 小波提取振动冲击特征，可有效滤除冗余周期成分，还原冲击细节信息。

需要指出的是，现有 VMD、CEEMD 等方法多仅从频域维度开展噪声抑制，而发动机工作过程具有强周期性，循环间隔段存在大量时域背景噪声，单一频域去噪难以完全消除干扰，易导致工况特征识别精度不足。基于此，本文提出一种时频域协同的二次去噪方法：时域侧通过包络导数算子与短时能量准则实现噪声段与特征段的精准分割，对噪声段采用非局部均值（Non-Local Mean, NLM）定向降噪，最大限度保留特征信息；频域侧基于时变滤波-经验模态分解(Time Varying Filtering-Empirical Mode Decomposition, TVF-EMD)完成时变信号分解，结合差分熵实现 NLM 参数的自适应调整，对各阶本征模函数开展差异化去噪，最终实现强噪声背景下的振动特征增强。最后通过实测发动机机体振动信号验证了所提方法的有效性与优越性。。

1 时域分段定向去噪方法

1.1 包络导数算子与瞬时能量表征

传统瞬时能量通常采用信号幅值平方计算[10]，对非相干噪声的压制能力有限，难以清晰区分噪声与工况特征的边界。包络导数算子由 O'Toole 等人[9]于 2014 年提出，是一种面向振荡信号的特征增强算法，通过信号包络结合计权滤波的方式计算瞬时能量，可有效压缩非相干干扰噪声，同时引入频率权重信息，更适用于发动机振动信号的时域特征增强。

对于连续时间信号 $x(t)$ ，首先通过希尔伯特变换构造其解析包络：

$$E[x(t)]=\left|x(t)+jH[x(t)]\right|^2 \tag{1}$$

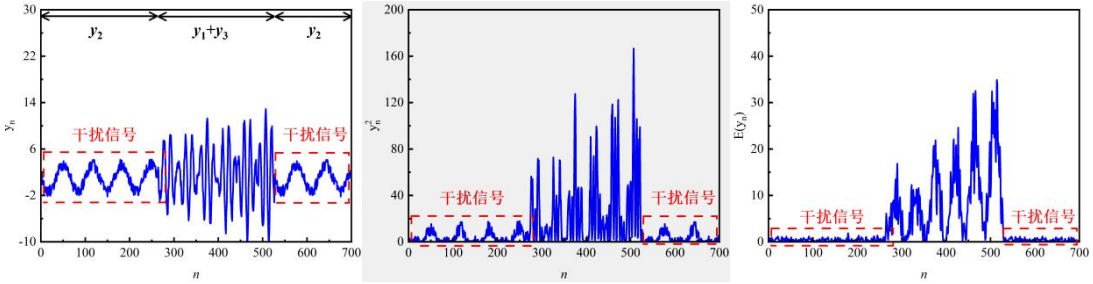
式中，$H[\cdot]$为希尔伯特变换算子。为引入频率计权特性，选取导数运算作为滤波函数对包络进行处理，最终得到包络导数算子的表达式：

$$\begin{aligned}\Gamma[x(t)]&=\left|\mathrm{diff}(x(t))+jH[\mathrm{diff}(x(t))]\right|^2\\&=\mathrm{diff}(x(t))^2+H[\mathrm{diff}(x(t))]^2\end{aligned} \tag{2}$$

式中，$\mathrm{diff}(\cdot)$表示求导运算，一阶导数为 $\mathrm{diff}(x(t))=\mathrm{d}(x(t))/\mathrm{d}t$，二阶导数可表示为 $\mathrm{diff}(\mathrm{diff}(x(t)))=\mathrm{d}^2(x(t))/\mathrm{d}t^2$。采用有限中心差分法对导数项进行离散化，其中一阶差分形式为 $\mathrm{diff}(x(n))=[x(n+1)-x(n-1)]/2$，代入式 (2) 可得离散域的包络导数算子：

$$\begin{aligned}\Gamma[x(n)]=&\frac{1}{4}[x^2(n+1)+x^2(n-1)+h^2(n+1)+\\&h^2(n-1)]+\frac{1}{2}[x(n+1)x(n-1)+h(n+1)h(n-1)]\end{aligned} \tag{3}$$

式中，$h(x(n))=H(x(n))$ 为离散信号的希尔伯特变换序列，n 为采样点序号。该式可直接用于计算离散振动信号的频率计权瞬时能量。



(a) y_n　　(b) y_n^2　　(c) $E(y_n)$

图 1　仿真信号 yn 及其能量 yn2 和 E(yn)

为验证包络导数算子的噪声压制性能，构造三段式离散仿真信号 y_n：

$$y_1(n)=3.3\cos(32\pi\bullet n/N_1+0.5\pi) \tag{4}$$

$$y_2(n)=2.3\cos(8\pi\bullet n/N_1+0.5\pi) \tag{5}$$

$$y_3(n)=2e^{0.005n}\sin(\pi\bullet n/6) \tag{6}$$

$$y_n=\begin{cases}y_2+\varepsilon & ,(0,N_1]\\1.5(y_1+y_3+\varepsilon) & ,(N_1,2N_1]\\y_2+\varepsilon & ,(2N_1,3N_1]\end{cases} \tag{7}$$

式中，ε服从标准正态分布的高斯随机噪声，总采样分段长度 $N_1=263$。信号分为三个区间：$(0, N_1]$ 区间模拟工作循环前的背景干扰段，由低频弱分量 y_2 叠加噪声构成；$(N_1, 2N_1]$区间为工作特征段，包含高频振荡分量 y_1 与幅值指数增长分量 y_3，模拟工作初期振动幅值的动态变化特性；$(2N_1, 3N_1]$ 区间回到干扰信号段，模拟工作循环结束后的背景噪声。

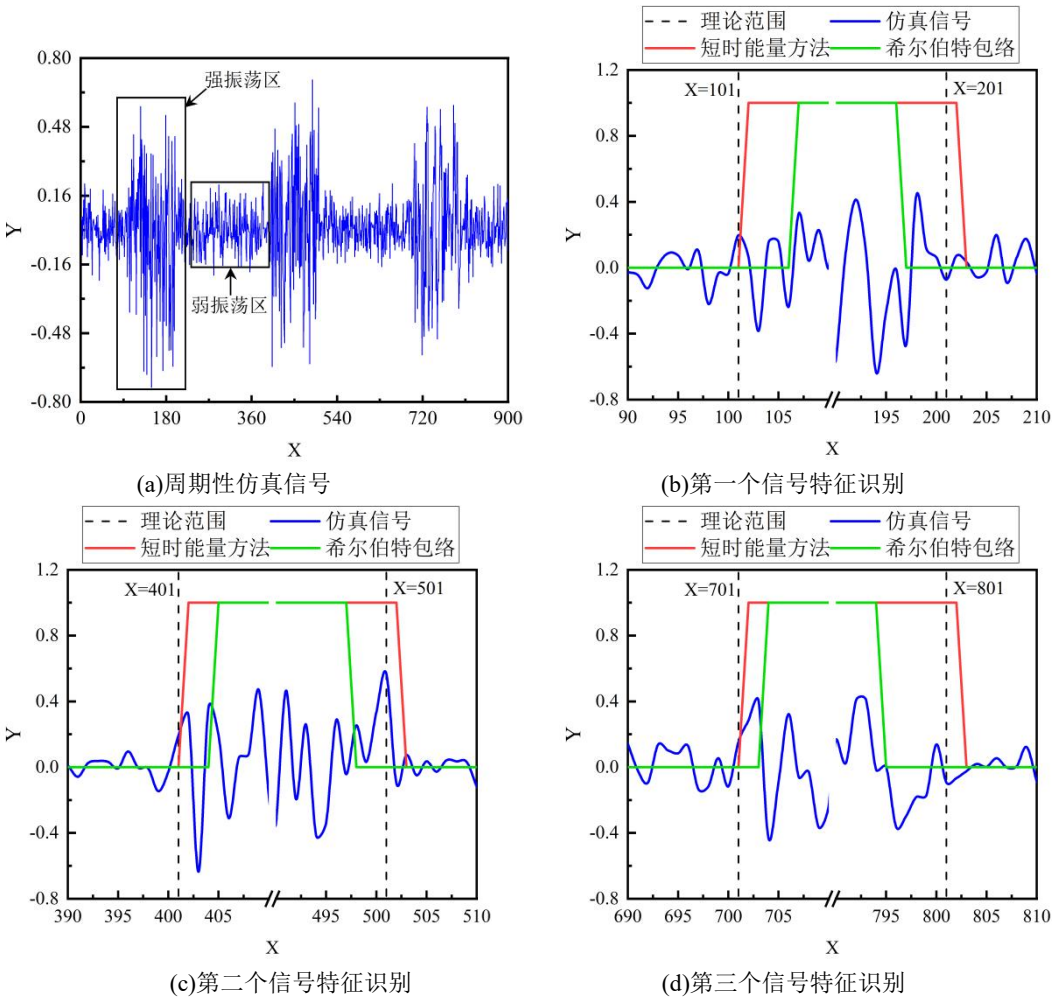
图 1 给出了仿真信号 y_n,传统平方能量 y_n^2 与包络导数算子输出瞬时能量 $E(y_n)$的对比结果。可以

看出，传统平方能量对背景噪声的压制能力有限，噪声段与特征段的能量边界模糊；而 $E(y_n)$可显著压低背景噪声的能量幅值，同时以频率计权方式凸显信号能量的突变位置，能够更清晰地区分噪声段与工作特征段。

1.2 基于短时能量的信号分段识别

经包络导数算子增强后，噪声与特征信号的能量差异得到显著放大，但仍需实现两类信号的自动化时域分割。本文采用数据帧矩阵结合短时能量的方法完成时域分段：将一维瞬时能量信号按设定帧长 L 展开为数据帧矩阵，相邻帧设置长度为 p 的重叠区域，矩阵空缺位置以零填充，展开方式如下：

$$[\Gamma[x(1)],\Gamma[x(2)],\ldots,\Gamma[x(\mathrm{N})]]=\begin{bmatrix}\Gamma[x(1)] & \Gamma[x(\mathrm{L}-\mathrm{p}+1)]\cdots\\ \vdots & \vdots & \vdots\\ \Gamma[x(\mathrm{L})] & \Gamma[x(2\mathrm{L}\text{-}\mathrm{p})] & \cdots\end{bmatrix} \tag{8}$$



(a)周期性仿真信号　(b)第一个信号特征识别

(c)第二个信号特征识别　(d)第三个信号特征识别

图 2　周期性仿真信号及其时域特征识别

数据帧矩阵的每一列对应一个时间窗口内的瞬时能量序列，对矩阵每一列进行积分求和，得到振动短时能量序列(STE)：

$$\mathrm{STE}=\left[\mathrm{sum}(\sum_{i=1}^{\mathrm{L}}(\Gamma[x(i)])),\mathrm{sum}(\sum_{i=\mathrm{L}-\mathrm{p}+1}^{2\mathrm{L}\text{-}\mathrm{p}}(\Gamma[x(i)])),\cdots\right] \tag{9}$$

短时能量处理可将原始信号的高频振荡转化为平滑的能量变化曲线，进一步扩大噪声段与特征段的特征区分度。为实现自动化分割，定义噪声短时能量最低阈值(the Lowest Threshold, LT)：

$$\mathrm{LT}=0.88*\mathrm{mean}(\mathrm{STE}) \tag{10}$$

式中 mean(*)为均值运算，STE 为短时能量。当某一时间段的短时能量低于 LT 时，判定该段为背

景噪声成分；高于 LT 则判定为工况振动特征成分。记录两类成分的起止时刻，即可对原始信号进行时域分段提取。

为验证该分段方法的准确性，构造强弱振荡周期性交替的仿真信号，其中强振荡段对应工作特征成分，三组强振荡段的起止点分别为 101/201、401/501、701/801；弱振荡段对应噪声成分。将本文方法与工程中常用的希尔伯特包络法进行对比[11]，结果如图 2 所示。对比可见，本文采用的短时能量方法对信号强度变化的响应更灵敏，可更精准地定位振荡区间的起止时刻；而希尔伯特包络法识别的振荡区间范围小于理论值，存在特征截断的问题。

1.3 基于非局部均值(NLM)的噪声段平滑去噪方法

完成信号时域分段后，仅对判定为噪声的段落开展去噪处理，可最大限度避免工作特征信号的失真。本文选用非局部均值（NLM）算法作为时域降噪工具，该算法通过搜索信号中的相似结构块，以结构相似度为权重进行加权平均，在滤除随机噪声的同时可较好保留信号的细节特征[12]。其基本原理如下：

对于含噪信号 $x(i)$,去噪后的信号值 $\hat{x}(i)$ 由搜索窗口内所有采样点的加权平均得到：

$$\hat{x}(i)=\frac{1}{M(i)}\sum_{j\in\Omega_i}\omega(i,j)x(i),\quad 0<\omega(i,j)<1,\sum_{j}\omega(i,j)=1 \tag{11}$$

$$M(i)=\sum_{j\in\Omega_i}\omega(i,j) \tag{12}$$

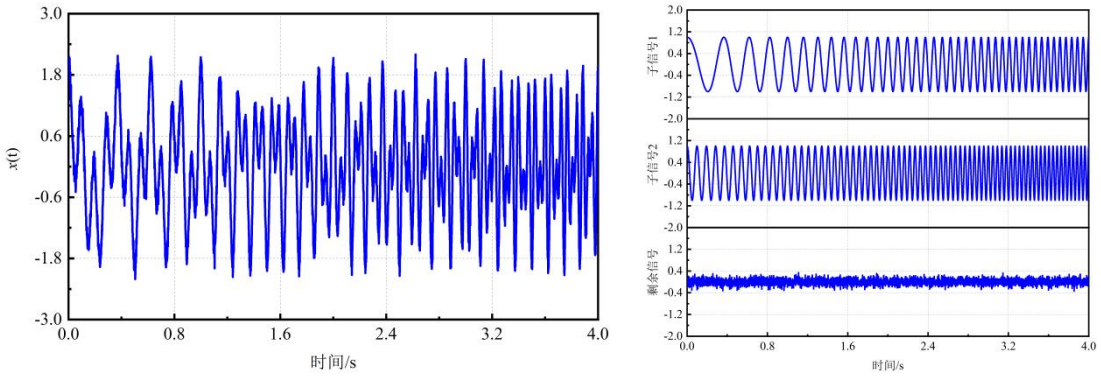
$$\omega(i,j)=\exp\left(\frac{\sum_{\lambda\in\Delta}(y(i+\lambda)-y(j+\lambda))^2}{(2\mathrm{P}+1)2\delta^2}\right) \tag{13}$$

式中 $\hat{x}(i)$ 为 NLM 去噪后的信号；Ω_i 为搜索窗口，该值越大计算时间越长，但去噪效果越好；而$\omega(i,j)$的计算过程可以理解为，比较以 i 和 j 为中心的相似块周围的领域，相似度越高则权重取大者；其中 δ 为高斯尺度系数，影响去噪信号的平滑度；P 为算法运行过程中所发现的相似结构块的数量。虽然 Ω_i 、δ 和 P 均会对 NLM 的结果产生影响，但从公式上可以明显看出高斯尺度系数 δ 的影响大于其他两个参数。

针对时域噪声段的强降噪需求，本文将时域 NLM 的高斯尺度系数设定为 8，对噪声段完成平滑处理后，与工作特征段按时间序列拼接，得到时域去噪后的完整信号。

2 频域自适应去噪方法

2.1 基于 TVF-EMD 的时变信号分解



(a) z(t)　　(b) 三个子信号

图 3　仿真信号及其子信号

作为分布参数和变化规律随时间不断改变的一类随机信号，非平稳时变信号的这种特性使其很难通过简易的滤波技术将特征成分从信号中准确提取。据此，许多非稳态信号分解方法被提出，EMD、

经验小波变换[13](Empirical Wavelet Transform, EWT)、VMD 以及 EEMD 等。但是这些方法分解出的子信号频带宽度是固定的，所以在应用于非平稳时变信号时，可能会造成模态混叠现象。为了解决这一问题同时保留信号的时变特征，Li 等人[14]提出了时变滤波经验模态分解(TVF-EMD)算法。该算法摒弃了传统信号分解方法中的去均值操作，反而设计了一种随时间变化的低通滤波器，将本征模态函数用局部窄带信号替换。对于任意一个多成分信号 x(t)，其希尔伯特变换为：

$$z(t) = x(t) + j\hat{x}(t) = A(t)e^{j\varphi(t)} \tag{14}$$

式中，z(t)为解析信号，A(t)为幅值，φ(t)为相位。基于希尔伯特变换，TVF-EMD 的步骤可以总结为：

(1)寻找 A(t)的极大和极小值点对应的时刻$\{t_{max}\}$和$\{t_{min}\}$以及对应的幅值 $A(\{t_{max}\})$和 $A(\{t_{min}\})$。

(2)对极大值点构成的信号进行插值，使其变为β_1(t)，极小值点信号则变为β_2(t)。

(3)计算瞬时包络 a_2(t)和瞬时均值 a_1(t)。

(4)利用插值 $\varphi'(t_{min})A^2(t_{min})$ 和 $\varphi'(t_{max})A^2(t_{max})$ 获得η_1(t)和η_2(t)，并计算 $\varphi_1'(t)$ 和 $\varphi_2'(t)$：

$$\varphi_1'(t) = \frac{\eta_1(t)}{2a_1^2(t) - 2a_1(t)a_2(t)} + \frac{\eta_2(t)}{2a_1^2(t) + 2a_1(t)a_2(t)} \tag{15}$$

$$\varphi_2'(t) = \frac{\eta_1(t)}{2a_2^2(t) - 2a_1(t)a_2(t)} + \frac{\eta_2(t)}{2a_2^2(t) + 2a_1(t)a_2(t)} \tag{16}$$

再计算局部截止频率 $\varphi_{bis}'(t)$：

$$\varphi_{bis}'(t) = \frac{\varphi_1'(t) + \varphi'(t)(t)}{2} = \frac{\eta_1(t) - \eta_2(t)}{4a_1(t)a_2(t)} \tag{17}$$

(5)分解信号的过程中会存在模态混叠现象，故截止频率需要调整，具体步骤为：

①寻找 x(t)的最大时序，用 u_i 表示(i=1,2,3,…);

②找出所有间断点 e_j (j=1,2,3,…)，满足条件：

$$\frac{\max\left(\varphi_{bis}'\left(u_i : u_{i+1}\right)\right) - \min\left(\varphi_{bis}'\left(u_i : u_{i+1}\right)\right)}{\min\left(\varphi_{bis}'\left(u_i : u_{i+1}\right)\right)} > 0.25 \tag{18}$$

设定 e_j=u_i，若 $\varphi_{bis}'\left(u_{i+1}\right) - \varphi_{bis}'\left(u_i\right) > 0$，则 e_j 为 $\varphi_{bis}'\left(u_i\right)$ 的上升沿；反之则为下降沿。

③若 e_j 是 $\varphi_{bis}'(t)$ 的上升沿，则 $\varphi_{bis}'\left(e_{j-1} : e_j\right)$ 即为截止频率最小值；反之若 e_j 是 $\varphi_{bis}'(t)$ 的下降沿，则 $\varphi_{bis}'\left(e_{j-1} : e_{j+1}\right)$ 为截止频率最小值。$\varphi_{bis}'(t)$ 的其他部分则可认为是峰值。

(6)用调整后的截止频率处理信号，重构结果为：

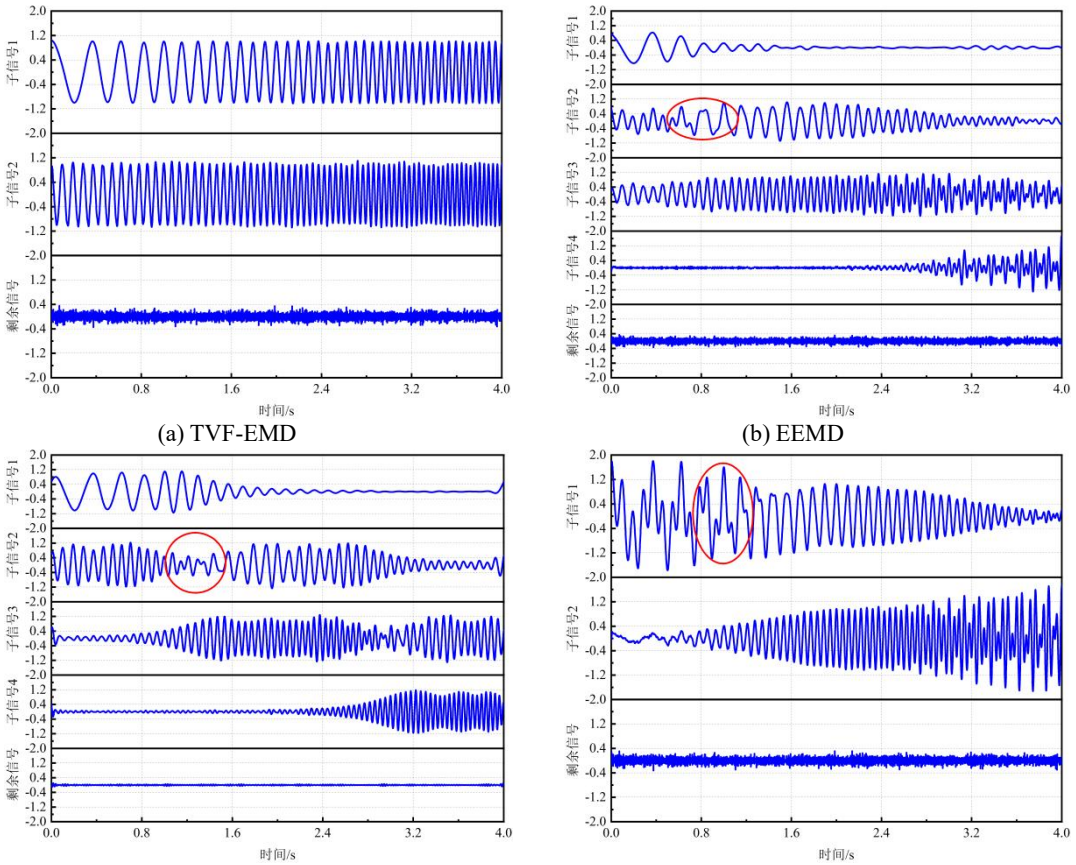
$$h(t) = \cos\left[\int \phi_{bis}'(t)dt\right] \tag{19}$$

(7)判断是否满足收敛条件，若不满足，则重复步骤（1～7）。

而为了证明 TVF-EMD 算法在非平稳时变信号特征提取方面的先进性，将 TVF-EMD 与传统的信号特征提取算法进行对比，包括 EEMD、EWT 和 VMD。用于对比的仿真信号为：

$$\begin{aligned} z(t) &= \cos\left(20\pi t + 4\pi t^2\right) + \cos\left(4\pi t + 4\pi t^2\right) \\ &+ n(t), t \in [0, 4] \end{aligned} \tag{20}$$

式中，n(t)为添加的白噪声信号，标准差为 0.1,仿真信号如图 3（a）所示。为了更好地模拟机体振动信号的时变特征，可以观察到仿真信号的频率成分也是时变的。仿真信号 z(t)中拥有三个成分：$\cos(20\pi t+4\pi t^2)$、$\cos(4\pi t+4\pi t^2)$以及 n(t)，分别称为子信号 1、子信号 2 和剩余信号，如图 3（b）所示，若能通过信号分解算法准确地识别出三个成分，即可证明该算法拥有在复杂成分中提取非平稳时变子信号的能力。



(a) TVF-EMD (b) EEMD

(c) EWT (d) VMD

图 4　几种信号特征提取方法的对比

四种分解方法的处理结果如图 4 所示。从对比结果可以看出，其余三种算法均存在不同程度的性能缺陷：部分方法分解得到的分量存在幅值畸变与波形错乱，部分方法出现了明显的频带交叠与模态混叠，还有的方法输出分量数量与原始信号成分数不匹配。相比之下，TVF-EMD 算法能够完整分离出三个独立的时变分量，未出现显著的模态混叠问题。其优势根源在于滤波截止频率可跟随信号的时频特性动态调整，而非采用固定带宽约束，因此对非平稳时变信号具有更强的适配性与分解精度。

2.2 基于差分熵的自适应 NLM

经 TVF-EMD 分解输出的各阶本征模函数，在信噪比水平与信号成分构成上呈现出显著的异质性：部分分量以纯频域噪声为主体，部分分量为噪声与工况特征的耦合形态，其余分量则以有效振动特征信息为主。若采用统一平滑参数的非局部均值算法对全部分量执行滤波，必然会陷入特征分量过度平滑失真、噪声分量滤波深度不足的两难局面。为破解这一矛盾，本文引入差分熵作为各分量信息复杂度的量化测度，构建自适应匹配的高斯尺度系数求解机制，实现各阶本征模函数的分量级差异化滤波纯化。

对于离散形式的振动信号 $x(n)$，其差分熵 $H(n)$ 的计算遵循如下定义式：

$$H(n) = -\sum_{i=1}^{N-1} p(i)\log_2(p(i)) \tag{21}$$

$$p(n) = \frac{\mathrm{abs}(D(n))}{\sum_{i=1}^{n-1}\mathrm{abs}(D(i))} \tag{22}$$

$$D(n) = x(n+1) - x(n), n = 1, 2, \ldots, N-1 \tag{23}$$

式中 $p(n)$为一阶差分序列的归一化概率分布，$D(n)$为原始信号经一阶差分运算得到的差分序列。

差分熵本质上是对信号差分波动的无序程度进行量化表征[15]，其数值大小可直接反映信号内部

瞬态突变结构的丰富程度。对于工况特征占优的信号，内部包含大量冲击性瞬态结构，差分序列的波动复杂度更高，对应差分熵值更大；对于噪声占优的信号，差分波动呈现强随机性，对应的差分熵值相对更小。

依托差分熵与信号成分的上述对应关系，本文构建了指数型自适应高斯尺度系数计算模型，以此实现滤波强度的自动适配：

$$\delta_{\text{自适应}} = 0.25 * \exp(H(\hat{x}(t)) / H(\text{IMF}(i))), i = 1, 2, \ldots, \text{K} \tag{24}$$

式中，IMF 代表各阶本征模函数，K 为分解得到的本征模函数总阶数。按照上式逐阶求解得到对应尺度参数后，将其输入非局部均值滤波算法中，即可对每阶 IMF 完成适配性的滤波处理；最终输出的各阶纯化分量，共同构成了降噪后的频域振动特征集合。

3 时-频域二去噪方法

图 5 给出了本文构建的时频域两级特征增强方案的完整信号处理逻辑。该方案采用时域粗降噪、频域精滤波的两级处理架构，依次完成机体振动信号的背景干扰抑制与有效特征强化。

时域降噪环节的具体执行流程可归纳为：

(1) 借助包络导数算子(对应公式(1)～(3))对采集获取的机体测点振动信号进行变换运算，生成频率加权形式的瞬时能量序列。该环节可初步衰减时域区间内的背景干扰，显著拉大噪声分量与工作特征分量之间的特征区分度。

(2) 按照公式(8)的构造方式，将一维瞬时能量序列按预设帧长重构为数据帧矩阵结构，并通过公式(9)的帧内积分运算，将其转换为短时能量序列。

(3)依据公式(10)计算短时能量的最低判定阈值 LT，并以该阈值为划分边界，将原始振动信号的时域区间划分为背景噪声段与工作特征段两类。

(4)采用非局部均值(NLM)算法(对应公式(11)～(13))对判定为噪声的区段开展定向平滑处理，处理完毕后将降噪后的噪声区段与特征区段按时间轴顺序拼接重组，完成时域维度的降噪预处理。

频域精细化降噪环节的执行流程为：

(1) 引入时变滤波-经验模态分解（TVF-EMD）方法（对应公式 (14)～(19)），对时域预处理后的振动信号开展多尺度时频分解，得到多阶频带独立的本征模函数分量。

(2) 依托公式(21)～(23)逐阶计算各本征模函数的差分熵指标，并基于公式(24)的映射规则，为每阶分量匹配适配的 NLM 高斯尺度系数，实现分分量的自适应降噪；最终将所有处理后的本征模函数分量进行叠加重构，输出经时频域两级处理后的特征增强振动信号。

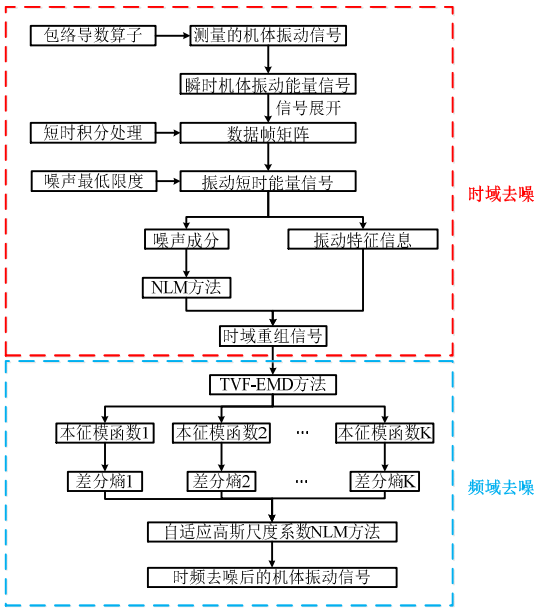


图 5　时频域二次去噪方法的流程图

4 试验验证与分析

本次验证试验以采用缸内直喷供油、高压共轨燃油系统的水冷式四冲程柴油动力装置为受试对象，在 1000r/min 的额定标定转速工况下保持稳态运行，设置 125kHz 的采样频率对机体表面测点的振动加速度信号进行连续采集，获取的原始测点振动时域波形如图 6 所示。后续采用本文构建的时频域两级特征增强方案对该实测振动数据进行处理，以此验证方案的实际降噪性能与特征强化效果。

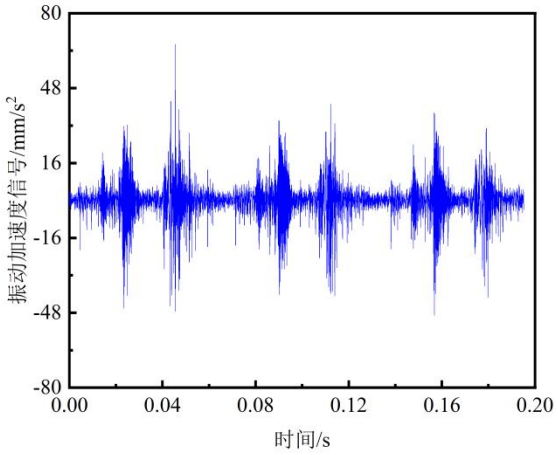
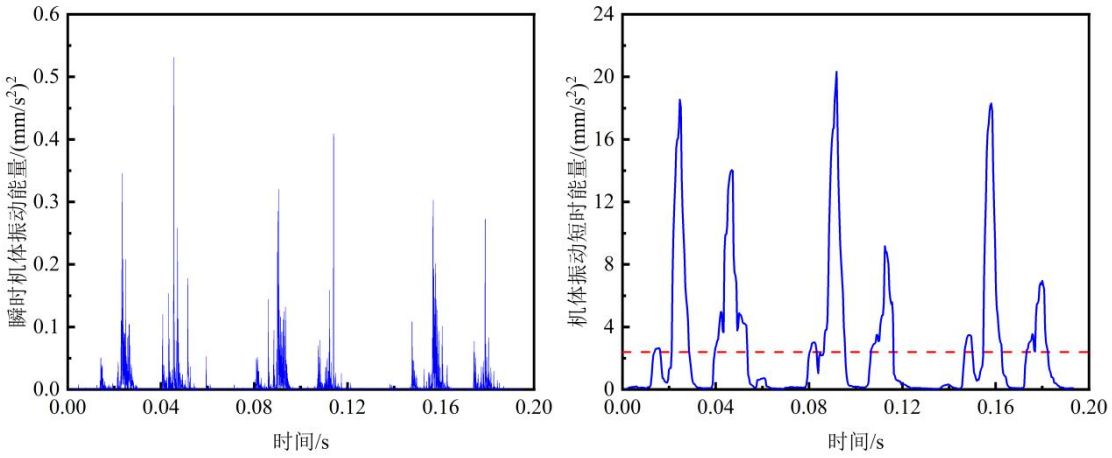


图 6　测量的机体振动加速度信号

首先借助包络导数算子对原始测点振动信号进行运算，提取得到频率加权形式的瞬时能量序列，对应波形如图 7 (a) 所示。从运算结果可以观察到，该能量变换方式对相邻特征峰值区间内的时域背景干扰具有显著的衰减作用，同时能够完整留存工作循环对应的冲击振动特征，处理过程未引发特征波形畸变或幅值衰减问题，有效拉大了噪声分量与有效特征分量之间的能量区分度。



(a) 瞬时能量信号　　(b) 短时能量信号

图 7　机体振动信号的瞬时能量和短时能量

在此基础上，将一维瞬时能量序列按预设帧长重构为数据帧矩阵形式，通过帧内积分运算得到短时能量序列，计算结果如图 7 (b) 所示。分析可知，短时能量变换弱化了原始瞬时能量中的高频振荡细节，使能量变化趋势呈现出更为平缓的特性，能够更直观地反映信号时域强度的周期性分布规律；图中以红色虚线标注了基于短时能量统计特性确定的噪声最低阈值 LT，作为后续时域分段的判定基准。

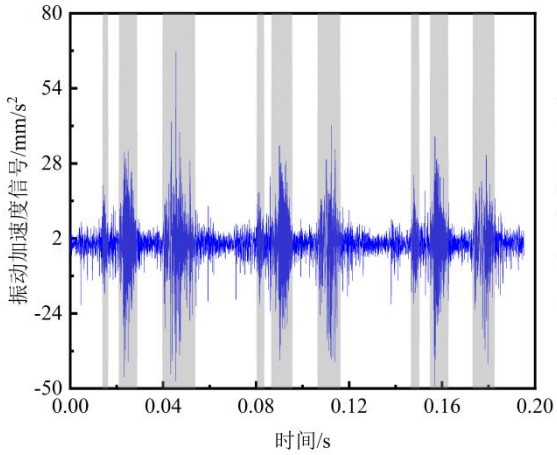


图 8　识别的工作过程振动特征成分

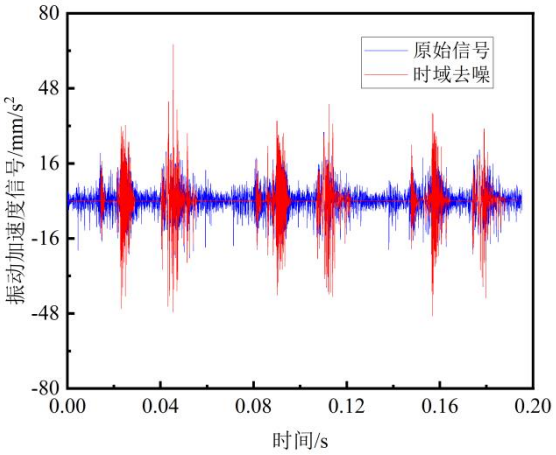


图 9　时域去噪效果对比

以 LT 阈值为划分边界，可将原始信号中短时能量高于阈值的区段提取为工作循环对应的振动特征分量，剩余区段则归类为背景噪声分量，识别结果如图 8 所示，其中灰色阴影区域即为算法判定的工作过程振动特征区间。随后采用非局部均值算法对判定为噪声的区段进行定向平滑处理，完成后将降噪后的噪声区段与特征区段按时间序列拼接重组，以此完成时域维度的降噪处理。原始机体振动信号与时域降噪后信号的时域波形对比如图 9 所示，能够看出所提方法显著抑制了振动冲击峰之间的无关背景干扰，而与工作过程相关的核心振动特征未出现失真问题，能够满足后续频域精细处理的输入要求。

对完成时域预处理的信号采用 TVF-EMD 算法进行多尺度时频分解，得到的各阶本征模函数如图 10 所示。观察分解结果能够发现，不同阶次的本征模函数呈现出差异化的信号特性：低阶分量幅值整体较高，以工作过程产生的振动特征信息为主体；高阶分量幅值相对偏低，噪声成分占据主导地位，且不同分量之间的波形特征会存在一定程度的相似性。针对各分量之间的特性差异，逐阶计算每一个本征模函数对应的差分熵值，并通过映射关系将其转换为 NLM 算法所需的高斯尺度系数，以此实现各分量的自适应降噪处理，经频域滤波后的本征模函数组如图 11 所示。

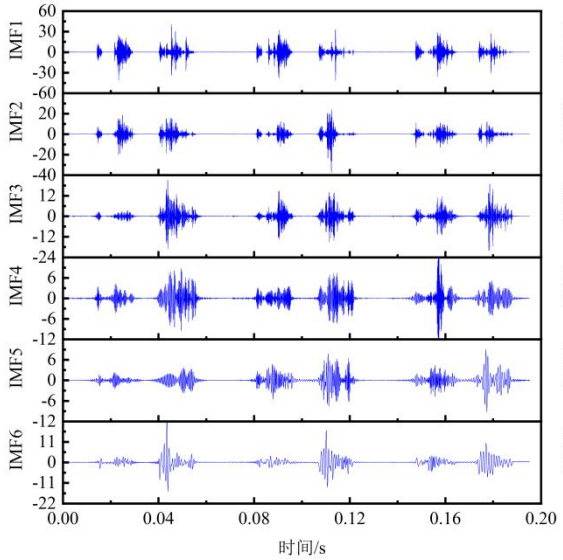


图 10 TVF-EMD 分解的 IMF

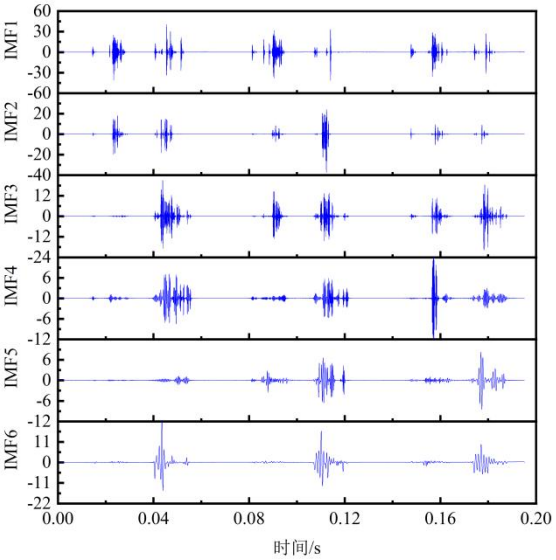


图 11 差分熵的自适应 NLM 去噪后的 IMF

将经过自适应 NLM 降噪处理后的各阶本征模函数进行叠加重构，最终得到经时频域两级处理后的特征增强机体振动信号，其与原始信号的时域波形对比如图 12 所示。通过二者的对比能够发现，本文提出的特征增强方法不仅能够在时域维度消除各类背景干扰噪声，还能够精准识别振动特征分量中夹杂的异常波动与杂散干扰，并通过自适应滤波机制将其有效滤除。

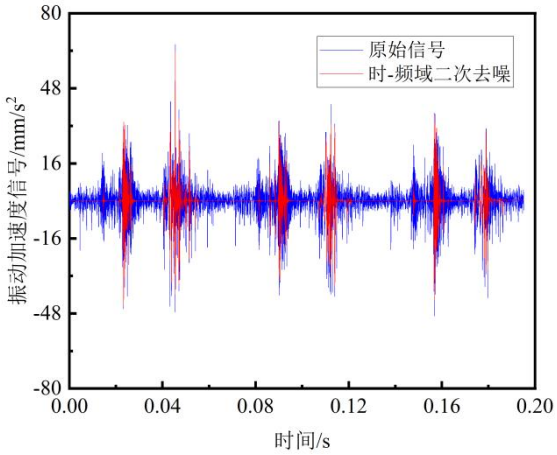
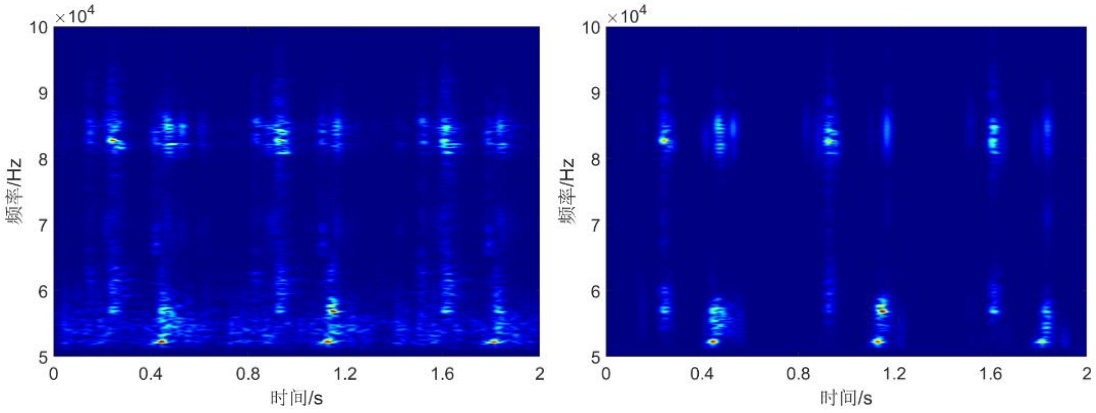


图 12　时频域二次去噪效果的时域对比

考虑到本文所提方法是从时域与频域两个维度协同实现降噪与特征增强，仅依靠时域波形的对比无法全面体现方法的综合性能，因此进一步绘制了信号处理前后的时频分布图谱进行对比分析，如图 13 (a)、(b) 所示，图中颜色的深浅程度对应时频位置处信号幅值的高低。

通过两张时频图的对比能够看出，经本文方法处理后，50~60kHz 频段内沿时域均匀分布的背景噪声得到了有效消除，60~80kHz 频段内的杂乱频带噪声也被大幅滤除；与此同时，原始信号中位于 58kHz 与 82kHz 附近的核心振动特征信息得到了完整保留，特征区域的边界更为清晰，与背景噪声的区分度显著提升。上述结果充分验证了本文所提时频域两级特征增强方法的综合性能优势。



(a) 去噪前　　(b) 去噪后

图 13　去噪效果的时频域对比

5 结论

针对发动机缸体非稳态振动信号多源噪声耦合、特征提取困难的问题，本文提出了一种时频域协同的二次自适应去噪方法。时域侧通过包络导数算子增强信号能量特征，结合短时能量准则实现噪声段与特征段的精准分割，对噪声段采用 NLM 定向降噪，有效避免了特征信号失真；频域侧引入 TVF-EMD 实现时变信号分解，结合差分熵动态调整 NLM 的高斯尺度系数，对不同特性的本征模函数开展差异化去噪。

实测信号验证结果表明，该方法可同时有效抑制时域背景干扰与宽频频带噪声，完整保留核心振动特征信息，解决了传统单一域去噪方法易失真、模态混叠的缺陷。该方法可为发动机状态监测与故障特征提取提供可靠的预处理支撑，具备较好的工程应用价值。后续可进一步优化算法的计算效率，拓展至发动机在线监测场景。

参考文献：

[1] 袁兆成,方华,李盛成.降低车用柴油机振动噪声的设计方法[J].农业机械学报,2004(06):26-29.

[2] 李国宾,关德林,李廷举.基于小波包变换和奇异值分解的柴油机振动信号特征提取研究[J].振动与冲击,2011,30(08):149-152.

[3] AN XB, CHEN L, CHEN CF, et al. Selection of optimistic wavelet base in running-in vibration signal denoising of remanufacturing engine [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 226-228: 335-339.

[4] BI FR, MA T, WANG X. Development of a novel knock characteristic detection method for gasoline engines based on wavelet-denoising and EMD decomposition[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 117: 517-536.

[5] 林传喜,刘维亭,张懿等.改进 EEMD 算法在缸盖振动信号降噪中的应用研究[J].软件导刊,2020, 19(11): 159-163.

[6] 应铭,冯国胜,贾素梅等.基于 DSP 的柴油机振动信号小波降噪实时性研究[J].内燃机学报, 2022, 40(04): 345-350.

[7] REN G, JIA J, MEI J, et al. Variational mode decomposition denoising combined with the Euclidean distance for diesel engine vibration signal[J]. Journal of Vibroengineering, 2018, 20(5):2045-2059.

[8] 梁仲明,滕宪斌,杨期江等.基于 CEEMD-参数优化 Morlet 小波变换的柴油机振动信号冲击特征提取方法[J].船舶工程, 2020, 42(05): 90-96.

[9] TOOLE JM, TEMKO A, STEVENSON NJ. Assessing instantaneous energy in the EEG: a non-negative, frequency-weighted energy operator[C]. International conference on IEEE engineering in medicine and biology society, Chicago, 2014: 3288-3291.

[10] 徐万海,张梦玥,王哲等.基于信号能量特征的海底管道碰撞识别研究[J].应用科技, 2022, 49(06): 26-31.

[11] 张异凡,王浩任,史浩天等.基于小波变换和希尔伯特包络分析的 QRS 波检测算法[J].计算机与现代化, 2019(05): 96-100.

[12] 章芳情,袁方,贺玉等.基于 NLM-CEEMDAN 和样本熵的水电机组振动信号去噪[J].中国农村水利水电, 2023(06): 286-294.

[13] GILLES J. Empirical wavelet transform[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2013, 61(16): 3999-4010

[14] Li H, Li Z, Mo W. A time-varying filter approach for empirical mode decomposition[J]. Signal Processing. 2017, 138: 146-158.

[15] 张成,王昕,郑益慧等.基于聚类经验模态分解和差分熵的输电线路故障测距研究[J].电测与仪表, 2018, 55(21): 86-92.

“一带一路”倡议下中国特种车辆产业高质量发展路径研究——基于多维非线性挑战与体系化应对的视角

王丽秋[1]，魏　东[1]，杨卓林[2]，吴弘泰[3]

（1.北京航天发射技术研究所；2. 上海电力环保设备总厂有限公司；3.独立研究者）

摘　要：随着“一带一路”倡议向高质量发展阶段迈进，中国特种车辆行业正面临从单纯的“产品出口”向“体系输出”和“品牌出海”的关键转折点。然而，沿线国家极端的地理气候异质性、复杂的地缘政治风险、碎片化的标准体系以及跨国供应链传导的巨大不确定性，构成了行业出海的“非线性”挑战。本文基于动态能力理论与全球价值链理论，系统剖析了“一带一路”背景下中国特种车辆行业在基建、资源与安全领域面临的结构性市场机遇和非线性挑战，创新性地提出了“技术架构重塑、标准体系突围、服务生态重构、风险防控深化”的四维体系化应对策略。

关键词：特种车辆；高质量发展；动态能力；全球价值链；非线性挑战；体系化应对

中图分类号：F426.42；F125　　**文章编号：**

Research on the High-Quality Development Path of China’s Special Vehicle Industry under the “Belt and Road” Initiative:A Perspective Based on Multi-dimensional Non-linear Challenges and Systematic Responses

WANG Liqiu[1], WEI Dong[1], YANG Zhuolin[2], WU Hongtai[3]

(1.Beijing Institute of Space Launch Technology, Beijing 100076, China;
2.Shanghai Electric Power Environmental Equipment Works Co., Ltd., Shanghai, China;
3. Independent Researcher, Beijing, China.)

Abstract: As the "Belt and Road" Initiative advances into a stage of high-quality development, China’s special vehicle industry is undergoing a critical transition from mere "product export" to "systematic output" and "brand globalization." However, the extreme heterogeneity of geographical and climatic conditions, complex geopolitical risks, fragmented standard systems, and significant uncertainties in transnational supply chain transmission along the participating countries constitute "non-linear" challenges for the industry's international expansion. Based on Dynamic Capabilities Theory and Global Value Chain Theory, this paper systematically analyzes the structural market opportunities and non-linear challenges faced by China’s special vehicle industry in infrastructure, resource, and security sectors under the "Belt and Road" context. Furthermore, it innovatively proposes a four-dimensional systematic response strategy encompassing "reshaping of technical architecture," "breakthrough in standard systems," "reconstruction of service ecosystems," and "deepening of risk prevention and control."

Keywords: Special Vehicles; High-Quality Development; Dynamic Capabilities; Global Value Chain; Non-linear Challenges; Systematic Response

0 引　言

0.1 研究背景与问题提出

作为构建人类命运共同体的重要实践平台[1]，“一带一路”倡议凭借基础设施互联互通重塑了全球经贸格局，为沿线国家的经济发展注入了强劲动力。在这一宏观背景下，交通运输装备不仅是物理层面的连接载体，更是深度嵌入全球供应链网络的“关键载体”。特别是特种车辆（涵盖重型工程车、油田专用车、极地科考越野车、防雷反伏击车及新能源特种商用车等）凭借其在非铺装路面、极端气候条件下的高通过性与作业能力，成为了保障境外重大工程项目落地实施的核心支撑力量。

然而，相较于已相对成熟的国内竞争格局，中国特种车辆企业拓展“一带一路”沿线市场遭遇到显著的环境复杂性挑战与制度多样性障碍。既有研究多聚焦于宏观的经济贸易效应或单一的技术升级策略[2]，缺乏从“系统性视角”深入探讨特种车辆行业在复杂国际环境下的整体应对策略。首先，沿线国家复杂的自然地理环境，囊括了从高盐雾的东南亚雨林，到极端高温的中亚沙漠，再到高海拔的帕米尔高原以及严寒的西伯利亚地区，形成了全球最严苛的自然生态复合体。其次，传统的产业竞争优势（如低廉的成本、大规模制造）正在失效，行业正面临从“价格竞争”到“整体解决方案竞争”的范式转换。

基于此，本文的研究目的聚焦于三个核心问题：第一，在“一带一路”沿线非结构化且高度碎片化的市场中，特种车辆企业如何重构自身竞争优势？第二，面对极端严苛的使用环境与标准不对称，中国企业在技术层面如何实现从“适应性改造”到“领创性设计”的突破？第三，如何在产品出海、服务保障、金融防范等领域实现多维度协同，从根本上完成从“规模化扩张”向“质量效益跃升”的战略转型？

0.2 国内外研究现状与述评

当前，学术界对于装备制造业“走出去”的研究已较为丰富，主要集中于以下三个维度：一是国际贸易视角下的产能合作与技术溢出研究[3]；二是全球价值链（GVC）视角下的价值链攀升与升级研究，强调通过技术积累与品牌建设实现低端锁定的突破；三是针对特定极端环境下的技术可靠性工程研究，主要集中在材料学与机械工程领域。

然而，现有研究存在明显的裂隙与不足。第一，多数研究将“一带一路”沿线视为一个同质化的庞大市场，忽略了其超强异质性所造成的技术适用性断裂问题；第二，对装备制造业出海的风险评估侧重于宏观地缘政治与金融汇率，缺少对全生命周期运营、供应链长鞭效应等微观层面伴生风险的深度耦合分析；第三，缺乏将技术、标准、服务与金融优势整合进“动态能力”框架内的体系化策略研究。本文正是基于以上研究缺口，引入动态能力理论与全球价值链理论，构建一个适用于特种车辆行业的环境压力-能力缺口-战略重构的系统性分析框架。

0.3 研究思路与方法

本文遵循“理论构建—现实分析—对策提出”的总体研究路径。首先，依托动态能力理论和全球价值链理论构建分析框架；其次，梳理“一带一路”沿线市场的现实机遇与叠加风险；最后，针对性地提出中国特种车辆行业的深度转型升级路径。研究方法上，主要采用文献研究法和归纳演绎法，通过对政策文件、行业报告和典型企业案例的分析，归纳提炼行业发展的典型特征与应对战略。

1 理论基础与分析框架

特种车辆行业具备高度复杂、极端定制化与系统集成的典型特征。传统的比较优势理论已无法全面解释该类企业在复杂动荡的境外环境中的成功要素。因此，本文选择动态能力理论（Dynamic Capabilities Theory）与全球价值链理论（Global Value Chain Theory）作为研究基础。

1.1 动态能力理论：适应非结构化环境的核心引擎

动态能力理论强调企业在快速变化的外部环境中，整合、构建和重构内外部资源以适应环境变

化的能力，其核心维度包括环境感知能力、资源整合能力与转型重构能力。对特种车辆企业而言，“一带一路”沿线环境的“非结构化”特征（即极其复杂的自然与人文环境互动），使得企业不仅仅需要具备生产适销对路产品的能力，更需要具备对“极端工况下的技术适应”、“碎片化市场的标准响应”以及“多国政策变化的快速调整”的快速感知与响应能力。这种能力是企业穿越周期、抵御外部极端冲击、实现可持续发展的关键。

1.2 全球价值链理论：从制造出口到体系出海的价值跃迁

全球价值链理论指出，发展中国家企业通常从低附加值的组装环节嵌入，并通过技术积累、市场渠道建设逐步向高附加值的研发设计、核心零部件制造、品牌营销及售后服务环节攀升（GVC Upgrading）。“一带一路”倡议本质上为中国企业提供了在全球价值链重新定位的机遇窗口。特种车辆企业在过往多依赖价格优势出口，处于价值链中低端。而“一带一路”沿线极端严苛的环境需求，要求中国企业必须将“产品实用价格低廉”升级转化为“极端工况下的系统集成能力”，并在海外建立全生命周期的运维体系，从而实现从“单一产品出口”到“综合服务商”的价值重塑，彻底摆脱由于资金、标准与服务体系短板造成的“低端锁定”困境。

1.3 理论整合框架：环境压力-能力缺口-战略重构

基于上述两个理论，本文构建了“环境压力-能力缺口-战略重构”的三维分析框架。即：环境压力（沿线异质性的自然与制度环境）与 能力缺口（企业现有的传统竞争优势与极端环境下的适应性短板）共同构成了企业必须进行战略重构的内在驱动力。而战略重构的方向，应当是围绕技术、标准、供应链和金融四大支柱进行体系化改造，从而将环境压力转化为企业在全球竞争中的动态核心能力，最终实现企业战略从“产品出海”向“体系出海”的跃升。

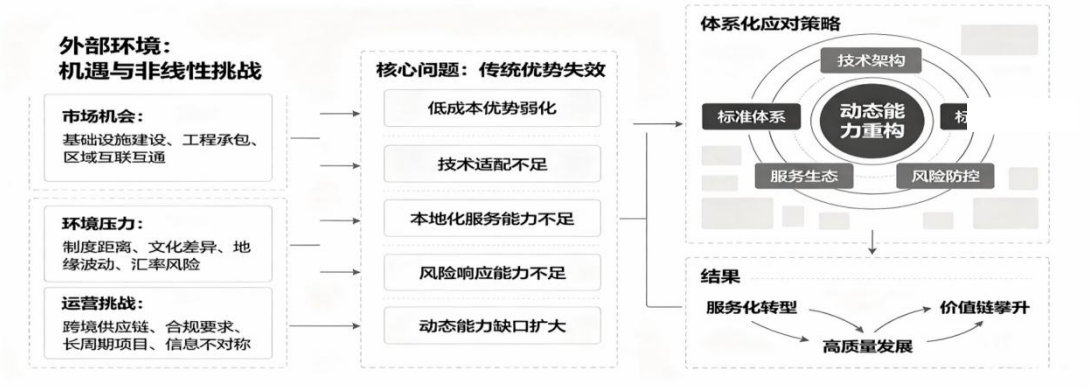


图 1　中国特种车辆产业高质量发展的“环境压力-能力缺口-战略重构”分析模型图

2 “一带一路”倡议下中国特种车辆行业的结构性市场机遇

基于需求拉动理论，“一带一路”倡议为特种车辆行业创造了多层次的递进式市场机遇[4]，从前端基建的刚性需求，延伸至中后期的全生命周期运营服务，再衍生出以安全防务为特点的特定溢出效应。

2.1 基础设施联通催生的直接装备刚性需求

基础设施互联互通是“一带一路”的核心内容[5]，构成了特种车辆行业最直接、最庞大的市场基本面。据统计，“一带一路”沿线国家在建和拟建的大型公路、铁路、港口及能源管道项目数以千计，且多分布于地质条件复杂、交通网络稀疏的欠发达地区。

这些项目在建设初期，亟需大量全驱越野型卡车、重型半挂牵引车、大吨位自卸车以及改装工程车进行建筑材料运输、土石方作业与设备调度。这类需求多是“高门槛、批量集中、履约时效性极强”的 EPC 模式，例如，中巴经济走廊（CPEC）穿越喀喇昆仑山脉的高海拔、大落差路段，对车辆的功率恢复能力、制动安全性及底盘可靠性提出了极高的要求。中国出口到巴基斯坦的重卡需要经过特殊的适应性改进，例如增强发动机在高海拔下的功率输出（涡轮增压优化）、改进制动系

统以防热衰退、强化底盘以应对恶劣路况。

2.2 资源开发带动的全生命周期运维市场

随着基础设施的连通效应释放，“一带一路”沿线丰富的油气、矿产等天然资源进入了加速开发期。相较于传统的民用消费品，资源开采产业高度依赖特种工程车辆、压裂车及井口作业车等专用装备进行 24 小时不间断作业。

这种深度的产业融合催生了庞大的长期运维市场。一方面，市场逻辑发生嬗变，从单一的“一次性销售”转向“全生命周期服务”[6]。在中亚的天然气田或西非的铜钴矿区，压裂车和混砂车需要在高含沙、泥浆冲刷、高频震动的恶劣工况下长期运转，这直接导致了设备磨损率极高，配套的零部件更换、技术升级和整车翻新需求呈现快速增长。另一方面，存量市场的维护与增量市场的拓展相互交织[7]，能够为中国特种车辆企业提供稳定、高额的现金流来源和持续的服务利润。这种从“卖产品”到“卖服务”的商业模式变革，是特种车辆企业突破传统制造业红海市场的核心途径。

2.3 公共安全与防务协同效应下的溢出需求

人员跨国流动与资产集中布局使得“一带一路”沿线地区的安全运营保障面临严重挑战，部分沿线国家持续面临反恐、海盗、边防及国际维和等非传统安全威胁。这为特种车辆行业打开了广阔的防务与安保市场。

中国越野军车及防雷反伏击车（MRAP）等凭借高性价比、无附加政治条件以及快速定制化的服务能力，逐渐成为沿线东道国的重要采购选择。更值得关注的是，这种安保防务领域的合作已产生了显著的技术“溢出效应”。针对海外油田营地、港口枢纽及铁路沿线的安全巡逻任务，配置防雷底盘、高强度装甲钢、防弹玻璃、独立悬挂等核心技术的高端民用越野车或特种工程车，作为抵御简易爆炸装置和轻武器攻击的高防护车辆，受到了广泛青睐。引入防务技术后，民用车辆在安全性、可靠性、通过性和智能化方面有了质的飞跃，也使得中国企业在高端民用越野市场具备了极强的技术壁垒。

表 1　“一带一路”背景下特种车辆行业市场机遇分类与特征表

市场类型	需求特征	典型场景示例
基建刚性需求	高门槛、批量集中	中巴经济走廊修路阶段
资源全周期市场	高附加值、长期维护	中亚压裂车 24 小时作业
防务协同市场	高可靠性、政治敏感性低	东南亚港口防雷车巡逻

3 多维耦合的“非线性”挑战：制约高质量发展的结构性陷阱

机遇与挑战往往相伴相生。“一带一路”沿线区域巨大的地理气候异质性与复杂的地缘政治格局，导致市场需求呈现高度碎片化与非均衡性。这种复杂性并未使风险呈线性叠加，而是形成了多维耦合的非线性效应——即单维度的风险因素在特定情境下相互触发、放大，导致整体运营风险呈指数级增长。具体而言，行业主要面临以下四个维度的严峻挑战。

3.1 极端环境下的“可靠性悬崖”效应

故障率非线性的灾难性跃升。车辆装备的故障率与地理气候的恶劣程度并非简单的线性关系。在温带平原地区，零部件老化通常遵循渐进式规律。然而在“一带一路”沿线的组合极端环境下（如高湿高盐雾的东南亚雨林、高温高寒并存的中亚沙漠、缺氧强紫外线的帕米尔高原），极易发生复合型的极端工况突变。橡胶密封件老化、电子元器件失效以及润滑系统效能衰减往往呈现突变式加速特征，形成所谓的“可靠性悬崖”。

极限环境下的技术短板暴露。这种极端环境苛求车辆必须具备复合极限能力：例如在中东高盐高尘环境中，常规空气滤清器可能在极短时间内堵塞，导致发动机拉缸；在西伯利亚极寒地区，常规钢材易发生冷脆断裂，液压油液压泵极易因凝固导致系统瘫痪。这对国内长期基于温带平原工况建立的技术研发体系和常规试验标准构成了根本性的技术挑战，迫使企业必须放弃单一的“借鉴”

模式，转向“极端工况下的正向设计”，根据目标市场进行模块化定制（如针对中亚的“极寒包”、针对东南亚的“湿热包”），这种“全地域、全天候”的深度适应性设计，要求企业在基础材料学、热力学管理以及 NVH（噪声、振动与声振粗糙度）控制等领域进行根本性的研发范式转移。

3.2 技术与标准的“碎片化”合规壁垒

标准体系的割裂。“一带一路”沿线国家历史上分属不同的殖民体系或地缘板块，沿用了差异巨大的车辆技术法规体系，如欧洲 ECE/EU 标准、美国 SAE/EPA 标准，以及与我国国标水差距较大的其他本地化标准体系。这种“多轨制”标准并存，且认证互认机制尚未健全，显著增加了中国企业的合规成本与制度性交易成本。海湾合作委员会（GCC）国家、土耳其、俄罗斯等已实施或即将实施接近欧 VI 的排放标准，许多非洲和东南亚国家仍允许国 II 或国 III 排放车辆上路。对车辆使用年限、被动安全车身尺寸及轴荷限制等方面，各国法规亦各不相同。

“动态壁垒”与单国定制困境。部分东道国为保护本土落后产能或出于贸易保护主义考量，常突然调整认证法规设置非关税壁垒，或提高通关门槛等方式构建“动态堡垒”。如采取“一国一策”的独立开发模式，无法形成规模效应，研发成本将难以承受；若忽视标准差异，则极易导致项目延期罚款甚至市场准入资格丧失。这种标准上的“碎片化”，大大削弱了中国整车企业海外生产复制推广的效率，将边际成本推至高点。

3.3 全生命周期保障中的“长鞭效应”风险

微小的波动被急速放大。越野车及特种车辆的作业场景多位于远离港口和物流枢纽的偏远内陆地区。在跨国供应链体系中，由于零部件需求引发由国内调拨、海关检验、国际运输、清关直至送达现场，是一条漫长、脆弱的链路。在缺乏有效管控的情况下，需求波动极易在冗长的物流链中被逐级放大，形成典型的供应链 “长鞭效应”。

服务断裂与巨额停工损失。在中东大型油气田开发或非洲露天矿山项目中，单台高压压裂车或大型矿用卡车若因缺少一个定制高压油封而停摆数日，将造成巨大的直接运营损失及项目延期风险。这不仅是简单的物料短缺，更暴露出中国特种车辆企业“走出去”过程中，装备销售与售后服务体系严重割裂的行业通病。沿线部分地区道路通信基础设施落后，当地技术工人匮乏，传统“故障诊断+配件配送+缓慢维修”的服务模式完全失效。这种跨境服务断层，成为行业内从单纯的“产品出口”向“体系出海”转型的关键“阵痛点”。

3.4 地缘政治与金融服务的伴生性风险

政治局势的剧烈震荡。“一带一路”沿线部分国家政府动荡或处于大国博弈的地缘夹缝中，政权更迭、社会动荡、战争冲突等政治风险频发。直接导致在建项目搁浅、资产没收、因项目取消而无法收回合同款、工程欠款拖欠，甚至坏账风险。

金融对冲工具的严重缺失。地缘政治同样影响货币信用，所在国本币大幅贬值，以及外汇管制等金融风险直接侵蚀企业本就微薄的利润空间。遗憾的是，当前针对汇率波动、地缘政治冲突及政策变动等系统性风险的预警机制尚不健全，特别对于中小企业而言，缺乏有效的金融对冲工具（如远期结售汇、政治风险保险等）。这种机制性缺失使得中国企业在国际市场竞争中处于被动地位，承受着极不透明且不可预测的额外系统性风险。因此，建立更为坚韧的风险管理体系和多元化的市场布局策略，是确保境外项目平稳运营的刚性底座。

4 面向“一带一路”的高质量发展对策：基于动态能力视角的战略重构

面对“一带一路”沿线市场的复杂机遇与非线性挑战，中国特种车辆企业亟需实现从依赖低成本优势的“离散型性价比竞争”向基于核心技术攻关与全生命周期服务的“系统性可靠性垄断”转型。结合动态能力理论，本文提出以下四维协同的体系化发展对策。

4.1 技术架构重塑：基于“平台化+模块化”构建极境适应性产品体系

为突破极端环境下的“可靠性悬崖”，行业必须放弃“单一底盘适配所有场景”的传统模式，转向构建兼具高通用性和高扩展性的模块化技术平台。

要素解耦与模块化设计。实施底盘动力上装作业及防护模块的深度解耦，通过标准化机电接口实现动力单元（如内燃机、增程式纯电等）与功能模块的快速重构。例如，基于重型越野底盘平台，通过替换动力与控制模块，便能灵活适配非洲矿区的大扭矩重型运输，或中东油田的连续大功率压裂作业。这种模块化设计，极大地提升了企业产品的响应速度和市场适应性，降低了研发成本和供应链管理难度。

研发生态重构。从“事后改进”到“事前预防”。针对高温高湿高盐雾及极寒等复合极端工况下开展专项材料研发，重点开发自清洁空气过滤系统、防冷脆高锰钢车架、宽温域液压油以及基于热管理技术的电池包均温系统。同时，引入数字孪生技术在虚拟环境中构建长周期的极端工况加速试验模型，通过海量数据驱动的仿真验证，大幅缩短实车测试周期，提前发现设计缺陷，从而将研发范式从“事后返修改进”推向前瞻性的“事前精准预防”，极大提升车辆全生命周期的可靠性。

智能化冗余与边缘计算架构。针对海外通信基础设施薄弱的现实，特征化弱信号环境下的边缘计算能力开发。不依赖云端连接的本地化故障自诊断算法与复杂地形的自主或辅助自主决策系统（如全轮转向控制等），同时保留纯机械操控作为底层冗余备份，确保在遭受电子干扰或卫星信号系统失效等极端情况下，车辆仍具备基本的操控性与安全性。这种“高智能化+纯机械备份”的复合技术路线，将成为特种车辆应对极端环境的底牌。

4.2 标准体系突围：基于“标准先行”与多边互认打破制度壁垒

为应对技术标准“碎片化”带来的合规壁垒，中国企业必须改变被动适应标准桎梏的局面，主动引领构建区域标准互认机制。

主动参与标准制定，推进标准互认。依托国家层面的双边和多边合作机制，在特种车辆领域主动推动与中国技术优势相匹配的区域标准互认。积极参与东道国特种车辆法规的制修订过程，推动中国国家标准（GB）及相关行业标准嵌入区域合作框架。通过降低市场准入门槛，规避不必要的技术和认证重复建设成本，为中国企业在标准认证上争取更多的话语权和竞争优势。

实施“一车多证”认证整合工程。筛选具备最大公约数特征的底盘平台，以此为基础，进行“一次设计、多证申请”的策略。这也是大型跨国车企（如大众、丰田）通用的平台化战略，以类权威认证为“母本”，通过差异化设计简化向其他细分小众市场延伸策略，利用平台化认证策略应对市场碎片化，显著缩短产品的上市周期（Time-to-Market），并大幅降低研发和模具成本，极大提升企业在多元化市场中的反应速度。

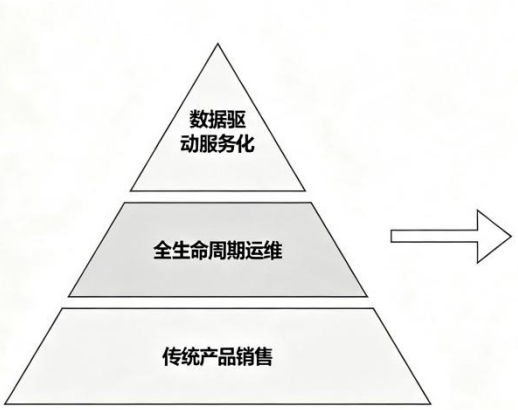
4.3 服务生态重塑：基于全生命周期与“跟随保障”构建韧性供应链

针对跨国供应链中的“长鞭效应”与服务断点、痛点，行业必须从单纯的产品输出转向保障能力的输出，构建韧性供应链与深度服务生态[8]。

创新“移动野战服务站”与前置响应机制。针对重大工程项目部署，由企业牵头“服务前移”，在重点项目现场设立集装化移动服务站。随车部署 3D 打印应急备件制造单元、易损件微仓库及卫星远程诊断系统，实现“小时级”故障修复，缩短供应链响应时滞。这种前置型物理保障能力，能够最大程度降低停工损失，增强客户对品牌履约能力的信心，是构建新型伙伴关系的基石。

阶梯式本地化人才培养与技术溢出。针对沿线地区技术工人匮乏的现实，企业深挖“产教融合”潜力。通过与东道国理工类高校及政府合作，设立海外技术培训中心，培养具备初级维修技能的本地技师梯队。这不仅有利于降低中方人员外派成本、减少安保风险，更能通过技术溢出效应强化企业在地化根基，形成“授人以渔”的良好当地社会形象，并通过培养忠诚的技术拥护者间接提升品牌忠诚度与社会责任。

创新“备件即服务”（SPaaS）模式。利用边缘计算大数据预测模型，对车辆运行数据进行远程实时监测，预测零部件的失效窗口。提前将备件预置至工矿现场，实现从传统的“被动响应式服务”向“数据驱动预测性维护”的升级。这种全生命周期数字化服务生态，使得企业能够实现从装备制造商向综合服务提供商的业态转变，大幅提升客户黏性和服务的边际附加值。



核心业务	盈利模式	阶段特征
预测性维护、备件即服务	备件、维修、移动服务站	预测性维护、备件即服务乡
低服务粘性	稳定运维收入 被动响收入	订阅服务 与高附加应
卖车交付	差价收益 与高附加值	数字孪生与 大数据驱动

图 2　特种车辆全生命周期“技术+服务”能力升级演进路径图

4.4 风险防控深化：基于“产融结合”与多维度对冲机制

利用政策金融工具与军民融合优势，构建多层次的协同机制，将宏观环境的地缘政治风险转化为可控的经济博弈。

捆绑政策金融与援外项目，弥合资金缺口。车辆出口深度嵌入中国“两优”贷款（优惠出口买方信贷与优惠出口卖方信贷）及基础设施援建项目。依托国家层面的信用背书，解决融资难与回款风险问题，同时通过“国别信用评级”与“风险处置联动”，有效降低金融对企业的负面冲击。

深挖“军民融合”与“军贸转民”的协同反哺。我国军用装备（如无人机、装甲车、轻型战术车辆）在非洲、中东、东南亚等地区拥有较高的知名度和良好口碑。许多东道国用户使用中国军用装备后，会自然倾向于采购同品牌的民用衍生产品（如皮卡、指挥车、后勤运输车）。军用重型越野车的核心技术应用于民用矿山、油田、勘探车辆，能显著提升车辆在极端环境下的通过性和作业效率。同时，利用军用品牌在海外的知名度，带动后续服务及后勤类车辆的配套协同，实现从单一产品的单一国家出口向“技术协同的综合性解决方案输出”的模式转化。

5 结论与展望

“一带一路”倡议的深入推进，为沿线基础设施互联互通提供了广阔空间，同时也对参与其中的中国特种车辆装备制造业提出了极为严苛的考验。沿线各区域极端的地理、气候、经济条件与多变的地缘政治风险，共同构成了检验中国特种车辆企业全球化能力的“试金石”。

本文研究表明，面向“一带一路”市场，特种车辆行业不能延续过去的“价格战”和“单一产品出口”模式。面对多维叠加的非线性挑战，行业必须实现战略范式的根本性转变。这种转变要求企业超越单纯的产品出口逻辑，构建具备对多变市场环境敏锐感知、对极端工况技术强适应、对脆弱跨境文化语境强韧性应对的 “高柔性”综合竞争体系。

具体而言，需要通过构建“平台化+模块化”的技术架构以突破极端环境适应性瓶颈；实施“标准先行”策略以化解合规壁垒，建立供应链韧性以应对长鞭效应；同时深化产融结合、军民融合以对抗宏观风险。唯有通过这种系统性的能力重构，中国企业才能从“被动适应”主动走向“主动引领”，在碎片化、高风险的环境中确立动态的竞争优势，最终实现从“产品出海”到“品牌出海”乃至“体系出海”的跃升。

参考文献：

[1] Sun, K., Zhong, X. and Xiong, D., 2026. Does the Belt and Road Initiative Promote the Status of Global Agricultural Trade Network?. Journal of International Development, 38(5), pp.841-855.

[2] Yang, M., Abd Hamid, H. and Lai, J., 2026. Review of the Belt and Road Initiative within the First Decade and Future Research Suggestions. International Journal of Economics and Management, 4(01), pp.1-22.

[3] Tritto, A., 2026. Statism and state activism in response to China's belt and Road Initiative: Indonesia and Malaysia's approaches to developing the EV sector. Competition & Change, 30(1), pp.219-243.

[4] Liu, F., Huang, X. and Li, J., 2026. Synergies of Government Subsidies and Service Premium: A Game-Theoretic Analysis of Transport Mode Selection for Electric Vehicle Exports. World Electric Vehicle Journal, 17(2), p.96.

[5] Wang, Y., Devadason, E.S. and Goh, L.T., 2026. Connectivity and asymmetry: The role of logistics performance in China's belt and road trade integration. The Asian Journal of Shipping and Logistics.

[6] 丁荣军, 刘可安, 王军, 于跃斌, 梁建英, 韩亮, 孟祥萌. 先进轨道交通装备发展成就与未来展望[J]. 中国工程科学, 2026, 28(1):181-190.

[7] 田晖, 张俊鹏. “一带一路”倡议对沿线国家数字经济发展的影响研究[J]. 经济地理, 2025, 45(10):49-57.

[8] 骆康, 郑磊, 刘耀彬, 李汝资, 魏国恩. “一带一路”数字服务贸易的共享效应与文化距离[J]. 经济地理, 2026, 46(2):36-45.

车辆装备电动化技术发展现状与趋势

孙剑斌，孟庆武，郝明亮

浙江春风动力技术研发有限公司 电驱动系统开发 浙江 杭州 311100

摘　要：电动化是当前全球车辆装备领域最为深刻的技术变革方向。本文系统梳理了乘用车、两轮电瓶车、电动摩托车、全地形车（ATV/UTV/SSV）四大类车辆装备的电动化技术发展现状，从政策驱动、市场格局、核心技术三个维度对各细分领域进行深入分析。研究发现，不同品类车辆的电动化进程呈现显著的分层特征：乘用车电动化已进入深度竞争阶段，三电系统持续向高集成度、高电压平台演进；两轮电瓶车在政策规范引导下正从硬件竞争转向系统能力竞争；电动摩托车受益于新国标带来的需求转移而加速放量；全地形车电动化则处于起步阶段，渗透率提升空间广阔。在此基础上，本文从动力电池技术迭代、电驱系统集成化、智能化网联化融合三个层面展望了车辆装备电动化的未来趋势，以期为相关领域的研究与产业实践提供参考。

关键词：车辆电动化；两轮电动车；电动摩托车；全地形车；电动汽车；三电系统

1 车辆装备电动化理论综述和现状分析

随着车辆技术和车辆动力日新月异的发展，车辆动力也从传统能源慢慢像新能源电动化，轻能源等方面常态化发展，而且覆盖率年年增高。从车辆装备发展看，动力驱动方式有纯燃油驱动，纯电驱动，增程驱动，混合驱动等多样化动力驱动，同时电动化装备也在逐步更新尤其电机，电控，电池的三电系统的技术突破不断，性能提升巨大，时刻驱动着车辆装备的电动化发展趋势，增长速率逐年增加。

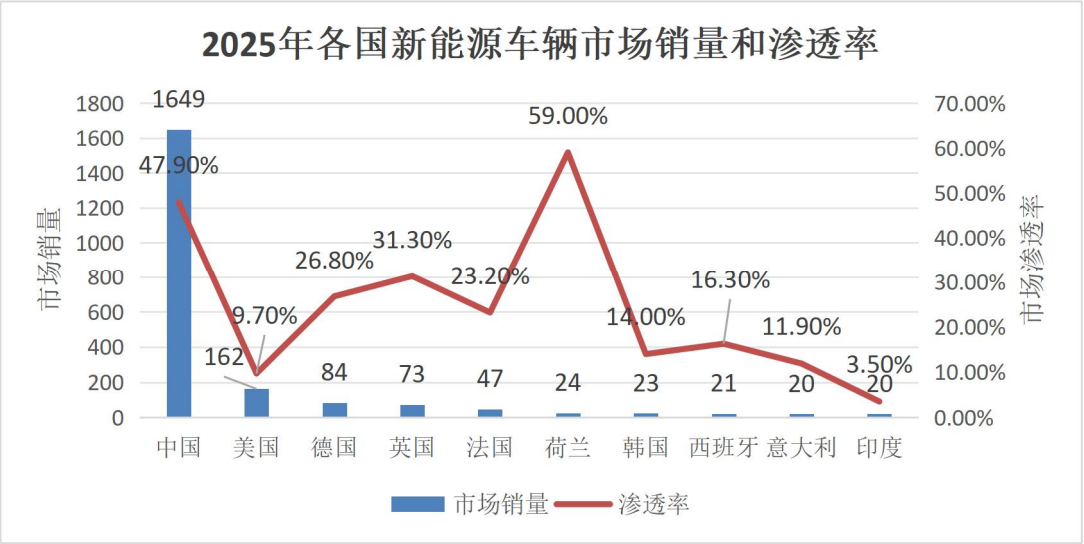
当下在全球能源转型与“双碳”目标的双重驱动下，车辆装备的电动化已成为不可逆转的产业趋势。从乘用车，摩托车，电瓶车以及全地形车，无不进行着从燃油动力像电力驱动的转变，电力驱动技术正以前所未有的速度渗透到各类车辆装备之中。这一变革不仅涉及动力源的更替，更深刻重塑着车辆的产品形态、产业格局、用户出行方式、智能化体验等多维度的电动化产业。

然而，现有研究多聚焦于单一车型或单一技术领域，对各类车辆装备电动化进程的系统性比较分析尚显不足。事实上，不同品类车辆由于使用场景、法规环境、技术门槛的差异，其电动化路径呈现出显著的分层特征与差异化节奏。本文选取乘用车，摩托车，电瓶车以及全地形车四类代表性车辆装备，从政策驱动、市场格局、核心技术三个维度系统梳理其电动化发展现状，并在此基础上研判共性技术趋势，以期为行业研究与实践提供整合性视角。

2 乘用车：电动化的主战场与风向标

2.1 市场规模与技术路线分化

乘用车是车辆电动化进程中规模最大、技术迭代最快的主战场。2025 年国内新能源乘用车销量 1600 万辆，市场渗透率 49%，国外美国、德国以及其他地区的年销量为 162 万辆，84 万辆，市场渗透率分别为 9.7%，26.8%。行业预测 2026 年国内新能源汽车渗透率将达到 55%—65%。在技术路线层面，纯电动（BEV）、插电混动（PHEV）、增程式（EREV）三条路线走势分化显著：BEV 上半年批发 428.6 万辆，同比增长 8%，占新能源批发总量的 63.1%；而 EREV 赛道则面临销量下滑的压力。业内预判，2030 年国内新能源渗透率将超 90%，纯电在新能源中占比同样超 90%。



2.2 三电系统的技术跃迁

乘用车电动化的核心技术进展集中在“三电”系统——电池、电驱、电控。在电驱动系统方面，功率密度持续攀升，从早期的每公斤 2 千瓦左右发展到如今普遍的每公斤 2.5 千瓦以上。电驱系统集成度不断提升，从早期的三合一方案发展到六合一、八合一、十六合一的集成方案，显著提升了效率与空间利用率。

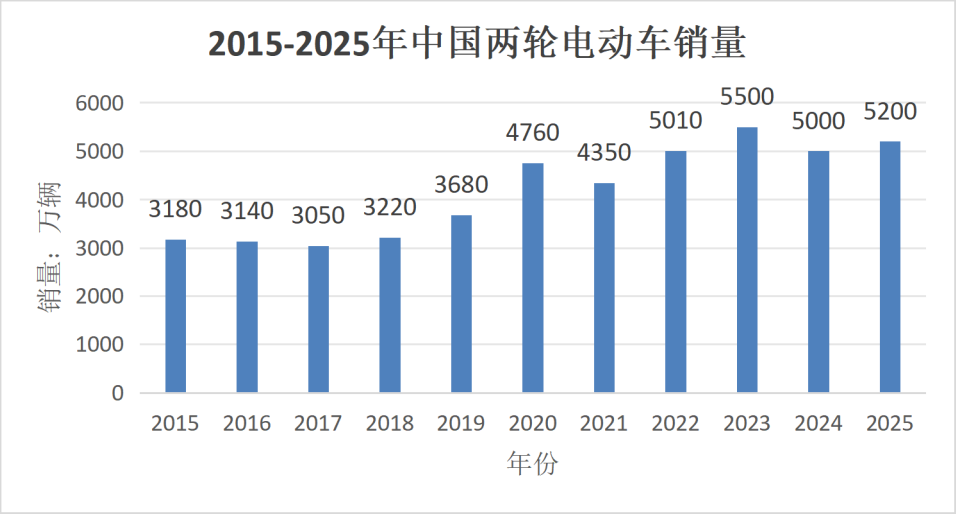
高电压平台正在成为标配。800V 高压平台加速普及，1000V 架构已实现商用。更高电压不仅意味着更快的充电速度，也推动着功率半导体从硅基向碳化硅（SiC）的升级换代。在动力电池领域，固态电池具有高能量密度和良好的安全性，是未来电池技术的重要方向，从 2022 年以来，固态电池的研发和产业化取得显著进展，未来五年内是市场应用的重要窗口期。

与此同时，乘用车电动化正从“物理集成”走向“智慧融合”。动力域协同升级、高压平台规模化普及、AI 全域智能赋能及分布式驱动量产落地四大趋势相互耦合，推动动力系统从“物理堆叠”走向“系统增益”。这种系统级的变革正在重塑整车的技术架构与产品定义逻辑。从车辆电动化的发展，车辆域控制，可视化技术，信息化技术的多重提升，在电动化领域升华，车辆装备的智能辅助系统，智能驾驶系统以及道路行驶可视化技术的提升得到了前所未有的升级，对于车辆电动化的应用和体验更是突破到前所未有的高度。

3 两轮电瓶车：从代步工具到智能终端

3.1 市场格局与政策驱动

两轮电瓶车是全球范围内保有量最大、普及率最高的电动车辆品类。从 2015 年到 2025 年两轮电瓶车的中国市场销量逐年增加，更有甚在 2025 年突破 5200 万辆。国内保有量已超过 4.6 亿辆，未来五年销量预计维持稳健增长态势。



《电动自行车安全技术规范》（GB 17761—2024）于 2025 年 9 月 1 日正式实施，新国标首次将通信能力、北斗定位与动态安全监测纳入基础要求，推动行业竞争由“功能叠加”升级为“系统能力竞争”。据行业预测，新规将推动全国近 2 亿辆非标车有序退市，带来超过 300 亿元的置换市场需求。在此背景下，市场竞争焦点正从过往的“价格战”转向“价值战”，头部企业持续加强系统研发与智能生态布局。

3.2 技术演进特征

两轮电瓶车的技术演进呈现鲜明的“乘用车技术下沉”特征。传统汽车领域已经验证的 OTA 远程升级、智能防盗、骑行数据保险、预测性维护等功能，正在快速向电动两轮车领域迁移。车机系统作为连接硬件、数据与用户体验的核心中枢，正在重构产品形态与行业竞争逻辑，使两轮电动车从单一硬件产品逐步演变为“硬件+系统+服务”的综合载体。

在电池技术方面，新国标实施推动产品结构向“安全导向”深刻转型。市场数据显示，头部品牌主销车型中铅酸电池车型占比从 2025 年第一季度的 54.9%攀升至第四季度的 90.6%。这一变化反映了行业在安全与续航之间寻求平衡的现实选择，同时也对锂电池等新型电池技术的安全性与成本控制提出了更高要求。

2024 年，中国电子商会智能电动汽车专委会发布了全球首个两轮车智能化分级团体标准，将骑行智能化划分为 L0 至 L2U 共六个级别，首次明确定义了“骑行智能化”的概念内涵与判别体系。与此同时，《两轮车智能化技术发展路线图（2025-2035）》编制工作正式启动，旨在通过明确发展方向、统一行业标准，推动两轮车行业迈向以“安全、高效、绿色、协同”为特征的电动智能化未来。

4 电动摩托车：新国标催生的增长极

4.1 市场爆发与需求转移

电动摩托车正成为两轮出行领域增长最为迅猛的细分赛道。2026 年 1 至 4 月，我国电摩累计销量达 117.57 万辆，同比增长 4.66%，其中 4 月单月销量 38.37 万辆，同比增长 35.24%。相比之下，同期电动自行车销量下降 37.9%，显示电动摩托车在新国标带来的市场洗牌中迎来新一轮增长高峰。

这一增长的核心驱动力来自新国标带来的需求转移。电动自行车受制于 25km/h 限速、小容量电池等硬性约束，合规门槛上升导致终端售价普遍上浮。同等预算下，电摩产品在动力与续航方面的优势更加突出，吸引大量消费者转向电摩。从全球视角看，2025 年全球电动摩托车市场规模约 536.1 亿美元，预计到 2034 年将增长至 3025.1 亿美元，年复合增长率达 21.2%。

4.2 产业布局与技术方向

旺盛的市场需求推动头部企业加速电摩布局。2026 年 5 月，工信部第 407 批公告显示，极核，

雅迪、九号、爱玛、台铃、小牛等品牌集中申报电摩新品，产品差异化趋势明显，涵盖机甲风格、外卖专用、轻量化等多个方向。春风动力极核品牌更甚布局多款电动摩托类产品，从低速到高速，从常规动力到强劲的动力布局，建立标准的产业布局，新增高速电摩柔性生产线，匹配更大的市场需求。

在技术路线上，高端电动摩托车正朝着长续航与快充方向突破，部分产品已实现续航 400 公里、30 分钟快充的能力。与此同时，增程式电动摩托车成为电池技术突破前的重要研究方向，以期解决纯电摩托车的续航焦虑问题。头部企业普遍认为，智能化将成为未来十年电摩竞争的核心赛道，2026 年被视为两轮电动车的“AI 元年”。行业正从传统的“参数竞赛”转向以软件与生态重塑产品价值的新阶段。

5 全地形车：电动化转型的蓝海赛道

5.1 市场结构与电动化渗透

全地形车（含 ATV、UTV、SSV）是全球动力运动装备市场的重要组成部分。2023 年全球全地形车市场规模达 153 亿美元，预计 2033 年将突破 295 亿美元。从产品结构看，UTV/SSV 因安全性与舒适性优势，市场份额从 2010 年的 36%跃升至 2023 年的 65%，逐渐成为大众喜爱的市场主流。

然而，与乘用车市场相比，全地形车的电动化进程明显滞后。全球电动汽车渗透率已达 24.4%，而 ATV/UTV 市场的电动化渗透率仍有巨大的提升空间。传统燃油巨头转型意愿较弱，一定程度上延缓了电动化进程。但变革的拐点正在临近——北美市场调研数据显示，2025 年计划购买电动 UTV 的用户占比已达 28%，较 2023 年提升了 17 个百分点。零排放、低噪音、智能化的电动产品正在重塑年轻一代户外爱好者的消费偏好。国内竞争格局呈现一超多强，春风动力作为出海“领头羊”,凭借综合竞争能力全球份额持续提升，逐步站稳市场，逐渐成为全球优秀的全地形车品牌。

5.2 技术突破

全地形车电动化的技术突破正在加速。在驱动系统方面，已有研究将乘用车领域成熟的电驱动技术引入全地形车领域，如将前后双电机全轮驱动系统应用于非公路车。在智能化方面，国内企业已发布“智慧探索”智能化技术体系，展示了空地一体系统、整车 OTA、智能灯语等功能。部分创业公司甚至将乘用车级别的分布式驱动越野底盘控制算法引入全地形车，实现转向、制动、驱动的全解耦控制。

6 共性技术趋势与展望

综观上述四类车辆装备的电动化进程，可以辨识出若干共性技术趋势：

动力电池的持续突破。 无论是乘用车还是两轮车，动力电池都是电动化的核心瓶颈。当前技术路线呈现多元化并进格局：液态电池在中期内仍占据主流地位，固液混合电池开始小批量渗透，全固态电池则被视为下一代技术的终极方向。能量密度提升、安全性能改善与成本持续下降是贯穿所有品类的共同诉求。

电驱系统的高集成化。 从乘用车的多合一电驱到全地形车的分布式驱动，电驱系统正朝着更高功率密度、更高集成度的方向演进。集成化不仅减少了零部件数量与整车重量，也提升了能量转换效率与系统可靠性，这一趋势正在从乘用车向两轮车、全地形车等领域外溢。

智能化与网联化的深度融合。 车辆电动化与智能化正在形成“双轮驱动”的协同效应。从乘用车的智能驾驶到两轮车的车机系统，从全地形车的空地一体到电动摩托车的 OTA 升级，软件定义车辆的时代已经到来。未来的竞争将不再是单一参数的比拼，而是“硬件+系统+服务”综合能力的较量。

补能基础设施的体系化建设。 充电设施的完善程度直接影响着电动化的推进速度，建设公共充电网络并升级配电网。对于两轮车和全地形车而言，换电模式与便携充电等多元化补能方案也在积极探索之中。

7 结论

车辆装备的电动化已从单一的技术路线选择演变为覆盖全品类的系统性产业变革。本文对两轮电瓶车、电动摩托车、全地形车及乘用车四类车辆的电动化进程进行了系统梳理，揭示了不同品类在电动化节奏、驱动因素与技术路径上的显著差异：乘用车作为电动化的先行者已进入深度竞争与系统融合阶段；两轮电瓶车在政策规范引导下正从硬件竞争转向智能化的系统能力竞争；电动摩托车受益于需求转移正迎来快速增长期；全地形车电动化则处于起步阶段，渗透率提升空间广阔。

展望未来，动力电池技术的持续突破、电驱系统的高集成化、智能化网联化的深度融合，以及补能基础设施的体系化建设，将共同构成车辆装备电动化的核心推动力。对于产业界与学术界而言，理解不同品类车辆的差异化电动化路径，把握共性技术趋势的演进方向，将是在这一轮深刻产业变革中把握机遇的关键所在。

参考文献：

[1] 2025 年中国两轮电动车行业研究报告[R]. 2026.

[2] TMC2026 国际汽车动力系统技术年会. 动力系统技术趋势报告[R]. 2026.

[3] 吕纯池.新能源电动汽车核心技术发展现状与趋势综述[R]. 2020.

[4] 2025 年全球及中国全地形车行业报告[R]. 2026.

[5] 2025 年全球新能源汽车销量统计数据[R]. 2026.

电动化技术对车辆装备能力的提升

刘凯，刘胤超，郝明亮，郑涛，齐海波，孟庆武

浙江春风动力技术研发有限公司 电驱动系统部 浙江 杭州 311100

摘　要：本文介绍了春风动力旗下的极核牌两轮电动化电摩领域的车型上采用的基于“90kph”版本驱动电机基于 23 年款到 25 年款的开发过程的持续优化情况，基于电驱系统和整车装备的基础上展开与举证了对于出行通勤类电动摩托的驱动电机，实现了轻量化、高效率、高性能及更好的操控舒适性等，从而实现了更高的整车装备性能的提升。

一般来说，多部件的组合与共振部件数量的增加会导致车辆的噪音和振动性能下降，由于电驱是车辆噪声和振动的根源制造者，23 年款电驱针对磁路进行了优化设计，因此，电驱的噪声和振动性能得到了明显改善。为了克服这种 NVH 问题，23 年款电驱经过了优化，以减少噪音和振动，从而提高了车辆舒适性。

此外，25 年款电驱采用更少用量的材质提升通过优化电机结构和采用新型电磁方案，提高了电驱的扭矩密度，在不改变体积下，减轻重量，同时增大了电机的功率扭矩并提升了能量转化效率，而且还大大减少了约 17%以上的钢材用量，28%以上的合金铝和约 43%的金属铜的用量，从而实现了电驱的轻量化、高效率、高性能等性能提升，同步提升了装备电动轻量化的整车车辆加速度提升 3.4%，续航提升了近 3.7%。

关键词：电动摩托车；驱动电机；轻量化；高效率；高效率；噪声优化；性能优化；齿槽效应，转矩抑制

1 简介

春风动力旗下极核是专为出行市场设计高性能类电动摩托车，自 2020 年 12 月以来，极核在全球共售出 约 100 万辆（截至 2026 年 7 月），为节能减排普及零排放环境保护做出了贡献。尽管目前春风动力主营业务为燃油类两轮和四轮摩托，但同步却将"全球化、电动化、智能化"确立为核心战略，开启了新的电动化两轮“极核牌”方向，成功构建起公司第三增长曲线，也充分展示了春风动力在“电动化”方面的成果，正是如此，恰恰也从正面证明了从传统制造向全球领先的动力运动品牌转型，这一战略不仅体现在其全球产能布局的扩张，也深刻反映在电动化的爆发式增长及车载智能系统的全面升级上。

本文件主要介绍了关于极核牌两轮电动摩托车的“90”kph 版驱动电机降低噪音和振动，提升性能，以及采用减少电机材质用量的技术的改进。

2 驱动电机性能概述：

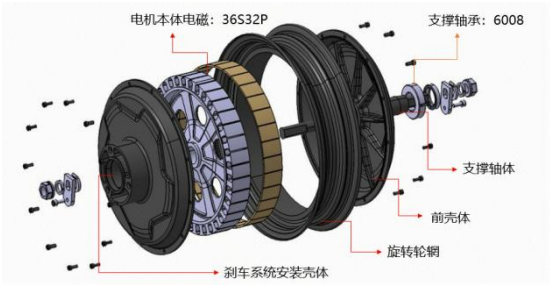
表 1　“90”kph 版 23 年款电驱到 25 年款电驱演变：

项目	23 款电驱	25 款电驱
电驱持续功率	5kW	5.2kW
电驱最大扭矩	190N.m	190N.m
电驱最大效率	92.0%	92.2%
电驱重量	18kg	14.5kg
加速度 0-50kph	5.9s	5.7s
续航（WMTC-1）	117.1km	121.5km

与 23 年款相比，25 年款的性能变化：

- 动力性能：电机扭矩持平，功率提升 0.2kW，持续功率增加 4%；
- 电驱质量：减轻 3.5kg，减轻了近 19.5%

- 整车性能：0~50km/h 加速时间提升 0.2s，提升了 3.4%;，续航里程增加 4.4km，提升了 3.7%



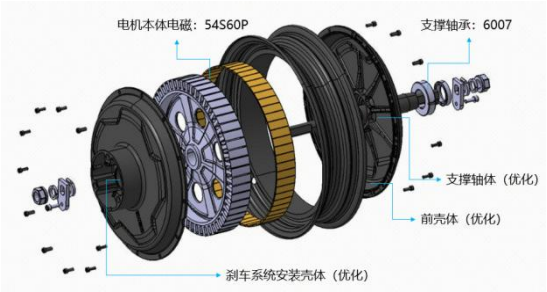


图 1.1　23 年款电驱示意图　　**图 1.2　25 年款电驱示意图**

图 1　90”kph 版 23 年款电驱到 25 年款电驱的区别：

与 23 年款相比，25 年款的结构变化：

- 通过将电机本体电磁设计优化、前壳体、刹车系统安装壳体、支撑轴体（轴承）多部件优化，25 年款动力总成相较于 23 年款减重 3.5kg。
- 电磁设计优化包括：定子与永磁体的槽级配合、硅钢片、漆包线用量，磁路性能优化等。

2.1 23 年款电驱振动与噪声性能优化表现

驱动电机总成在提供整车动力驱动的同时也造成了整车的振动与噪声性能下降。因为电机共振与整车部件衔接的部件数量较多，此外，各部件之间也会产生共振甚至放大振幅的风险。

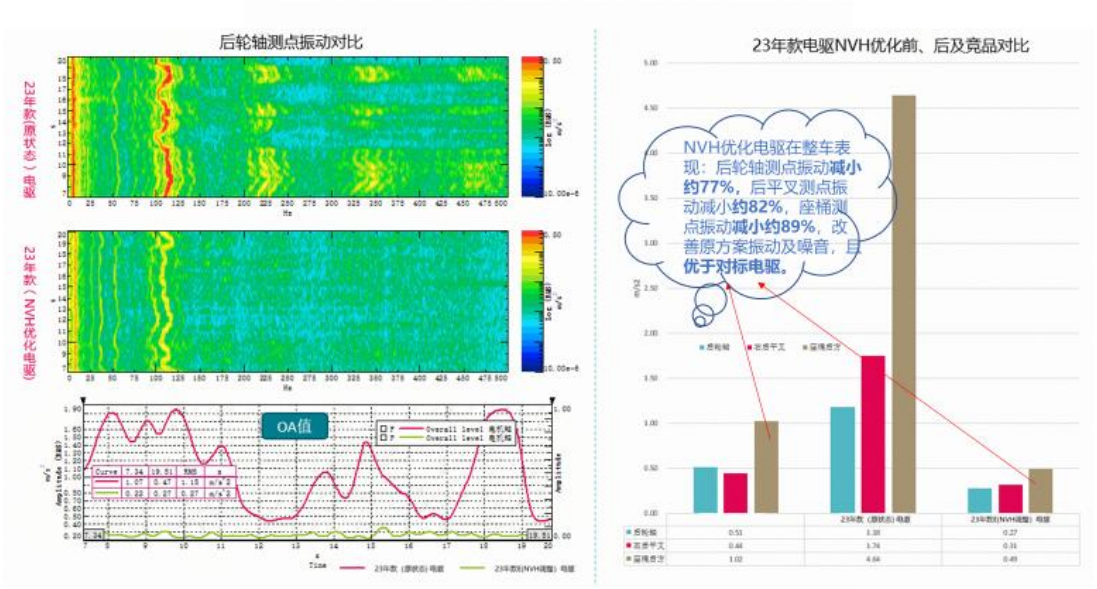


图 2.1　23 年款电驱振动与噪声性能优化表现

- 23 年款首次与整车各部件安装，会使得电驱在低频 113Hz 附近区域出现明显的振动与噪声性能衰退（图中原状态电驱）；
- 23 年款（NVH 电驱）将电机本体电磁设计中的齿槽转矩波动进行优化，电驱总成在低频 113Hz 附近区域出现的振动与噪声性能明显改善（图中 NVH 优化电驱），且抑制振动后的状态，在整车各部位测试略优于竞品。

2.2 25 年款基于 23 年款减重分析

25年款与23年款主要变化差异			
	材质	23年款电驱（kg）	25年款电驱（kg）
壳体	ADC12	1.83	1.31
旋转轮辋	SPHC+Q235	5.5	4.8
支撑轴承	GCr15	0.2	0.16
支撑轴	40Cr	1.42	1.12
永磁体	NdFeB	0.62	0.6
硅钢片	Silicon steel	4.9	3.9
漆包线	Cu	2.1	1.2

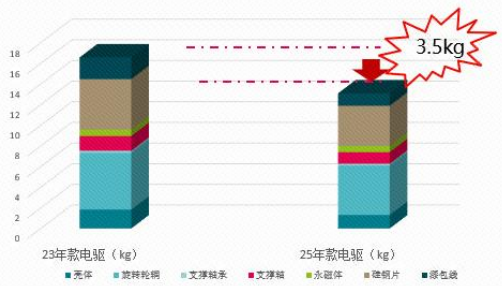


图 2.2　25 年款基于 23 年款减重分析

25 年款电驱重量相较于 23 年款电驱减轻 3.5kg，归因于：

- 电驱结构承载件（壳体）根据强度换算相对轻量化设计减重重量 0.5kg，近乎减少了约 28%以上的合金铝用量；
- 电驱电磁（磁、钢、铜）部件进行了电磁优化设计，减少了电驱中的钢材约 2.1kg，铜线 0.9kg，17%钢材用量及漆包线约 43%的金属铜的用量。

2.3 减少铜、铝、钢材等对车辆装备及企业竞争力等多面提升

在电动化整车的电驱动系统中，减少铜、铝、钢材等金属材料的用量，不仅是材料科学的进步，更是车企在性能、成本、续航和可持续发展等多个维度取得竞争优势的关键策略。其核心优势主要体现在以下几个方面：

2.3.1　提升续航与降低能耗（轻量化优势）

减少壳体部件的金属用量，能够直接实现电驱的轻量化，对车辆装备能力而言，“减重”是缓解续航焦虑的核心手段之一。

2.3.2　提高扭矩密度与转换效率

减少冗余材料并不意味着性能妥协，25 年款电驱通过优化槽型及电驱绕组端部大幅度减短反而能提升电驱的转换效率（电驱效率 92.0%提升至 92.2%），大幅减少了钢材和铜金属元素的使用，且保持了卓越的 NVH（噪音、振动与不平顺性）性能。

2.3.3　显著降低制造成本同步增强供应链安全与可持续性

随着全球电动化的激增，对铜的需求急剧上升，通过技术创新可以减少稀有材料和重金属的使用有效缓解对铜等关键矿产的过度依赖，有助于车企应对全球供应链风险并践行环保理念，铜和铝（尤其是铜）属于价格较高且波动较大的大宗商品，减少其用量对成本控制意义重大。

3 电驱的改进过程

3.1 振动噪声性能提升

根据图 2.1 所示的噪声测试初步结论，电驱在整车装备过程中在低频区 113Hz 附近噪音（振动）辐射水平产生了不良影响。

3.1.1 113Hz 噪声辐射原因分析：

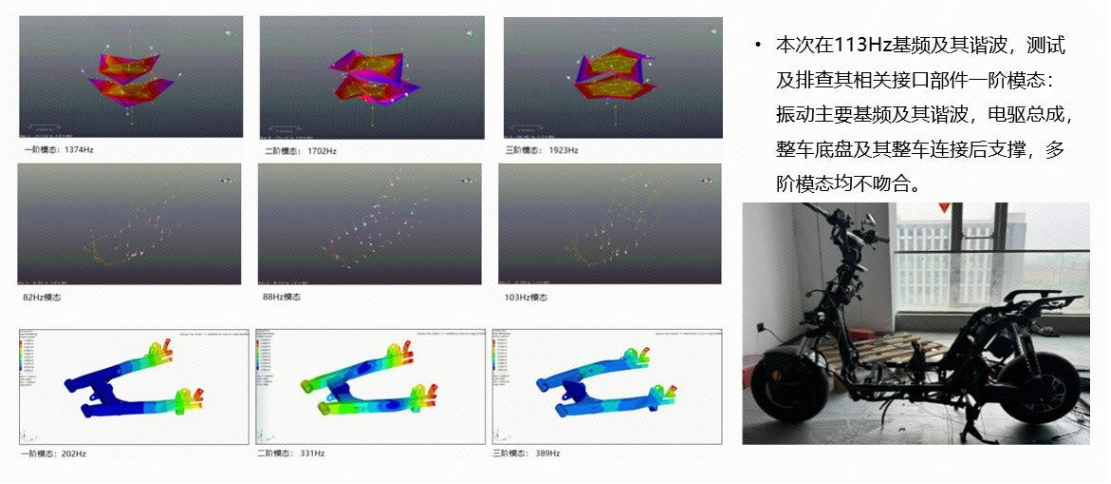


图 3.1.1　23 年款 NVH 基于基波分析及排查

根据多部件循环排查及竞品测试结合结果表明，在噪声（振动）辐射的主要原因是电驱本体内部电磁方案（基于 36 槽谐波频率诱发）在低频区间齿槽效应诱发，并通过电驱壳体放大了噪声（振动），并且通过装备至整车引发多部件传递后的共振。

通常，已知永磁体型电驱通过旋转方向力产生转矩，该旋转方向力通过线圈和磁体产生的旋转磁场之间的吸引力和排斥力在气隙附近产生，同时基于定子在旋转过程中因有均匀的过线开口，齿槽效应在电驱中无法避免，在电驱旋转过程中同步在磁场中永磁体与定子铁芯齿槽之间的磁阻变化波动较大，在产生旋转方向力的同时，阻碍转动的脉动转矩波动随之变大，从而使电驱沿径向振动。

为了抑制电磁齿槽效应带来的转矩波动（参考文献：1、2），应优化产生该状态下的电磁的结构形状，以实现较小的齿槽转矩。因此，将形状优化应用于：“定子铁芯的外围形状”和“转子磁体的状态宽”这两种形状。这些优化对气隙附近的磁场有很大的影响。

定子铁芯周边形状图 3.1.2 所示的新凹槽形状结合槽口开口用于 23 车型年款。如图所示， q 轴（槽口）开口拉低齿槽效应电磁力，结合 d 轴（齿中）凹槽之间的角度的变化会影响齿槽效应，通过将凹槽放置在齿中，再可以进一步均衡电磁力。

转子永磁体在在降低工艺成型的基础上，将宽度“圆弧型”优化设计为“面包型”，使得放置在转子磁体的宽度形状影响气隙区域附近的磁场，进一步达到均衡过程中齿槽效应，平衡矢量电磁力。因此，图 3.1.2 所示，通过选择磁体宽度的形状设计最佳值，可以显著降低齿槽效应。

另外，多数情况下，基于定转子优化齿槽，通常伴随部分电磁永磁体及齿槽中磁通均衡后的旋转电磁力矩的部分下降和效率的部分牺牲，本次电磁方案基于多轮优化，考虑电驱本体在能效转换过程中优先考虑整车装备过程中的续航能力提升，因此通过在高效点牺牲 2.5%电磁转矩保障了 0.2%的效率提升。

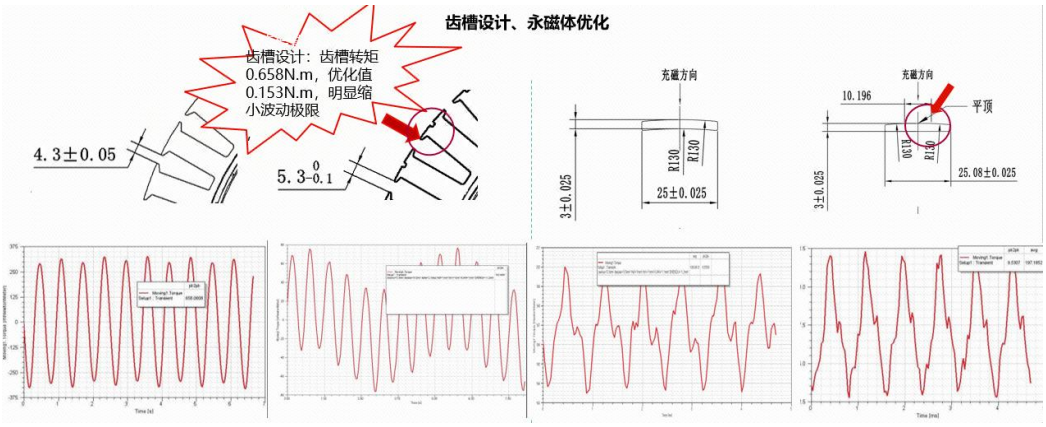


图 3.1.2：23 年款 NVH 基于电磁优化

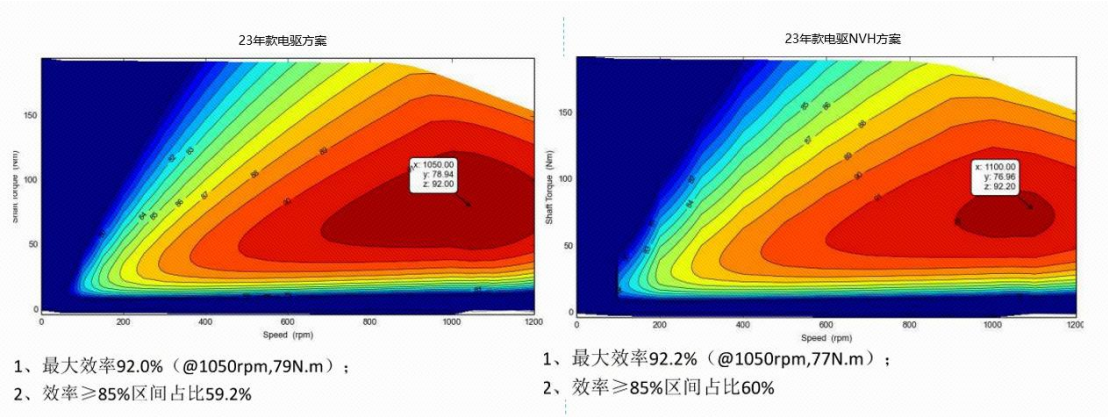


图 3.1.3：23 年款 NVH 基于电磁优化

3.2 电机设计的目标

25 年款电驱的设计目标金属使用量的减少，同步达到装备性能持平

3.2.1 金属使用量的减少

- 重新考虑了电驱磁路的设计来实现提高转矩密度减重材质
- 通过刚、强度优化减重来实现电驱减重材质
- 25 年款需继承 23 年款优良的 NVH 优化和转换效率

减少电驱重量的最有效方法是减少各个部件的无效支撑材料重量，为了付诸实践，一方面重新考虑了电驱磁路的设计来实现提高转矩密度（参考文件：3）。对于 25 年款电驱，尤其是基于 23 年款电驱的电磁设计中的定子齿形：定子轭及定子齿宽需转换为高转矩密度方向，已经被重新审议。

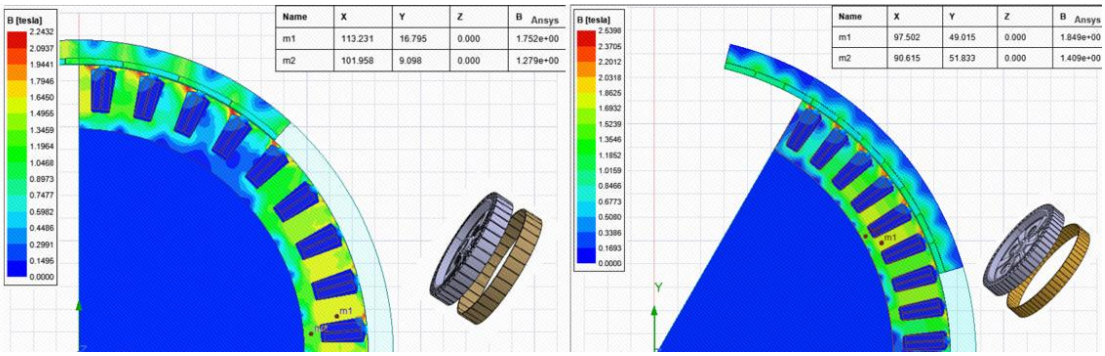


图 3.2.1 25 年款电驱基于 23 年款电磁设计

电驱定子铁芯内径从 187mm 减少到 205mm，更改成更多槽方案，如图 3.2.1 显示了齿宽和齿轭的材料尺寸及负载磁密，25 年款电驱通过减少齿宽和齿轭的尺寸，基于以上定子槽型，减少了定子齿部及齿轭的无效磁通回路，有效提升了硅钢片定子齿部的负载磁密，对比发现从 23 年款的齿部磁密 1.75T 提升了到 25 年款的 1.85T，齿轭磁密从 1.27T 提升到 25 年款的 1.41T。此外，定子磁路从 36 槽提升至 54 槽，保持设计值纯铜槽满率下，进一步增加了转子极数，进一步提升了气隙磁场有效 Br 的优化，同时对应减少了齿宽尺寸，同步为定子铁心瘦身，为电驱轻量化贡献近 1kg 硅钢的重量和近 0.9kg 的铜用量。

另一方面，提升电驱壳体抗静压、弯曲、扭转刚度等单位体积的有效性（参考文献：4、5），减少材料设计对电驱总成的防护支撑，对材料重量精准把控利用也势在必行。

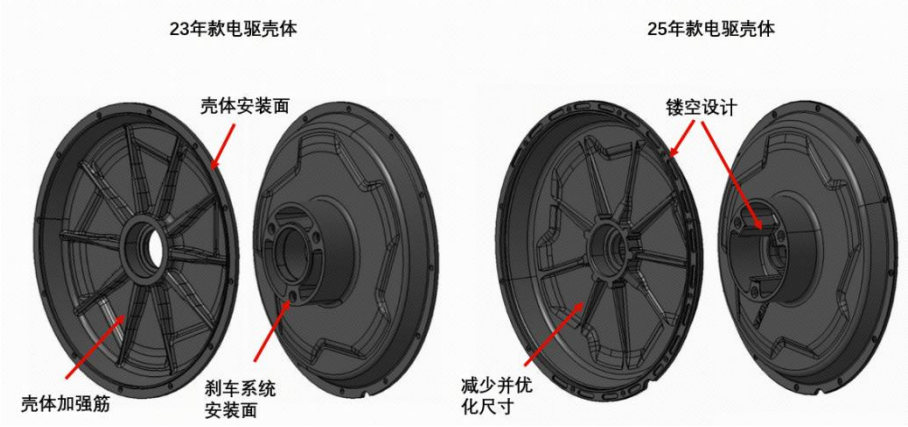


图 3.2.2　25 年款壳体基于 23 年款减重优化

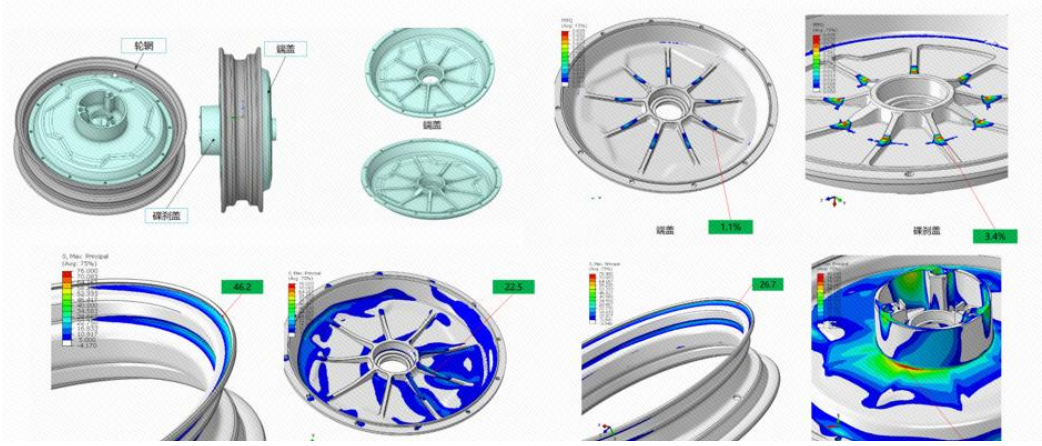
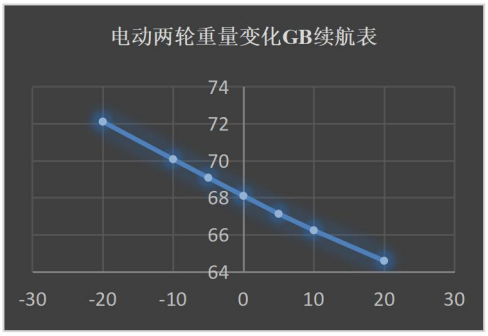


图 3.2.3　25 年款壳体基于参考减重优化结论

图 3.2.2 显示了 25 年款电驱基于 23 年款电驱基于壳体优化，图中，基于壳体加强经由原来的 10 根过度至 9 根，且在参考标准下，优化了加强筋宽度和筋高度，且在安装密封面在保障电驱密封保障在防尘防水 IP67 下，整体镂空设计，使得整体合金铝重量下降比例约 18%，此外 25 年款电驱通过整车刹车系统接触部位的镂空及加强承接柱，使得整体抗扭强度不变情况下，减少局部合金铝重量约 10%，整体轻合金材料预计减少了 0.5kg。另外通过电驱内外减重设计后重新载荷校正，可替换支撑轴承由型号 6008 变更为 6007 后，支撑轮辋与支撑轴体相应减少部分钢材用量不在本次论证一一展开叙述，同步在电驱总成上贡献了约 1kg。

3.2.2　装备性能匹配性

通过定子磁路槽型优化和电驱承载强度的设计实现了电驱的轻量化，优化过程中同步保障最大扭矩与 23 年款电驱的一致性，然而通过减少定子齿和轭的宽度，减少了漆包线线圈的空间与用量，与 23 年款电驱相比减少，通过开展电驱的并联支路拓展和削减了跨槽和绕组端部高度（无效铜用量），不仅仅没有增加电驱的铜耗，相反还降低了不少电阻，带来了电驱效率的 0.2%的提升。



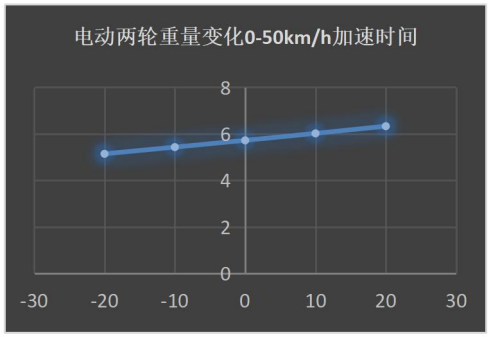


图 3.2.4　25 年款电驱装备整车性能提升模拟

基于以上在 MATLAB 中的 simulink 模块中针对降低的重量进行整车装备性能的演化提升，模拟显示，电动两轮摩托车重量每降低 10kg，对应减轻约 4.6%，对比 GB 工况路谱模拟整车续航里程 68km 标准，可增加 3%至 3.2%，0-50km/h 加速度时间 5.72s，减少了 0.35s，提升了近 6%。

通过转毂动力平台试验台架多次测试求取平均值，在减重 3.5kg 下，基于 WMTC-class1，0~50km/h 加速时间提升 0.2s，提升了 3.4%;，续航里程增加 4.4km，提升了 3.7%，

从以上两个维度展开主观评价，本次 25 年款电驱通过降低总成重量提升转矩密度而言，虽不能从实践上去覆盖和完全对等模拟数值，但从理论依据与实际测试值之间得出：基于“90kph”版本驱动电机基于 23 年款到 25 年款的开发过程中，伴随电动化技术的提升，势必能够达成整车装备能力的提升。

4 总结

本文件介绍了为春风旗下“极核牌“基于 90kph”版本驱动电机从 23 年款到 25 年款电驱的改进技术，新型电驱解决了与重量减轻、噪音和振动性能以及减少金属用量相关的问题，有助于进一步提高“极核牌“电动化两轮摩托的装备性能。

以下是电驱成功的点：

1. 电驱在整车装备过程中噪音和振动性能更加安静、舒适；
2. 电驱重量减少了 3.5kg。整车装备底盘簧下质量减轻后，路况通过性的主观体感提升；
3. 电驱减少 17%钢材用量，28%轻合金铝，43%的金属铜的用量甚至更多；
4. 装备本电驱总成，在整车上得到更具备性价比的产品力和性能发挥，动力和续航的提升。

文献参考：

[1] 谭建成、邵晓强《永磁电机设计与应用》第二版，第 10 章，永磁无刷直流电动机的齿槽转矩及其削弱办法，P223~244；

[2] [美] 杰克·F.吉拉斯（Jacek F.Gieras）《永磁无刷直流电机技术》原书第三版，第 6 章，永磁直流无刷电机，6.6 转矩波动，6.6.4 转矩波动的抑制，P202~213；

[3] 邱国平、丁旭红《永磁直流无刷电机实用设计及应用技术》，第 3 章，无刷电机的绕组、磁路和内部特征，P28~47；

[4] 谭建成、邵晓强《永磁电机设计与应用》第二版，第 11 章，电机设计要素的选择与主要尺寸的确定，P246~281；

[5] T/ZZB 3848-2024《电动车电机用端盖》；

[6] GB/T-22435-2008 《摩托车和轻便摩托车轻合金轮辋》。

车辆装备高温高寒高原电动化技术

傅茂卿，郑涛，贺笑磊，卢伟，程卓，汪朋

杭州春风股份有限公司，浙江省杭州市 310000

摘　要：车辆装备电动化是交通领域低碳转型与装备动力升级的核心方向。车辆装备必须同时应对高温（>40℃）、高寒（<-30℃）及高原（海拔>4000m）三类极端环境的综合考验。本文系统分析了“三高”环境对动力电池、电驱动系统、充电系统及整车热管理的影响机制，揭示了高温热失控、低温析锂、低气压局部放电等核心失效机理的电化学与热力学本质。同时详细分析了耐高温电芯、浸没式冷却、自加热电池、脉冲预热、高原主动散热补偿与绝缘增强等应对三高环境的关键技术。进一步，提出了基于多参数感知与模型预测控制的三高自适应集成架构。最后，深入探讨了固态电池、800V 高压平台、人工智能驱动的智能热管理等前沿技术在“三高”环境中的应用前景。

关键词：车辆装备；极端环境；电动化技术；热管理；三高适应性；低温预热；高原绝缘

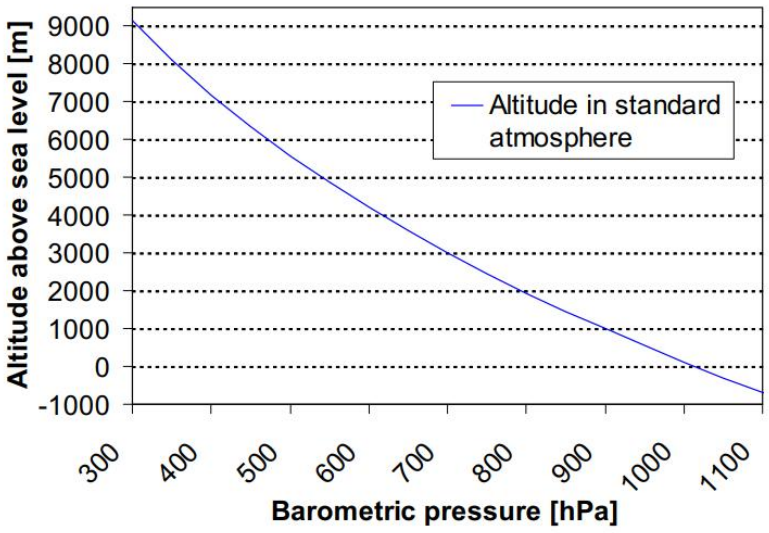
1 引言

1.1 战略意义

以电动化为核心的动力系统重构，正从普通乘用车领域向特种车辆领域加速渗透。据中国汽车工业协会数据，2025 年我国新能源汽车产销量突破 1500 万辆，渗透率达到 45.6%。然而，全地形车辆的电动化率仍不足 5%，其根本制约因素正是极端环境适应性。全地形车辆必须具备“全时、全域”的作业能力，其工作地域涵盖从撒哈拉沙漠（夏季地表温度 70℃以上）到西伯利亚（冬季夜间-50℃以下），从沿海平原到帕米尔高原（海拔 4700m）。

所谓“三高”环境，通常指：

- **高温**：环境温度 ≥40℃，相对湿度可接近 100%（如热带雨林、沙漠昼间）；
- **高寒**：环境温度 ≤-30℃，极端可达-45℃以下（如寒区、极地）；
- **高原**：海拔 ≥4000m，大气压 ≤62kPa，氧含量仅为海平面的 60%左右。



这三类环境对电动车辆的影响并非简单叠加，而是通过热学、电学、力学及化学的交叉耦合产生复杂的非线性复合效应。例如，高原低气压既降低空气散热能力约 25-30%，又降低绝缘介质的击

穿电压约 30%；高寒既导致电池电解液粘度呈指数级上升，又使冷启动与充电面临严峻挑战；高温则加速电池副反应与功率器件和电机绝缘系统的加速老化。

1.2 研究目的与研究范围

本文旨在系统梳理极端环境下车辆电动化的核心挑战、关键技术路径及系统集成方案，填补三高耦合系统性分析方面的空白。研究范围涵盖：

- 动力电池系统（电芯、BMS）；
- 电驱动系统（电机、控制器、绝缘系统）；
- 整车热管理系统（热泵、控制策略）。

2 “三高”环境对电动车辆的核心影响机制

2.1 高温环境：热力学驱动的失效链

当环境温度在 40℃以上时，电动车辆装备的三大子系统面临一系列由热力学驱动的严峻挑战。

2.1.1 动力电池系统

锂离子电池的最佳工作温度区间为 15-35℃。超过 40℃后，电池内部的副反应开始加速。根据 Arrhenius 定律，反应速率常数 k 与温度 T 的关系为：

$$k = A\exp(-E_a/RT)$$

其中 Ea 为活化能，R 为气体常数。对于 SEI 膜（固体电解质界面膜）的分解反应，活化能约为 80-120 kJ/mol，温度从 25℃升至 45℃时，反应速率约增加 3-5 倍。

随着温度进一步升高，热失控链式反应被触发。典型的热失控演化路径为：

- **80-90℃**：SEI 膜开始溶解，负极暴露于电解液，发生放热反应；
- **100-120℃**：隔膜开始收缩甚至熔断，正负极直接接触形成内短路；
- **120-150℃**：正极材料（尤其是三元材料）分解释放氧气，与电解液剧烈反应；
- **200℃**：电解液气化分解，电池起火甚至爆炸。

高温环境下，电池内阻降低，虽然短期放电能力增强，但循环寿命急剧衰减。实验数据显示，在 45℃下持续循环 500 次后，三元锂电池容量保持率约为 80%，而在 25℃下为 92%以上。对于磷酸铁锂电池，45℃下 500 次循环容量保持率约 85%，较三元电池更具高温耐受性，但仍有显著衰减。

2.1.2 电驱动系统

永磁同步电机中的钕铁硼（NdFeB）磁钢具有负温度系数。在 20℃时，其剩磁 Br 约为 1.2-1.4T，内禀矫顽力 Hcj 约为 2000-2500 kA/m。当温度升高至 150℃时，Br 下降约 10-12%，当超过磁钢的居里温度（约 310℃）时，永磁体完全退磁且不可恢复。

电机控制器中的功率半导体器件是热敏感元件。对于硅基 IGBT，结温每升高 10℃，失效率约增加一倍。通常 IGBT 的最高结温限制为 150-175℃，为留安全余量，控制策略会在结温超过 130℃时开始降低输出功率。对于碳化硅（SiC）MOSFET，其最高结温可达 200-250℃，但高温下导通电阻 Rds(on)会显著增加，Rds(on)从 25℃到 200℃约增加 2-2.5 倍。

为保证器件安全，通常实施分级降额策略：

- **1 级（预警）**：温度达阈值 90%，限制峰值功率 30%；
- **2 级（限功率）**：温度达阈值 95%，限制峰值功率 50%；
- **3 级（保护）**：温度超阈值，强制断电。

2.1.3 整车热管理系统

高温下驾驶舱空调制冷负荷急剧增加。实测表明，在 45℃环境温度下维持 25℃座舱温度，空调压缩机功率可达 3-5kW，占整车总能耗的 30-40%。若同时开启电池冷却（压缩机功率 1-2kW），总热管理能耗可达 4-7kW，对续驶里程产生显著影响——典型工况下高温续航较常温可衰减 25-35%。

值得注意的是，高温与高湿叠加（如热带气候）会导致冷凝器散热效率进一步下降，因为湿空气凝结释放的潜热降低了有效换热能力。

2.2 高寒环境

在-30℃以下的极寒环境中，电动车辆面临的核心问题是“锂离子被冻住”——电化学动力学过程严重受阻。

2.2.1 动力电池系统——低温电化学瓶颈

锂离子电池在低温下的性能劣化源于多个环节：

1. **电解液粘度激增**：常规 LiPF6/EC+DEC 电解液在-20℃时粘度约为 25℃时的 5-8 倍，锂离子迁移率下降约 70%。
2. **SEI 膜阻抗增大**：低温下锂离子穿过 SEI 膜的活化能显著升高。
3. **固相扩散系数剧降**：锂离子在石墨负极中的固相扩散系数与温度呈 Arrhenius 关系，从 25℃到-20℃，扩散系数下降约两个数量级。

宏观性能表现为：在-20℃时，典型 NCM811 三元锂电池的 1C 放电容量约为常温的 70%；在-30℃时，不足 50%；在-40℃时，部分电芯完全无法放电。同时，放电平台电压显著降低，例如 3.7V 平台可降至 3.0V 以下，导致可用能量进一步减少。

2.2.2 动力电池系统——低温充电析锂机理

低温充电是极寒环境下最大的安全隐患。其机理如下：

低温下锂离子在负极表面的嵌入速率远低于其迁移速率，导致锂离子在负极表面富集，获得电子后形成金属锂枝晶而非嵌入石墨层间。锂枝晶的生长具有三个特征：

- **刺穿风险**：枝晶可能穿透隔膜，导致正负极直接短路；
- **死锂形成**：枝晶断裂后形成不与电极连接的“死锂”，降低容量；
- **加速副反应**：金属锂与电解液持续反应，消耗活性物质。

研究表明，在-20℃下以 0.5C 倍率充电，负极表面析锂的概率极高。BMS 在电芯最低温度低于 0℃时会禁止充电，低于 5℃时仅允许极低倍率（≤0.1C）充电。

2.3 高原环境：低气压下的物理效应

高原环境的本质是低气压与低氧，对电动车辆产生三重物理效应。

2.3.1 对流散热恶化

空气的对流换热系数 h 与空气密度ρ、流速 v 的关系为：

$$h = Nu \cdot \lambda / L$$

其中 Nu 为努塞尔数，λ为导热系数。在风机转速（体积流量）不变的情况下，空气质量流量与密度成正比。海拔 4000m 时大气压约 62kPa，密度仅为海平面的 65%，因此相同风机转速下的散热能力下降约 25-30%。

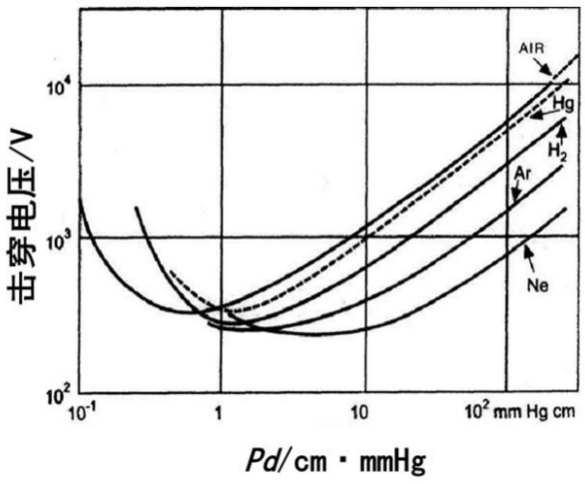
对于依靠自然风冷的部件（如充电机、DC-DC 变换器），散热能力下降更为显著。实测表明，某 30kW 车载充电机在海拔 4000m、环境温度 30℃时的温升较平原（30℃）高出约 15-20℃。若环境温度进一步升高至 40℃，则可能触发过温保护。

2.3.2 绝缘强度降低与局部放电

低气压下空气的绝缘强度显著下降。根据帕邢定律（Paschen's’Law），均匀电场下空气的击穿电压 Ub 是气压 p 与电极间隙 d 乘积的函数：

$$U_b = \frac{B(pd)}{\ln(pd) + C}$$

其中 B、C 为与气体相关的常数。在 pd 约 0.1-10 Torr·cm 范围内，击穿电压出现最小值，可降至常压下的 1/3 甚至更低。



对于电机控制器内的高压系统（典型母线电压 400-800V），电极间隙通常在 0.1-10mm 范围内。在海拔 4000m（气压约 465 Torr）下，pd 值处于帕邢曲线左支或最低点附近，局部放电起始电压可下降 30%以上。长期局部放电会导致绝缘材料发生电老化，最终发展为绝缘击穿。

2.4 耦合效应：三高叠加的非线性恶化

实际环境中，“三高”往往同时出现或交替作用，产生非线性放大的耦合效应。

耦合工况	典型场景	核心耦合机制	综合影响
高原+高寒	青藏高原冬季	低气压+低温，散热恶化与放电能力下降叠加	爬坡能力大幅衰减，冷启动极端困难
高原+高温	云贵高原夏季	低气压+高温，散热压力最大	电机电控易过温，空调能耗激增
高寒+高湿	沿海寒区、凝冻天气	结霜、凝露与低温叠加	充电接口冻住，活动部件卡滞
三高同时	帕米尔高原夏季	极低气压+强日照+昼夜大温差	系统可靠性面临极限考验

在三电设计过程中，必须考虑这些耦合工况作为边界条件。

3 关键电动化技术

3.1 高温适应性技术

3.1.1 耐高温电芯材料体系

磷酸铁锂（LFP）：因其稳定的橄榄石结构，P-O 键能高，热分解温度高达 270℃，较三元材料（约 200℃）具有本质安全性。近年通过 Mn、V、Mg 等元素掺杂改性，进一步提升了 LFP 的电子导电性与热稳定性。例如，比亚迪刀片电池采用 LFP 体系，通过无模组 CTP 设计，在针刺实验中不起火不爆炸。

单晶三元材料：传统多晶 NCM 材料由一次颗粒团聚而成，晶界处是副反应的高发区。单晶 NCM 材料减少或消除了晶界，降低了高温下的副反应速率，同时提高了机械强度。研究表明，单晶 NCM811 在 45℃下 1000 次循环后容量保持率可达 85%，而多晶 NCM811 仅约 75%。

高安全性电解液：添加阻燃添加剂（如磷酸酯类、氟代碳酸酯）可提高电解液的分解温度，或使其具有自熄特性。双三氟甲烷磺酰亚胺锂（LiTFSI）等新型锂盐具有更高的热稳定性。

3.1.2 浸没式冷却与强化液冷

浸没式冷却（Immersion Cooling）：将电芯或模组直接浸入绝缘冷却液（如氟化液、硅油、天然酯）中，冷却液与电芯表面直接接触换热。其优点包括：

- 换热系数高：可达 1000-5000 W/(m²·K)，较间接液冷（200-500 W/(m²·K)）提升一个数量级；
- 温度均匀性好：电芯间温差可控制在 2℃以内；
- 抑制热失控蔓延：冷却液可吸收大量热量，隔离故障电芯。

浸没式冷却的主要挑战包括：冷却液成本高（氟化液约 50-100 万元/吨）、系统密封要求极高、

重量增加（冷却液密度大）。目前主要用于高端电动跑车及特种车辆。

直接液冷与强化表面：在电池冷板与电芯间填充导热凝胶或导热垫，减小接触热阻；在液冷板内部设计翅片、扰流柱等强化结构，提高内壁换热系数。这些措施可在不增加重量的前提下提升散热能力 20-30%。

3.1.3 油冷电机技术

对于驱动电机，**油冷技术**将冷却油直接喷射或流过绕组端部、定子铁芯与转子内部，实现高效冷却。与传统的机壳水冷相比，油冷可直接带走绕组内部热量，使绕组温升降低 30-40%。油冷方案的另一个优势是冷却油具有绝缘性，可接触带电部件，简化了冷却回路设计。

典型油冷电机方案包括：

- **端部喷油**：在电机端部设置喷油环，将冷却油直接喷射至绕组端部；
- **轴内冷却**：在空心轴内通冷却油，利用离心力将油甩至转子表面及定子内圆；
- **槽内直冷**：冷却油直接冷却电机绕组槽内绕组。

采用油冷技术后，电机峰值功率可提升 20-30%，或相同功率下体积减小 15-20%。

3.1.4 整车集成热管理架构

传统分布式热管理中，电池热管理回路（水冷/制冷剂）、电机热管理回路（水冷）、座舱空调回路（制冷剂循环）各自独立，热量无法互通，效率低下。

集成热管理通过多通水阀、板式换热器、Chiller（制冷剂-冷却液换热器）等元件，将三个回路耦合起来。其核心思想是“热量按需调配”：高温工况下，将电机废热直接排向环境散热器，利用热泵系统为座舱和电池制冷，实现座舱、电池、电机的协同降温。通过阀体切换实现更多的热管理工作模式。集成热管理可使高温工况下整车能耗降低 10-15%，续驶里程提升 10%左右。

3.2 高寒适应性技术

3.2.1 自加热电池技术

全气候电池（All-Climate Battery, ACB）：在电芯内部嵌入一层薄镍箔（厚度约 10-50μm）。镍箔的一端连接负极集流体，另一端引出成为第三极（激活极）。需要加热时，将激活极与正极（或负极）短接，使大电流（可达 10C 以上）流经镍箔，利用焦耳热实现快速均匀的内部加热。

ACB 的加热性能数据：

- 温升速率：可达 10℃/s 以上；
- 从-20℃升至 0℃：约 30 秒；
- 能耗：约 3-5%电池容量；
- 温度均匀性：电芯内部温差可控制在 2℃以内。

宁德时代的“低温加热技术”采用类似原理，通过 BMS 控制脉冲电流实现加热。比亚迪的“脉冲自加热”技术则利用电机绕组作为发热元件，在不增加额外组件的前提下实现电池加热。

外部加热方案：PTC 加热膜或加热板贴附于电芯表面或模组底部，结构简单、成本低，但加热效率低（热量需通过热传导进入电芯内部）、加热时间长（-20℃升至 0℃需 30-60 分钟）、温度均匀性差（表面温度高于中心）。PTC 加热通常作为辅助手段或低成本方案。

3.2.2 低温充电策略与保护

低温充电的标准流程（如图 1 概念所示，文字描述）：

1. **检测与判断**：BMS 检测最低电芯温度 T_min；
2. **预加热（若 T_min < T_pre，通常 5℃）**：
    - 调用充电桩辅助电源（交流充电桩的 12V 辅助电源或直流桩的低压辅助输出）；
    - 或利用电池自身剩余能量；
    - 启动加热装置（ACB 自加热或 PTC 加热）；
    - 监测温升率，确保均匀加热；
3. **涓流充电**：T_min 达到 T_pre 后，以 0.05-0.1C 小电流开始充电；
4. **逐步升流**：监测电压、温度及负极电位（若配备参比电极），逐步增加电流至正常倍率；

5. **正常充电**：T_min 达到 10℃以上后，可按车辆设定的最大倍率充电。

先进的 BMS 还会根据充电过程中的电压变化率（dV/dt）判断是否发生析锂。若检测到异常，自动降低电流或暂停充电。

3.2.3 宽温域热泵与余热回收

CO_2（R744）热泵：CO_2作为天然工质，ODP=0，GWP=1，且具有优异的低温性能。其跨临界循环特点使得在-20℃环境温度下，排气温度可达 100-130℃，足以提供有效的制热能力。

研究表明，CO_2热泵在不同温度下的 COP 表现：

- 7℃环境：COP 约 4.0；
- -7℃环境：COP 约 2.5；
- -20℃环境：COP 约 1.8-2.2。

相比之下，传统 R134a 热泵在-10℃以下 COP 降至 1.5 以下，需要开启 PTC 辅助加热。

废热回收：通过集成式换热模块（如 Chiller+板式换热器），可将电机、电池的废热回收用于座舱供暖。电机效率通常在 85-95%，约 5-15%的能量转化为热量，在寒冷环境下，这部分热量可满足部分座舱供暖需求。

综合节能效果：采用 CO_2热泵+废热回收的集成方案，较纯 PTC 加热可降低冬季续航衰减 30-40%。在-20℃环境下，典型电动汽车续航衰减从 45%降至 25-30%。

3.2.4 被动保温与低温材料

气凝胶保温：二氧化硅气凝胶的导热系数可低至 0.015-0.020 W/(m·K)，仅为聚氨酯泡沫的 1/3-1/2。在电池包外壳内壁贴附 5-10mm 厚的气凝胶毡，可在车辆静置过夜（12 小时）时，将电池包中心温度下降速率降低 50%以上。

相变材料（PCM）：利用材料相变潜热吸收或释放热量，起到“热缓冲”作用。例如，石蜡类 PCM 的相变温度可调（20-40℃），在高温时吸收热量，低温时释放热量。但 PCM 存在导热系数低、易泄漏等问题，通常与石墨、泡沫金属复合使用。

低温润滑与密封材料：采用聚α烯烃（PAO）或酯类油基础油的合成润滑脂，可在-50℃下保持流动性；硅橡胶、氟橡胶密封件可耐受-55℃低温。

3.3 高原适应性技术

3.3.1 主动海拔补偿散热

通过在控制器中集成气压传感器（或利用 GPS 海拔数据、互联网气压服务），实时获取当前海拔高度，计算空气密度修正系数。基于此，动态调节散热风机 PWM 占空比、水泵转速及节温器开度。

具体控制逻辑：

- 平原（海拔<1000m）：标准转速；
- 中海拔（1000-2500m）：风机转速提升 15%；
- 高海拔（2500-4000m）：风机转速提升 30%；
- 超高海拔（>4000m）：风机转速提升 40-50%（需考虑风机电机功率余量，不得超过额定转速 120%）。

需要权衡的是，提高风机转速会增加风机自身功耗（与转速立方成正比），但在高原环境下，保证散热安全是首要目标。实测表明，该策略可在 4000m 海拔处将电机绕组温升控制在平原水平±5℃以内。

3.3.2 高压绝缘增强与在线监测

绝缘等级提升：电机定子绕组绝缘等级从 H 级（180℃）提升至 C 级（220℃以上），采用耐电晕性能更好的聚酰亚胺薄膜、聚苯硫醚（PPS）骨架等材料。

工艺优化：采用真空压力浸渍（VPI）工艺，在真空状态下将绝缘漆充分浸入绕组气隙，然后加压使漆液填充更密实，固化后形成无气泡的高强度绝缘体。VPI 处理可将局部放电起始电压提高 30-50%。

爬电距离与电气间隙增加：针对控制器高压 PCB 板及接线端子，通过开槽、加装绝缘隔板、涂覆三防漆（有机硅或丙烯酸）等措施，延长爬电距离。在海拔 4000m 下，爬电距离需较平原放大 1.2-1.3 倍。

在线绝缘监测：实时监测高压系统对车辆底盘的绝缘电阻。在高压正负母线与底盘之间注入低频交流信号，测量阻抗变化。当绝缘电阻下降至阈值（如 100Ω/V）以下时，BMS 发出报警并限制功率输出。

3.3.3 大扭矩低速电机设计与 SiC 应用

高转矩密度电机：通过增加电机极对数（如从 4 极增加到 8 极或 12 极），采用分数槽集中绕组，可显著提高转矩密度。在相同输出扭矩下，电机可在更低转速下运行。例如，传统电机在 3000rpm 下输出 800Nm，高极数电机可在 1500rpm 下输出同样扭矩，开关频率损耗降低约 50%。

SiC MOSFET 控制器：碳化硅器件较硅 IGBT 的优势在于：

- 开关损耗低：SiC 的反向恢复损耗几乎为零，总开关损耗可降低 70-80%；
- 导通电阻正温度系数：易于并联，高温下不易热奔；
- 工作结温高：可达 200-250℃，较 IGBT（150-175℃）高出 50℃左右。

采用 SiC 控制器后，在持续大扭矩输出的高原爬坡工况下，控制器温升可降低 30-40℃，显著提高了系统可靠性。

4 系统方案

4.1 三高自适应架构

单一技术难以应对三高环境的耦合效应，必须采用系统级集成策略。

三高自适应架构的核心是一个具备环境感知与决策能力的智能整车控制器（VCU）。其功能模块包括：

1. **感知层**：实时采集环境温度、湿度、气压（或海拔）、风速、日照强度、GPS 位置与道路信息；
2. **识别层**：通过预设规则或机器学习模型，识别当前“三高”工况类型，如“高温-平原”、“高寒-爬坡”、“高原-高温”等；
3. **决策层**：根据识别结果及车辆状态（SOC、SOH、各部件温度），调用相应的控制策略库，输出各子系统指令；
4. **执行层**：动力电池 BMS、电机控制器 MCU、热管理控制器 TMS 等执行 VCU 指令。

典型的工况自适应策略示例：

- 识别到“高原+高寒+爬坡”时：优先利用电机废热经热泵提升后加热电池和座舱；降低电池目标温度阈值（从 30℃下调至 20℃），以减少冷却能耗；限制峰值功率输出，以匹配散热能力。
- 识别到“高温+城市拥堵”时：启动座舱预冷；增加电池冷却回路流量；限制再生制动强度以减少电机发热。

4.2 能量管理与热管理协同优化

传统规则式能量管理难以适应复杂三高工况。**模型预测控制（MPC）**被引入作为高级控制策略。MPC 的工作流程：

1. **建模**：建立车辆纵向动力学模型、电池热-电耦合模型、电机热模型、座舱热模型及热泵模型；
2. **预测**：利用导航信息中的道路坡度、海拔、限速、环境温度等前瞻数据，在预测时域（如 300 秒）内预测车辆状态演化；
3. **优化**：以最小化整车综合能耗为目标，满足电池温度、电机温度等约束，求解最优控制序列，包括：功率分配（电池 vs.电机）、热泵/加热器功率、水泵转速、风扇开度等；
4. **实施**：执行第一个控制步，在新一个采样时刻更新状态，滚动优化。

研究表明，基于MPC的协同优化策略较传统PID或规则表，可在三高工况下降低整车综合能耗8-12%，同时将关键部件温度维持在更窄的范围内，有利于延长寿命。

5 挑战与展望

5.1 当前技术瓶颈分析

尽管取得了显著进展，当前技术在“三高”环境下仍面临若干核心瓶颈：

（1）宽温域电池的“不可能三角”：能量密度（Wh/kg）、功率密度（W/kg）与宽温工作能力三者难以兼得。自加热结构需占用约3-5%的体积/能量密度；低温电解液改性往往牺牲高温循环寿命。例如，添加低粘度溶剂的电解液在-30℃下性能改善，但在45℃下副反应加剧。

（2）热管理系统的成本与重量困境：为满足三高要求，往往需要冗余设计——双压缩机、双水泵、多通阀、大尺寸散热器、保温层等。据行业数据，满足三高要求的特种车辆热管理系统成本较普通电动乘用车高出30-50%，重量增加50-100kg。对轻型车辆（如电动突击车）而言，这一代价难以接受。

（3）高原绝缘失效的长期可靠性未知：现有绝缘增强措施多基于短期测试（如48小时湿热交变）。但实际使用中，低气压、紫外线辐射、昼夜温差循环、湿度、沙尘等多应力长期联合作用下的绝缘老化规律尚缺乏系统性研究，缺乏寿命预测模型。

（4）低温快速充电难题：即使在有加热辅助的情况下，-25℃以下实现≥1C的快速充电仍极其困难。析锂的在线检测手段（如参比电极、声发射、超声波）尚未达到车规级成熟度，导致BMS必须采取保守策略，充电体验差。

5.2 下一代技术前沿与路线图

5.2.1 固态电池

固态电池被认为是解决“三高”环境适应性的终极方案。其核心优势包括：

- **宽温域工作能力**：无机固态电解质（如硫化物、氧化物）的离子电导率在-50℃~150℃范围内变化较小，部分体系在-30℃下仍能保持常温的50%以上；
- **本征安全**：不可燃，无漏液风险，热稳定性极高（部分硫化物固态电解质分解温度>300℃）；
- **高能量密度**：可匹配锂金属负极，能量密度可达400-500Wh/kg。

当前固态电池的主要挑战包括：固-固界面阻抗大、倍率性能差、循环寿命短（目前车规级约500-800次）、制备工艺复杂成本高。预计到2028-2030年，半固态/准固态电池将率先实现批量装车，全固态电池仍需更长时间。

5.2.2 800V及以上高压平台

电压提升至800V甚至1000V后，相同功率下电流减半，I^2R发热降为原来的1/4，直接减轻高温及高原工况下的散热压力。同时，高压平台可支持更大功率的充电（350kW以上），可在短时间内完成低温预热和快速补能。

800V平台对绝缘系统提出了更高要求，需要更严格的局部放电控制、更厚的绝缘层或更高耐压的绝缘材料。

5.2.3 人工智能驱动的智能热管理

传统的基于规则的控制策略难以适应“三高”工况的复杂动态变化。结合人工智能技术的新一代热管理系统具备以下能力：

- **环境预测**：利用天气预报API、云端数据，预知未来数小时内的环境温度、湿度、日照变化；
- **工况识别与自适应**：通过深度学习模型识别驾驶风格、路线特征，自动优化热管理策略；
- **自学习优化**：收集特定车辆在特定路线（如某条高原运输线）上的运行数据，云端训练后更新局部优化策略，实现“千车千面”。

已有研究表明，基于深度Q网络（DQN）的热管理策略较MPC可进一步降低能耗5-8%，但计算复杂度高，仍需边缘计算硬件的进步。

5.2.5 面向2030年的技术路线图

时间节点	电池技术	热管理技术	电压平台	绝缘与材料	智能化水平
2026	自加热 LFP/NCM，低温容量保持率 -20℃下 70%	集成热管理+CO_2热泵初步应用	400V 为主，800V 开始渗透	绝缘增强设计，气凝胶保温	规则控制+离线标定
2027	准固态电池装车验证，-30℃下保持 60%	CO_2热泵普及，废热回收标配	800V 占比 30%	在线绝缘监测普及	规则控制+离线标定
2030	全固态电池量产，-40℃下保持 50%以上	AI 自适应热管理，浸没式冷却可选	800V 为主，1000V 出现	智能绝缘自修复材料	云端协同+自学习
2035+	锂金属/锂硫固态电池	全场景自适应热管理	1000V+	预测性绝缘健康管理	完全自主热管理

6 结论

车辆装备在高温、高寒、高原极端环境下的电动化，是一项涉及电化学、热物理、高压绝缘、自动控制与人工智能的综合性系统工程。通过本文的系统分析，可得出以下主要结论：

第一，“三高”环境的影响机制可概括为三大核心失效模式：高温下的热失控与能耗激增、高寒下的析锂与容量跳水、高原下的散热恶化与绝缘危机。三者之间存在显著的非线性耦合效应，三高叠加工况是最严苛的设计边界条件。

第二，关键技术已取得重要突破但仍有不足：耐高温电芯与浸没式冷却支撑高温运行，自加热电池与宽温域热泵解决低温困局，主动海拔补偿与绝缘增强征服高原天险。然而，当前技术在宽温域电池的“不可能三角”、热管理系统的成本重量、高原绝缘的长期可靠性、低温快充等方面仍面临瓶颈。

第三，系统集成是通往“全地域适用”的必由之路：基于多参数感知的三高自适应架构，结合模型预测控制等高级能量管理算法，可实现各子系统的协同优化。严苛的实地测试与不断完善的标准化体系，是技术成熟度的最终检验。

第四，未来方向明确且前景可期：固态电池从根源上解决宽温域与安全性矛盾；800V 高压平台大幅降低散热压力；AI 智能热管理实现环境自适应预测。预计到 2030 年左右，真正意义上的“全地行电动车辆”将走向成熟与批量应用。

展望未来，随着上述技术的突破与融合，电动车辆将从“城市特长生”蜕变为“全域全能者”，为电动化全地形车辆在国防建设、工程作业、高原物流及极地科考等领域提供可靠、高效、绿色的动力支撑，为人类探索与适应更广泛的自然空间贡献力量。

参考文献：

[1] 张惠林, 赵峰, 史沛瑶, 胡伟锋, 史智全, 孙赛男. 汽车气候环境适应性试验技术综述[J]. 装备环境工程. 2025, 22(6): 144-153 https://doi.org/10.7643/issn.1672-9242.2025.06.017

[2] 贺元骅,王春晓,王耀帅,等.低压环境下18650型锂离子电池热失控特性[J].科学技术与工程, 2019(8):5.DOI:CNKI:SUN:KXJS.0.2019-08-048.

[3] 姚丽君.电动汽车动力电池保温性能设计与分析[J].电池工业, 2022(001):026.

[4] 吴存存.新能源汽车电机绝缘系统的可靠性验证与故障检测方法研究[J].汽车画刊, 2025(3).

[5] Xiong, R., Li, Z., Yan, R., & Yang, R. (2024). 全气候自热锂离子电池及低温极速加热策略研究. Jixie Gongcheng Xuebao/Chinese Journal of Mechanical Engineering, 60(18), 247-257. https://doi.org/10.3901/JME.2024.18.247

[6] Qinyue Zheng, Lanping Zhao, Zhigang Yang, et al. Enhancing electric vehicle thermal management system with heat pump coupled phase change thermal storage unit [J]. Energy Proceedings, 2025, 219: 119456.

[7] Liu K, Li K, Peng Q, et al. Data-driven lithium-ion battery thermal health monitoring: A review[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2023, 70(5): 5206-5219.

[8] 中国汽车工程学会. 电动汽车高寒环境下动力系统技术条件与试验方法: T/CSAE 256—2022[S]. 北京: 中国标准出版社, 2022.

[9] 孙文浩，刘娜，张锟，等 .高安全锂离子电池用耐高温隔膜的研究进展[J].材料工程,2025,53(7):104-120.
[10] 张立新.高寒地区纯电动汽车电池热管理系统实用技术探究[J].内燃机与配件, 2024(11):114-116.
[11] 叶斌，徐顺，黄华.高温环境下锂离子电池组热失控仿真研究［J］.无机盐工业，2025，57（04）：52-59.
[12] 李泽昊,谭睿,迟延深,等.寒区电动汽车锂离子电池脉冲加热与温升一致性分析[J].电源学报[2026-06-20].
[13] 孙永鑫,满宇光,张伟. 高海拔条件下定子线棒的防晕设计研 究[C] / / 中国电工技术学会大电机专业委员会. 中国电工技术 学会大电机专业委员会 2014 年学术年会论文集. 哈尔滨：中国 电工技术学会大电机专业委员会,2014：87-90.
[14] Tian Z, Gan W, Zhang X, Gu B, Yang L. Investigation on an integrated thermal management system with battery cooling and motor waste heat recovery for electric vehicle. Applied Thermal Engineering 2018;136: 16-27.

高寒、高原及高温环境下电动摩托车风冷电机车载综合热管理系统性能研究

孟庆武，刘胤超，孙剑斌，郝明亮，刘凯

摘　要：针对电动摩托车在高寒、高原、高温三类极端工况下动力系统温升超标、功率衰减、电池温场失衡等问题，本文以电机 - 电控 - 电池一体化全风冷热管理系统为研究对象，结合传热学、流体力学与电机损耗理论，剖析极端环境大气物性变化对风冷散热体系的作用机理。通过工况对比试验分析，分别探究高温环境热堆积、高原稀薄空气散热衰减、高寒环境换热冗余与低温启动适配性三大典型问题，量化不同工况下各热源温升、系统效率及动力输出变化规律。结果表明：全风冷系统结构简单、运维成本低，在高寒短途工况下运行可靠性突出；高温持续重载、高海拔低压环境会造成对流换热能力大幅下降，电机绕组最高温升可达 150 ℃，整车功率降幅最高达 50%，同时引发电控器件过热、电池温度不均等连锁故障。结合分析与试验结论，从风道结构、电机电控结构优化：散热筋构型、电机定子灌胶；主动散热风扇、控制策略优化、被动余热导流优化五个维度提出优化方案。优化后系统在三类极端环境下平均温升降低 10~16 ℃，动力输出稳定性显著提升。研究成果可为全域环境下风冷式电动摩托车热管理系统设计、工况标定与性能改进提供理论参考与工程依据。

关键词：电动摩托车；风冷电机；综合热管理；极端环境；温升特性；性能优化

1 绪论

1.1 研究背景与意义

在两轮新能源交通工具快速普及的行业背景下，电动摩托车凭借灵活机动、使用成本低、零排放等优势，应用场景从城市通勤逐步延伸至山地越野、高原牧区运输、北方高寒地区出行等复杂地域。我国地域辽阔，不同区域气候与海拔条件差异极大，夏季戈壁、南方山地长期处于 40~55 ℃高温环境，西部高原海拔普遍超过 2000 m，空气稀薄、气压偏低，北方冬季则长期维持 - 10~-40 ℃的高寒状态。复杂极端环境对车辆车载热管理系统提出了严苛要求。

当前电动摩托车散热技术主要分为水冷与风冷两大路线。水冷系统换热效率高、环境适应性强，但存在管路复杂、成本偏高、低温冻堵、渗漏风险大、维护流程繁琐等缺陷，多用于高端大功率越野车型。全风冷散热方案依靠自然对流与强制对流完成电机、控制器、动力电池的热量交换，具备结构精简、自重小、故障率低、低温无介质冻结问题等优势，是民用代步、作业类电动摩托车的主流技术形式。

但全风冷系统换热性能高度依赖外界空气的温度、密度、气压等物性参数，环境变化会直接改变系统热平衡状态。高温工况下空气与热源温差缩小，热量无法快速散出，易形成热堆积；高海拔区域空气密度下降，空气对流换热效率断崖式衰减，电机、电控长期处于高温状态；高寒环境虽散热能力充足，却存在动力电池活性下降、余热无法利用、续航大幅缩水等问题。现阶段多数研究仅针对单一部件或单一极端环境开展分析，缺少电机、电控、电池一体化全风冷系统在三类极端环境下的系统性对比研究，对多热源耦合作用、工况失效机理及全域优化策略的分析不够深入。

基于上述现状，本文以整车全风冷热管理系统为研究载体，系统开展高寒、高原、高温环境下的性能分析与试验，明确各类工况下系统的优势与短板，提出适配全域环境的优化方案，对提升风冷式电动摩托车的环境适配能力、运行可靠性与使用寿命具备重要的工程价值与学术意义。

1.2 国内外研究现状

国外针对电动两轮车风冷散热的研究，多集中于电机散热筋外形、冷风扇结构、单体风道优化

等方向，通过改变流场分布提升常温工况散热效果，对高海拔低压、高低温交变等极端复合工况的研究较少。部分文献开展了风冷电池包的散热仿真，但未将电机、电控、电池作为整体分析热耦合关系，难以反映整车真实运行状态。

国内相关研究可分为两类：其一为单一高温或高原工况下电机温升仿真，重点分析电机本体的温度分布规律，忽略电控与电池的联动影响；其二为水冷系统极端环境性能研究，针对风冷整车综合热管理的文献数量有限。现有研究已证实，海拔每提升 1000 m，空气密度约降低大约 9%~10%，风冷电机散热效率随之下降 12%~15%；高温环境会使绕组电阻增大，进一步加剧产热，形成恶性循环。同时也有研究指出，全风冷架构下机舱内热流会相互干扰，一个热源过热会同步恶化其余部件的散热条件。

现有研究普遍证实，风冷电机散热性能受环境空气物性参数影响极大，高海拔下空气密度降低会直接导致对流换热系数大幅下降，高温环境温差缩小会加剧热堆积，而低温环境可有效抑制电机温升但会恶化风冷电池工作状态。目前业内尚未形成覆盖高寒、高原、高温三类场景的全风冷整车热管理理论体系，对多热源耦合失效机理、梯度工况性能变化、全域适配优化策略的研究存在明显空白，这也是本文的主要研究切入点。

1.3 主要研究内容与技术路线

1.3.1 主要研究内容

（1）构建电动摩托车风冷电机、风冷电控、风冷动力电池一体化热管理系统架构，阐明各部件散热机理与机舱内部多热源耦合传热规律；

（2）基于国际标准大气模型界定高温、高原、高寒环境物性边界条件，分析环境参数变化对强制对流换热过程的影响机制；

（3）利用环境仓转鼓台架试验，测试不同极端工况下电机绕组温升、电控基板温度、电池单体温差与整车功率输出变化；

（4）归纳三类工况下全风冷系统典型失效模式，从结构、风道、控制策略、余热利用角度提出优化方案并开展验证；

（5）总结全风冷系统应用优势与固有瓶颈，对后续复合散热与智能温控研究方向进行展望。

1.3.2 技术路线

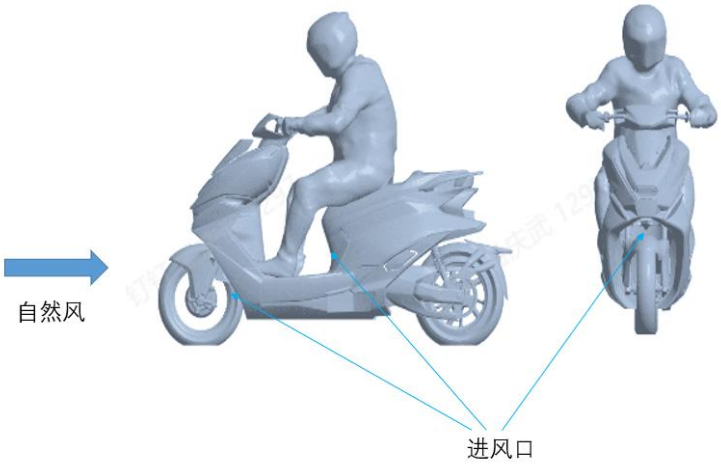
系统结构与换热机理分析→多工况分析与台架试验测试→温升特性与耦合失效机理分析→全域优化方案设计→优化效果分析与验证→结论与展望。

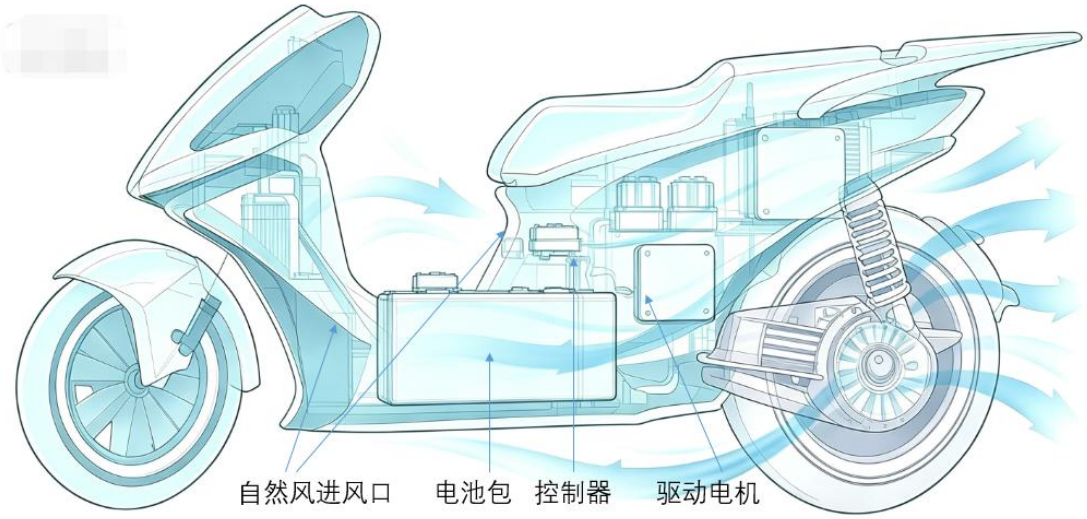
2 全风冷车载综合热管理系统结构与机理

2.1 系统整体架构

本文研究样机搭载一体化全风冷热管理系统，无任何液冷换热回路，包含三大散热单元：被动风冷永磁同步驱动电机、铝基板被动风冷电机控制器、被动风冷锂离子动力电池包。三大热源布置于半密闭机舱内部，共用外界空气作为换热介质，机舱流场构成各部件之间热耦合通道。

驱动电机机壳压铸成型高密度铝合金散热筋、电机控制器功率器件紧密贴合铝制散热基板，借助行驶迎面风与机舱自然对流散热；动力电池包借助自然风空气流经电池仓表面实现温度均衡。整车依靠行驶迎风气流、依次经过电池、控制器、电机协同构建空气流场，完成全部动力部件散热。





2.2 各单元散热机理

2.2.1 风冷电机换热机理

电机运行损耗包含绕组铜耗、铁芯磁滞与涡流铁耗、轴承机械损耗，是整车最大热源。对流向外输送热量。根据牛顿冷却公式：$\Phi = hA\Delta t$

式中：Φ为散热量；h 为对流换热系数；A 为有效换热面积；Δt为固体壁面与空气温差。

在结构固定前提下，换热面积基本不变，散热能力由换热系数与换热温差共同决定。自然风冷风量与车速直接相关，低速爬坡工况风量下降，散热能力显著削弱，当温度超过过温阈值、会限制电机功率输出。

2.2.2 风冷电控换热机理

电机控制器内部 MOSFET、驱动芯片产生开关损耗与导通损耗，热量通过热传导传递至铝合金基板，再依靠空气对流向外扩散。功率器件耐受温度区间窄，一旦机舱环境温度上升、气流流通受阻，极易快速触发热保护阈值，限制电机输出功率。

2.2.3 风冷动力电池换热机理

电池包依靠风道实现自然风冷，外界空气流经电芯表面带走充放电损耗产生的热量。锂离子动力电池适宜工作区间为 20～35 ℃，温度过高加速电解液老化，温度过低造成电化学活性下降、可用容量缩减。风冷电池性能同时受进气温度、气流均匀性影响。

2.3 整车多热源热耦合关系

机舱属于半密闭空间，不存在相互隔离的独立换热回路。电机持续排出的高温热风容易在舱内

积聚，抬升电控与电池包进气温度；电控、电池工作产生的余热改变局部流场温度，反向影响电机散热条件。三大热源相互干扰，在极端环境下会放大散热缺陷，形成连锁式性能衰减，这也是整车热管理分析不可忽视的关键特征。

2.4 三类极端环境参数特征

高温环境：环境温度 40～55 ℃，热源与空气换热温差缩小，空气吸热能力趋近饱和；

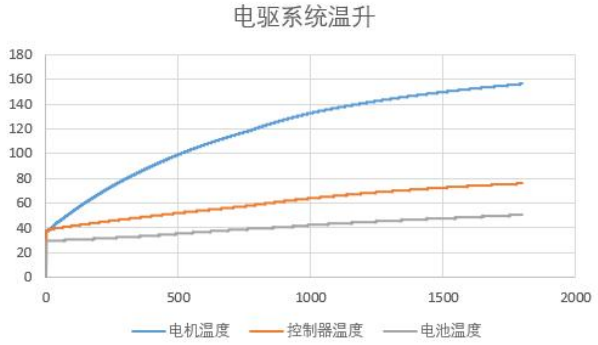
高原环境：海拔 2000～5000 m，气压降低、空气密度持续下降，强制对流换热能力逐级衰减；

高寒环境：环境温度 - 10～-40 ℃，空气密度大，换热冗余充足，但低温抑制动力电池活性。

3 极端环境下全风冷系统性能分析

3.1 高温环境工况性能分析

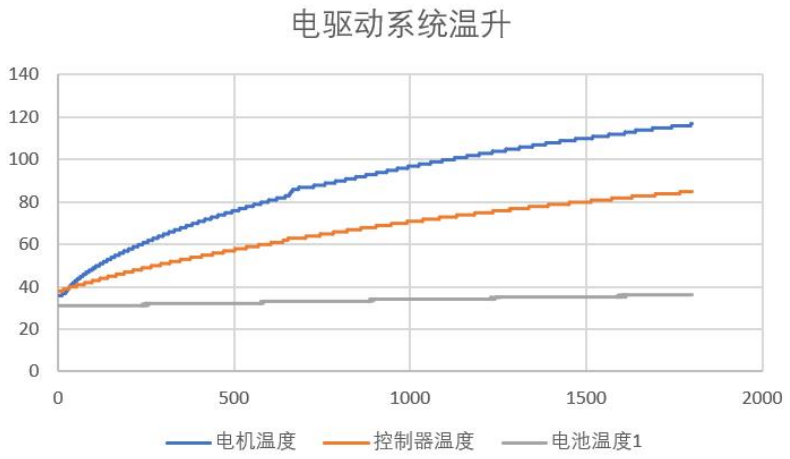
环境温度 40 ℃试验，工况设定为持续最高车速，电机长期维持大电流工作状态，产热速率持续处于高位。试验结果显示，持续运行 30 min 后，风冷电机绕组稳态最高温度达到 160 ℃，接近常规钕铁硼永磁体安全上限；电机控制器基板最高温度 76 ℃，系统因电机过温（超过 150℃过温阈值）触发过热保护，整车峰值功率下降 50%。受机舱内热气流堆积影响，电池包进气温度升高至 48 ℃，电池放电效率明显降低。



从换热机理分析，高温工况环境基底气温高，换热温差被大幅压缩；持续最高车速工作时，热量持续堆积，热量无法及时向外输送，形成 “损耗增加 — 温升上升 — 绕组电阻增大 — 损耗进一步提升” 的恶性循环。长期高温运行不仅存在永磁体不可逆退磁风险，同时加速电控器件、电池电芯老化。综合来看，全风冷系统在高温持续重载场景存在难以克服的物理瓶颈，仅适合短途、间歇、轻载行驶，难以适应长时间爬坡、持续高速等高强度工况。同时高温沙尘容易堵塞散热筋与进风口，造成散热能力逐年衰退。

3.2 高原环境工况性能分析

模拟海拔 4500 m，对应大气压力 55 kPa，空气密度仅为平原标准工况的 55%，工况选取高原盘山道路低速持续爬坡，电机长期大扭矩输出。高原工况下核心矛盾为稀薄空气造成空气流量下降，同等风速下对流换热系数显著降低，且车速低，车辆迎风自然风量空气流通减少。试验数据表明，该海拔下风冷电机综合散热效率较平原下降 40%-45%，运行 30 min 绕组温度达到 117℃，控制器温度达到 85℃，达到过温限制阈值。



高原低压环境还会降低空气绝缘强度，电机绕组端部、接线端子区域容易产生电晕放电，持续腐蚀绝缘漆膜，增大匝间短路故障风险。机舱积聚的高温气流同步恶化电控与电池散热条件，电控频繁限功率，电池进气温度偏高、温度均衡性变差。性能劣化程度存在明显海拔梯度差异：2000 m 以内低海拔高原性能衰减轻微，基本可以正常使用；2000～4000 m 区间散热能力断崖下滑，频繁触发热保护；4000 m 以上极端高海拔区域，风冷换热接近物理极限，仅能满足低速短途代步需求，无法开展长途重载作业。

综合分析，高原稀薄大气对空气介质型风冷系统构成根本性制约，依靠简单参数标定无法弥补散热短板，是全风冷方案最突出的应用限制场景。

3.3 高寒环境工况性能分析

设置 - 20 ℃、-40 ℃两级低温工况，模拟冰雪路面短途低速通勤，电机整体负荷偏低、产热总量较小。测试结果表明，-20 ℃环境下连续行驶 30 min，电机最高温度 55 ℃，电控基板温度 40℃，不存在过热风险。全风冷系统无液态介质，不存在水冷车型防冻液冻堵、低温启动困难等问题，低温环境运行可靠性优势显著。

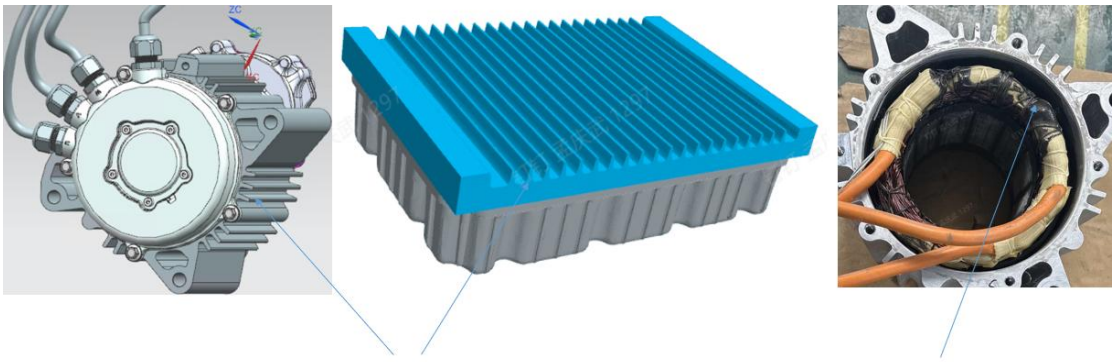
但高寒工况短板集中体现在动力电池系统。外界低温空气直接进入电池风道，电芯活性大幅下降，根据试验测试-20 ℃条件下整车续航相比常温衰减 31.7%。受系统架构限制，全风冷方案缺少专用余热回收管路，电机与电控产生的少量热量难以输送至电池包实现预热。在 - 40 ℃极寒环境下电池放电功率进一步降低，动力响应迟缓；短途行驶工况电机产热总量低，机舱整体温度偏低，电池持续处于低温工作区间。总体而言，高寒环境下电机与电控散热冗余充足，系统主要缺陷为电池低温性能衰减，且缺少有效的保温与预热手段。

4 极端环境适配全风冷系统优化方案

结合三类极端工况暴露的问题，从结构优化、风道布局、主动散热风扇、控制策略、被动余热导流五个层面提出协同优化方案，兼顾高温高原散热需求与高寒电池保温需求。

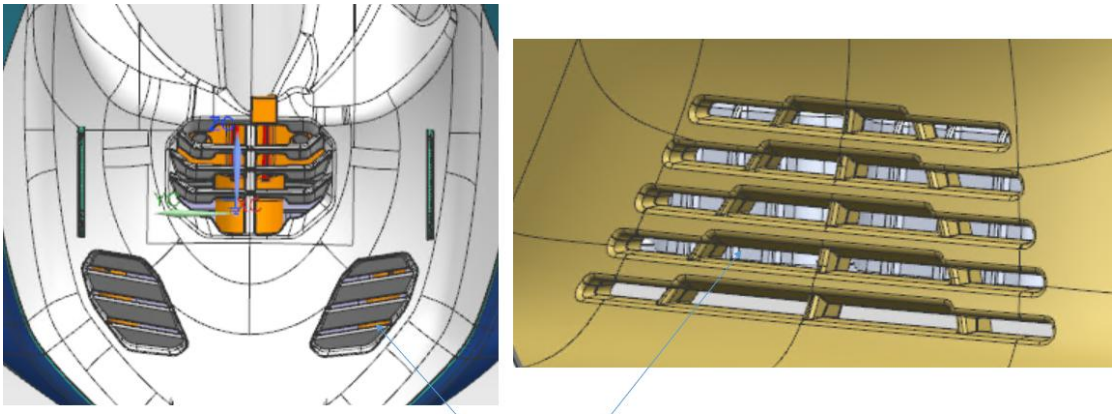
4.1 散热本体结构优化

针对高温、高原散热不足问题，将电机常规散热筋更换为加高、高密度散热筋，选用高导热 6061-T5 铝合金材料扩大有效换热面积；电机定子增加灌胶导热：提升电机热容，增强峰值工况电机散热能力和提升持续工况下线圈与壳体之间的导热。在所有进风口增设防尘滤网，阻挡高原杂质堆积堵塞风道，保障长期运行散热稳定性。



散热筋优化

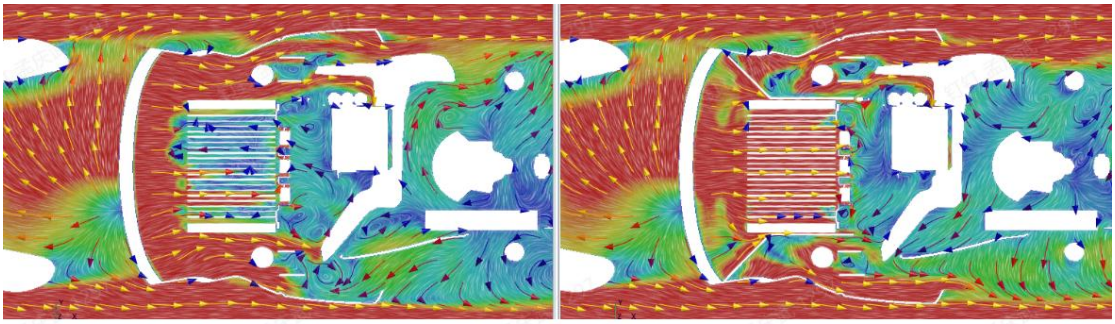
线定子灌封导热胶



风道防杂物网

4.2 机舱风道布局优化

在机舱内部将原来的 3 风道增加至 4 风道，增大进气量，降低电控与电池进气温度。优化风道流场，增加电池以及控制器部位风流速，提高散热能力。

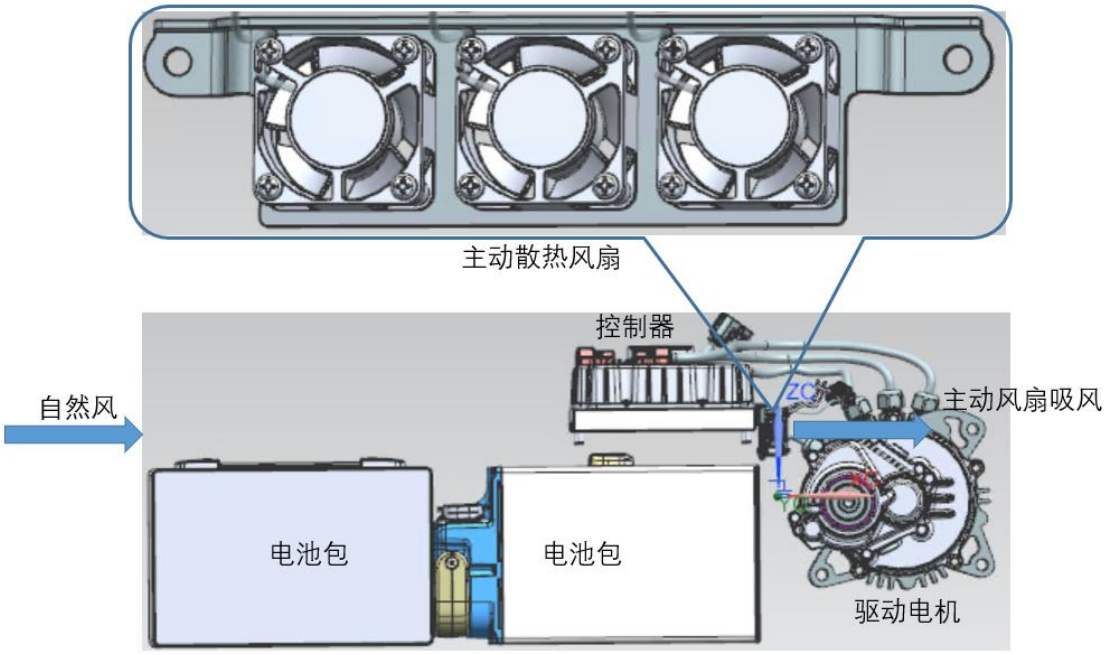


基础状态　　优化方案

通过优化方案进行导流后，翅片处的风速明显提升且风速较高。高寒低温工况，通过挡片隔绝进风口空气进入，减少冷空气涌入，依靠机舱余温实现被动保温，缓解电池低温容量衰减。

4.3 增加主动散热风扇

将传统自然风冷系统升级为独立强制风冷系统，新增独立供电风扇，不受车速制约，解决车速较自然风量不足、稀薄空气环境风量不足的问题，高速阶段可叠加自然风量，增加散热能力。



4.4 控制策略优化

基于环境温度、海拔高度、电机温度的分级功率控制策略：高温、高海拔工况下，采用线性降功率策略：电机（150℃-170℃）线性降扭到 0N.m，控制器（85℃-95℃）线性降扭到 0N.m，最终可在某一个车速下达到功率平衡，避免长期满载过热,同时又不使驾驶员有动力对丢失的感觉；高寒低温工况下，电机基础温度较低，达不到降功率条件，不做功率限制，可全动力输出；同时优化风冷风扇控制逻辑：电机温度低于 100℃或控制器温度低于 65℃，不启动风扇，当电机、电控温度较低的情况下风扇不启动，减少低温条件下的冷风吹入，保留电池电芯余热，改善电池低温环境下的工作性能。同时，可在环境温度极低的情况下，反转风扇，把电机和控制器的温度引导向前方的电池仓，提升电池周边的空气温度。

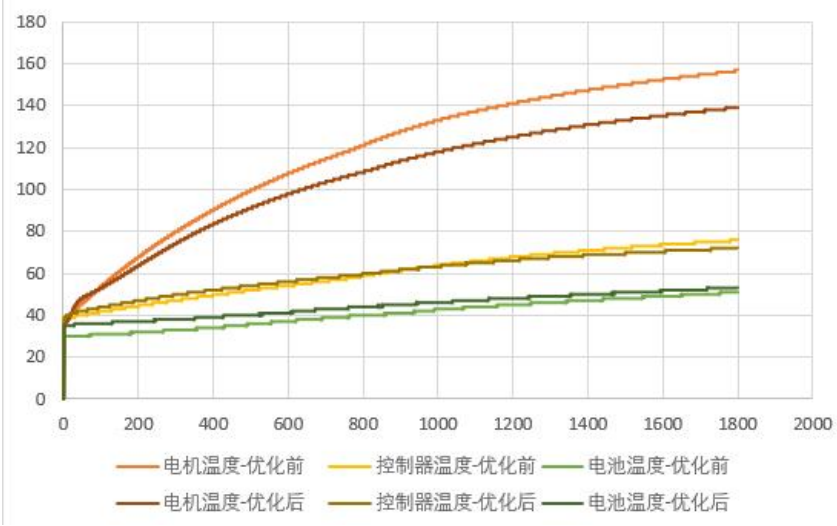
4.5 被动余热导流优化

在不新增耗能部件的前提下布置进风口格挡开关，因电机、控制器、电池共用机舱、高寒工况下将电机、电控排出的热气流适度导入电池包进气侧，在不影响电机散热的基础上提升电池进气温度，实现无能耗余热利用，改善电芯低温工作环境。

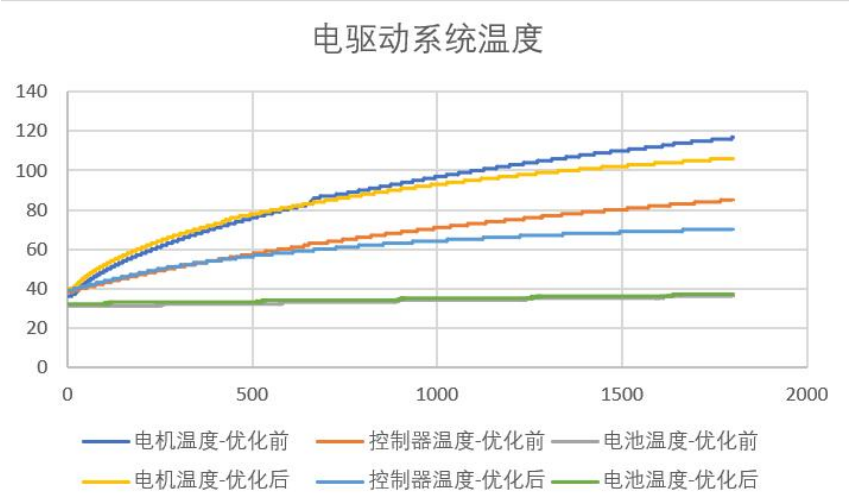
4.6 优化方案验证

对优化后的整车开展三类极端工况分析与测试，优化效果明显：

40 ℃高温持续最高车速工况，电机最高温度降至 140 ℃降低 20℃，控制器温度降低 4℃，电池温度降低 2 ℃，对于本电驱系统该工况下最薄弱的电机温升改善明显，幅度高达 14.2%。；



4500 m 高原满载工况，电机散热效率提升 10%，稳态最高温度由 117℃降低到 106 ℃，控制器散热效率提升 21%，稳态最高温度由 85℃降低到 70℃，对于本工况最薄弱的控制器散热，提升效果明显。



-20 ℃高寒工况下电池周边空气温度温度提升 6～8 ℃，整车续航衰减幅度由 31.7% 下降至 14.2%。优化方案有效拓宽了全风冷系统极端环境适用边界。

5 结论与展望

5.1 主要结论

（1）由风冷电机、风冷电控、风冷动力电池构成的整车全风冷热管理系统结构简单、运维成本低，高寒工况不存在介质冻堵风险，短途轻载场景运行可靠性良好。但换热性能高度依赖空气物性，高温持续重载、高海拔低压环境下强制对流换热能力大幅衰减，容易引发电机超温、永磁体退磁、电控限功率、电池温场不均等一系列问题。

（2）三类极端环境下系统劣化机理存在明显区别：高温工况核心矛盾是换热温差不足、机舱热堆积；高原工况源于空气密度下降带来的换热系数衰减，是风冷系统最为严苛的应用场景；高寒环境电机与电控散热冗余充足，性能短板集中于动力电池低温活性衰减，且系统缺少余热回收预热通道。

（3）通过电机散热结构改进、机舱风道重构、增加主动散热风扇、控制策略优化、被动余热导流相结合的优化措施，可以有效改善极端工况热平衡状态。优化后动力部件平均温升降低 11～20 ℃，

整车动力稳定性、电池温度均匀性得到显著提升。

（4）受空气换热介质固有物理极限约束，即便完成结构与控制策略优化，全风冷系统长时间重载、高海拔连续通行能力依旧弱于水冷方案，更加适合短途、轻载全域代步型电动摩托车。

5.2 研究展望

本文完成常规全风冷系统在三类极端环境下的性能分析与基础优化，后续可以开展更深层次研究：一是引入相变储能材料构建风冷 – 相变复合散热系统，进一步提升高温、高原工况散热上限；二是搭载电动自适应风门与智能风机，实现流场参数动态调节；三是开展高低温、高低海拔交变循环耐久性试验，验证优化结构长期工作可靠性；四是建立不同功率等级风冷电机极端工况功率匹配模型，实现温控策略精细化标定。

参考文献：

[1] 张洪信，刘延伟，赵清海。高海拔低气压环境下永磁电机风冷散热性能衰减机理 [J]. 汽车工程，2024,46 (03):412-419.

[2] 陈涛，李建峰。极端工况下电动两轮车风冷轮毂电机温升特性试验研究 [J]. 电机与控制应用，2025,52 (02):78-84.

[3] 王健，赵思远。低温环境下电动车风冷系统热耦合特性及优化策略 [J]. 新能源汽车技术，2024 (08):36-42.

[4] 李康靖，谭晓军，褚燕燕。风冷式车用锂离子动力电池包热管理特性研究 [J]. 电源技术，2023,47 (05):621-625.

[5] 卢鑫，王璐，张金龙。功率器件风冷散热器结构参数对电控散热性能的影响 [J]. 热科学与技术，2023,22 (02):116-124.

[6] 周明远。电动摩托车全域风冷热管理系统工况适配策略研究 [J]. 摩托车技术，2026 (01):22-27.

[7] 刘浩，王志强。高低温交变环境下风冷电机绝缘老化与温升特性 [J]. 微电机，2024,57 (06):45-50.

[8] 王明杰，孙文远。高海拔稀薄空气对车用风冷电机对流换热的影响 [J]. 机械设计与制造，2023 (09):134-137.

[9] 张海波，杨磊。低温环境下风冷电动车动力系统热平衡特性研究 [J]. 汽车零部件，2024 (1):59-63.

[10] GB/T 30253-2013, 永磁同步电动机能效限定值及能效等级 [S].

[11] GB/T 38031-2021, 电动汽车用动力蓄电池安全要求 [S].

基于 DeepSeek 大模型与 MCP 协议在汽车试验管理中的智能化应用

蒙永昌，郑琪，付祥武，潘群，秦慧琳，李喆，刘宏建，邓道龙

吉利汽车集团有限公司 浙江宁波 315336

摘　要：在全球制造业智能化转型的时代浪潮下，企业研发试验、质量管理等核心业务系统面临流程割裂、数据孤岛、效率瓶颈等多重挑战。本文以 AI 技术赋能为核心驱动力，构建“技术工具赋能+管理模式创新”的协同发展框架，通过 DeepSeek 大模型的全本地化部署与 MCP（Model Context Protocol，模型上下文协议）协议的创新应用，精准破解研发试验与质量管理领域中“流程数字化、数据资产化、能力服务化”的核心症结。研究提出基于 RAG 技术的智能客服系统、数据湖与大模型深度融合的数据协同体系，以及 MCP 协议驱动的设备智能调度方案，为制造业高质量发展提供了兼具理论深度与实践价值的参考范式。经实践验证，该方案能够显著提升数据获取效率、缩短研发周期，有效推动企业从传统“数据孤岛”模式向智能化生态体系转型[1]。

关键词：研发试验管理；AI 大模型；数据湖；MCP 协议；智能化转型

引言

全球制造业数字化升级进程中，研发与试验是整车产品迭代的核心环节，但传统线下管理模式暴露出大量短板：跨部门业务协同效率低下、历史试验数据无法复用、试验设备资源调配依靠人工经验，直接拉长新品研发周期、抬高质量管控成本 [3]。深层根源可归纳为三点：业务流程未实现全线上数字化、多源试验数据无法形成可复用资产、软硬件资源缺少服务化调度机制。

针对上述行业共性痛点，本文提出以 DeepSeek 开源大模型为核心的一体化智能改造方案，融合技术落地与企业管理制度优化，将 AI 能力深度嵌入整车研发、零部件质检全场景，实现质量管理自分析、自决策运行模式，为制造企业数字化升级提供落地思路[4]。

1 研发试验管理核心问题现状

1.1 业务流程协同低效与系统集成短板

企业研发、试验、财务分属独立业务系统，数据交互通道缺失，形成典型信息烟囱架构[7]。对外第三方试验委托缺少统一报价标准，不同实验室报价差异大，新项目重复核算试验成本；与供应商对接进度依靠线下出差确认，沟通周期长，纸质单据存在数据篡改风险，增加质检管控成本。

1.2 数据管理分散化与价值释放不足

研发试验、量产试验、市场售后数据分散存储于异构平台，结构化占比低，历史试验数据复用率极低[3]。缺少统一数据治理标准，跨领域数据难以关联分析：零部件失效试验数据无法反向指导设计优化、采购成本数据不能支撑试验设备调配、财务预算无法驱动业务自动化，数据资产价值无法落地。

1.3 试验效率瓶颈与资源配置失衡

试验全流程存在大量重复性人工工作，仅 2022 年企业内部手工编制、复核试验报告就达 1.3 万份，人工录入易产生数值误差，高产阶段验证项目排期滞后；同时多数老旧试验设备未接入物联网，实时监控覆盖率低，高端精密设备闲置率偏高[7]。

1.4 系统技术能力残缺与智能化滞后

现有实验室信息管理系统（LIMS）功能碎片化，缺少排期看板、标准库关联等核心模块，材料试验、供应商评审依赖线下纸质流程，存在数据造假隐患[6]。企业数字化工具链不完整，移动端配套应用缺失，试验人员需要往返办公室录入数据、编制报告，新员工培训周期长达 2~3 周，人力损耗严重。

1.5 核心症结归纳

当前车企试验管理的深层矛盾可总结为“三化缺失”：流程数字化未闭环、数据资产化不充分、软硬件能力未服务化。三类问题互相嵌套，形成“系统割裂→效率降低→数据价值流失”恶性循环，必须通过大模型 + 标准化协议的数字化方案破除瓶颈[1]。

2 DeepSeek 大模型概要与部署策略

2.1 DeepSeek 大模型的核心优势

DeepSeek 是国内主流开源通用大模型，具备硬件门槛低、开源可二次开发、多场景适配三大优势，政企、制造行业落地案例丰富[2]。官方开放全套本地化部署、微调、接口开发文档，企业可基于自有业务完成行业定制，当前已在金融、医疗、工业制造领域大规模落地，具备极强产业适配能力[1]。

2.2 全本地化部署策略

全本地化部署指完整下载 DeepSeek 开源代码，在企业内网私有服务器完成训练、推理全流程，所有数据不出内网，完全满足车企涉密试验数据合规要求[2]。该模式前期服务器采购投入较高，但长期无公有云按量计费成本，支持全链路计算日志审计，契合汽车行业数据安全法规。通过内网 AI 底座赋能研发、质检、市场全业务，搭建“数据采集 - 模型计算 - 业务执行”智能闭环，充分释放数据资产价值[4]。

2.3 伪本地化部署策略

伪本地化部署则是在本地构建轻量级服务层，依托公有云的算力和存储资源，通过API调用云端服务[1]。这种模式初期投入较低，但长远成本较高，处理能力相对较弱，仅能监控API调用元数据。其优势在于算力调配灵活、更新敏捷、硬件成本低，适合中小主体在AI应用初期采用，能够快速实现大模型的初步应用，满足业务的基本需求，如图2.1所示。

维度	全本地话部署	伪本地化部署
数据处理途径	只需要内部流转，无外部出口	接入专线 API，数据上传云端
数据处理服务器归属	本地私有服务器	租赁云端或公有服务器
投入成本	初期投入高，长远投入低	初期投入低，长远投入高
响应速度	响应速度与硬件配置成正比，响应稳定	响应速度不稳定，且响应速度较慢
处理能力	吞吐量大，速度快	吞吐量小，速度慢
流量监控	可审计到模型内部计算过程	仅能监控 API 调用元数据
配置技术要求	高，但可高度精细化配置，适合大企业	较低，但功能受限，适合小型机构

图 2.1 DeepSeek 大模型全本地化部署和伪本地化部署区分

3 DeepSeek 在车企质量管理体系的应用

3.1 AI 客服赋能业务对接

在企业内部实验室的业务管理中，实验人员需要同时兼顾实验操作与业务管理工作。对内业务主要包括开发阶段的实验验证、市场问题反馈验证以及生产基地质量件验证等，由于内部人员经过统一培训，业务对接流程相对顺畅。然而，对外业务涉及第三方供应商试验委托、委外检测费用报价、资源消耗等外部机构对接工作，随着实验室业务量的不断拓展或合作方业务人员的变动，对外

业务常常陷入大量重复性、非增值的操作指导工作，严重影响了业务处理效率。

DeepSeek-V3 大模型基于其卓越的数据闭环训练机制，能够通过专业化的数据工程构建高度定制化的行业智能体。针对企业实验室业务场景，基于该模型打造全链路适配的 AI 客服系统，可有效提升内外部业务对接效率。具体实施过程中，首先系统性梳理零部件报价规则、业务发起标准流程、各实验室试验能力规划以及常见问题的解决方案等，形成统一且规范的标准文件库。然后借助 Anything-LLM、Page Assist 等专业工具搭建大模型管理平台，实现从模型加载、参数调优到服务部署的全生命周期管理，支持千万级参数模型的高效运行。在此基础上，运用 RAG（Retrieval Augmented Generation）技术打造 AI 客服。

RAG 技术是优化大型语言模型（LLM）输出的核心方案，可有效避免 LLM 生成虚假、过时信息或引用非权威内容。其通过四步流程实现优化：将 API、数据库等新数据转化为向量存入专属知识库；将用户查询转为向量，在库中精准检索匹配内容；把检索到的权威数据融入用户提示，与 LLM 交互生成专业回答；利用自动化流程更新知识库，确保信息实时性，如图 3.1 所示。

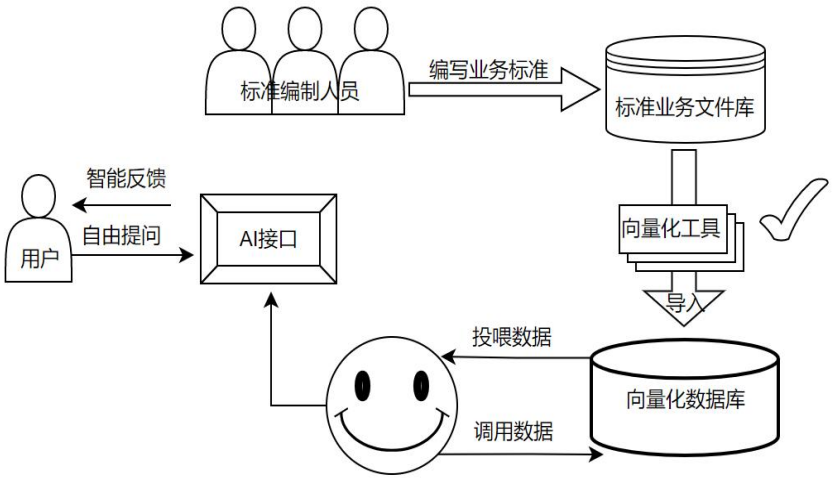


图 3.1　RAG 智能客服自动化执行流程

基于 RAG 构建动态检索体系，结合 Sentence-BERT 等模型将业务规则、历史对话等构建多模态向量数据库，实现毫秒级响应。针对实验室业务进行轻量化微调，使模型输出贴合行业规范。该 AI 客服系统以“知识数字化、能力专业化、流程自动化”三层架构，自动化处理重复性咨询，释放人力投入高价值决策。

3.2 AI 赋能数据湖

企业数字化建设初期，为实现轻量化管理与满足阶段性业务需求，研发、试验、采购、财务等核心业务系统多独立部署，形成异构数据体系。各系统技术架构、存储标准与管理逻辑各异，数据“物理分散、逻辑割裂”，如研发数据在 CAE 仿真平台，试验数据在 LIMS 系统等，系统间缺乏标准化交互接口与统一元数据，数据壁垒严重。

因全链路数据治理框架缺失，跨域数据难以关联匹配，出现多重信息孤岛，产品全生命周期数据无法形成价值闭环。例如，试验失效、采购成本、财务预算等数据无法有效发挥作用，数据资产的决策、流程优化及创新驱动价值未激活，成为企业数字化转型的核心瓶颈。

而 DeepSeek-R1 大模型具有与 Chat-GPT 媲美的推理能力，其嵌入技术通过数学映射将词语转化为高维向量，通过向量距离计算关联词语，并经自监督学习等算法优化向量空间，实现对自然语言的语境敏感理解与生成。在企业数据治理实践中，数据湖架构与大模型技术的深度融合可构建新型数据协同体系。通过将研发、生产、营销等多部门异构数据统一汇聚至数据湖，形成标准化、可追溯的全域数据资产池。基于数据湖中的全量数据，大模型经过领域适配训练，能够实现跨域数据关联建模与语义理解，最终通过自然语言交互 API 为各业务部门提供智能数据服务，如图 3.2 所示。

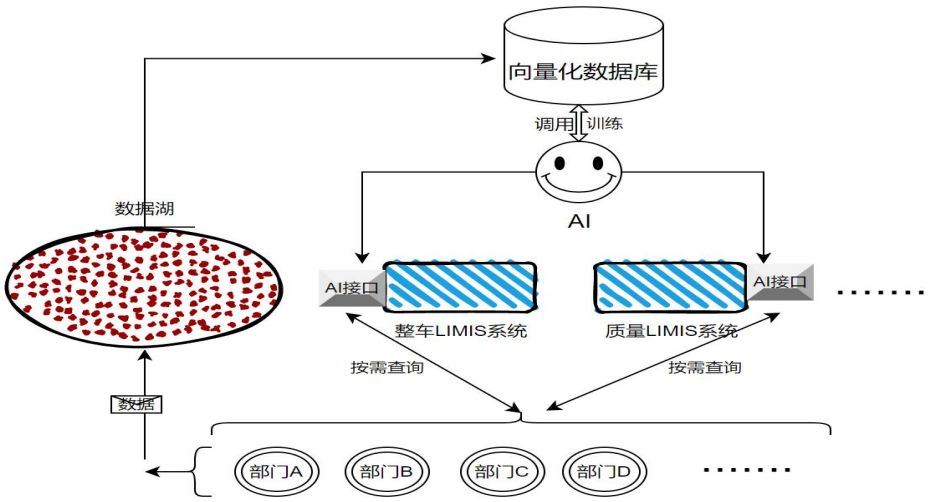


图 3.2　数据资产池架构

各部门仅需以日常语言提问，大模型即可自动解析意图、跨域检索多源数据，并按需求格式输出精准结果。基于“数据湖底座 + 大模型中枢 + 智能接口”三层架构，该模式实现三大突破：效率层面，将传统跨部门数据申请从繁琐流程简化为自然语言交互，数据获取效率呈指数级增长；协作层面，消除数据格式与业务理解壁垒，使非技术人员也能调用全域数据；价值层面，通过深度关联分析挖掘数据隐藏关系，助力企业从数据查看迈向智能决策。

企业构建全域数据湖后，本地化部署的 DeepSeek 大模型依托千亿级多模态数据持续训练，结合强大推理能力，在研发试验场景实现五大突破：构建研发知识图谱，打造生成式研发辅助系统，驱动设计创新；基于百万级失效案例库，搭建失效分析智能引擎，实现问题预测与知识沉淀；针对海量标准文件，开发智能标准检索系统，提升试验方案制定效率；通过边缘计算部署轻量化模型，打造移动端智能试验助手，实现试验全流程数字化管控；构建多层级审核体系，打造报告智能审核系统，缩短审核时间、降低错误率。

通过“数据湖全域数据供给 + DeepSeek 大模型智能加工”，企业可构建“数据采集知识生成决策执行”的闭环智能体系，在效率维度，缩短研发试验周期，提升重复性工作自动化率；在质量维度，提高设计缺陷发现率和报告正确率；在协同维度，缩短跨部门数据获取时间，提升客户响应效率。这种深度融合不仅破解了“数据孤岛”难题，更将企业数据资产转化为可落地的智能生产力，为研发试验管理向智慧化阶段迈进奠定技术基础。

4 AI 到万物互联的桥梁——MCP 协议

4.1 MCP 协议概述

MCP 协议（Model Context Protocol）是一种面向人工智能大模型的通用扩展协议，由低代码平台 Make 提出。其主要用于连接大模型与外部工具、服务及数据资源，旨在解决大模型在复杂任务中对实时信息获取、自动化操作执行的需求，核心目标是实现“模型能力 + 工具生态”的深度融合[1]。

4.2 MCP 核心功能与机制

MCP 协议赋予大模型四大核心能力：通过标准化接口实现跨系统连接，支持 GPT、DeepSeek 等调用 Make 平台两千余款应用，满足数据查询、文件处理等多场景需求；集成可视化工作流实现工作流协同，拆分执行复杂逻辑，自动完成数据提取、报表生成与发送等任务；支持实时数据交互，动态获取企业系统最新信息，解决训练数据滞后问题，保障客服等场景回答准确性；实现能力扩展，借助外部工具实现文件解析、物联网控制等功能的“即插即用”，补足大模型原生短板。

4.3 MCP 核心优势

MCP 协议具有低代码集成特性，无需复杂开发，通过 Make 的可视化界面即可配置大模型与外部工具的连接逻辑；具备高度的灵活性与扩展性，支持自定义协议规则，能够适配不同大模型和行业需求；在成本优化方面，避免了重复开发专用接口，复用 Make 生态的成熟工具，降低了技术落地成本；同时提供数据加密、权限管理等机制，确保大模型与外部系统交互的安全性与合规性。

4.4 MCP 在企业级典型应用场景

4.4.1 智能业务助手——全系统无缝协同的效率引擎

DeepSeek 大模型通过 MCP 协议构建企业级智能中枢，实现核心业务系统的深度融合。在多系统 API 互通方面，标准化对接 CRM、OA、LIMS 等 10 + 异构系统，支持自然语言指令驱动业务操作。基于 Make 平台的可视化工作流引擎，实现自动化流程编排，将订单查询、审批等业务流程进行自动化改造，大幅提升响应速度和流程通过率。同时，通过仪表盘实现实时业务监控，支持自然语言追问，模型自动关联相关数据，输出根因分析[5]。

4.4.2 智能数据分析与决策平台——数据湖价值的深度释放

依托 DeepSeek 大模型与 Make 数据工具链的协同，构建端到端数据智能体系。在自动化数据治理方面，通过 Make 的 ETL 工具清洗数据湖多源异构数据，大模型自动识别数据异常，触发补采流程并生成数据质量报告。支持“自然语言 + 可视化”双模态的智能报表生成，结合时间序列模型与大模型推理能力，实现预测性决策支持，为产能规划、成本控制等提供精准数据支撑，将决策周期从周级压缩至小时级。

4.4.3 物联网智能控制中枢——工业设备的自优化调度系统

在设备网联化基础上，DeepSeek 通过 MCP 协议 + 边缘计算构建工业物联网智能闭环。实现实时状态监控，接入各类工业设备，采集运行参数，大模型进行异常检测并自动触发预警，缩短故障响应时间。基于设备利用率、能耗等数据进行智能生产调度，支持语音指令远程调试设备，结合历史故障数据构建设备寿命，提前推送维护建议，减少非计划停机。

4.4.4 跨平台自动化协同——全终端无缝连接的业务生态

通过 DeepSeek 与 Make 工作流的深度集成，实现多端协同的无感化办公，微信端智能交互：员工在企业微信发送“发起 A 项目试验委托”，模型自动解析需求（试验类型、样品数量、周期要求），触发 Make 工作流完成：LIMS 系统资源匹配；企业微信通知试验负责人；企业数据库创建项目档案，全流程无需人工跳转系统。

跨系统数据同步：当客户在官网提交“查询订单进度”，模型通过 MCP 协议同步完成：试验平台订单状态获取；物流系统轨迹追踪；自动生成图文报告，同步推送至客户微信与企业 OA，客户响应效率提升。

移动端离线协同：开发轻量化 Android/iOS 应用，支持离线场景下的指令缓存，联网后自动同步至数据湖，结合大模型生成处理建议，实现“现场采集-云端处理-移动端反馈”的闭环，提升移动办公覆盖率，如图 4.4.4 所示场景价值总结。

维度	传统模式	大模型+MCP 协议模式	效率提升
系统交互	多系统手动切换，耗时费力	自然语言驱动，全系统自动流转	操作效率提升 70%+
数据利用	报表依赖人工处理，洞察滞后	实时分析 + 预测性建议，决策前置	数据价值释放度↑200%
设备管理	故障被动响应，停机损失大	实时监控 + 预测性维护，主动预防	非计划停机↓40%
跨端协同	多平台信息割裂，沟通成本高	全终端无缝连接，指令即服务	协同效率提升 50%+

图 4.4.4 场景价值

通过四大场景的智能化改造，企业不仅实现单点效率突破，更构建起“数据驱动决策、模型优化流程、工具延伸能力”的智能生态，为数字化转型提供可持续的增长动力。

4.4.5 增强补充 LIMS 功能

工业设备经物联网技术网联化改造后，可无缝集成至实验室信息管理系统（LIMS），借助传感器实时采集运行状态、使用时长等数据，构建全域设备监控数字孪生体系。基于边云协同架构，LIMS系统通过智能算法动态分析设备利用率，生成最优使用计划，实现跨地域、跨部门资源全局调度。

该机制能精准匹配试验委托与设备能力，自动识别设备可用时段、适配试验类型及精度等级，优先调配高价值设备承担核心任务，并通过负载均衡避免设备过载或闲置。在多设备协同场景下，可依据工艺路线智能组合资源，形成闭环试验流程。

实时数据驱动的资源调度体系显著提升设备利用率，减少人工排期的主观性，推动管理模式从“经验驱动”向“数据驱动”转型，不仅最大化设备资产价值，还通过精细化资源配置缩短试验周期，为研发验证效率提升奠定坚实基础。

MCP 协议通过“大模型+工具链”协同，推动企业 AI 从“单一对话”进化到“全流程自动化”，满足效率、合规与定制需求。企业完成算力、数据、安全等基础设施建设后，大模型可借 MCP 协议调度内外工具，形成“决策-执行-反馈”闭环。当前挑战在于工业设备智能化改造，包括异构协议互通、实时数据处理及工艺知识数字化等问题。未来，随边缘计算与云协同成熟，MCP 协议将构建“大模型中枢+工业互联网终端”范式，释放“基础设施+大模型”乘数效应。

5 总结与展望

5.1 总结

针对制造业研发试验与质量管理中流程割裂、数据孤岛、效率低下等难题，本文以 DeepSeek 大模型为核心，提出智能化解决方案。通过全本地化与伪本地化部署策略，构建 AI 客服系统、数据湖智能协同体系及 MCP 协议驱动的设备调度方案，实现数据获取效率提升、研发周期缩短、报告正确率提高三大突破，推动企业向 “智能生态” 转型。

研究展望围绕技术落地与生态构建展开：攻克工业设备智能化改造技术瓶颈，解决异构协议互通与工艺知识数字化问题；深化 MCP 协议应用，构建 “大模型中枢 + 工业互联网终端” 新范式，提升跨行业协同能力；强化数据湖与大模型融合，挖掘多模态数据价值，实现从“数据驱动”到“智能创造”的跨越；同步推进组织能力重构与标准化建设，建立技术业务协同机制，保障数据安全合规。本研究为制造业质量管理提供 “技术赋能 + 管理创新” 双轮驱动路径，助力企业迈向 “自感知、自决策、自执行” 的智慧化发展新阶段。

5.2 展望

未来，需着力突破工业设备智能化改造瓶颈，攻克异构协议互通与工艺知识数字化难题。伴随边缘计算与云协同技术的成熟，MCP 协议将构建“大模型中枢+工业互联网终端”创新范式，充分释放“基础设施+大模型”的乘数效应。通过实时感知设备状态、智能分析数据并自主决策调度，助力企业实现“自感知、自决策、自执行”的智慧化质量管理，全面激活数据资产价值，深度挖掘生产力潜能，推动制造业向智能化、高效化方向迈进[4]。

参考文献：

[1] 杨骏,李长健.DeepSeek 大模型本地化部署应用：功能检视、新兴风险及治理路径[J/OL].统一战线学研究,2025,(03):1-14[2025-03-20].

[2] 洪行.铜陵有色完成 DeepSeek 人工智能应用本地化部署[N].中国有色金属报,2025-03-15(001).

[3] 牛宝春,李俊英.DeepSeek 的技术革新赋能新质生产力的逻辑、障碍与建议[J/OL].当代经济管理,1-8[2025-03-20].

[4] 王珏.基于 DeepSeek 的未来产业生态构建[J/OL].西北大学学报(哲学社会科学版),1-10[2025-03-20].

[5] 许庆.实验室助理服务机器人的设计研究[D].东南大学,2019.

[6] 陈伟,何敬.融合 AI 智能体的高校实验室安全管理系统优化策略研究[J].中国宽带,2024,20(09):148-150.

[7] 汪春平,蒙永昌，付祥武，谭星宇等.验证失效问题溯源管理对汽车零部件质量的提升[J].汽车知识,2025.03:95-97.

汽车内饰 PVC 革耐胺性测试标准差异分析与行业标准化路径

蒙永昌，付祥武，郑琪，潘群，秦慧琳，李喆

吉利汽车集团有限公司 浙江宁波 315336

摘　要：随着汽车浅色内饰市场需求持续增长，PVC 革因耐胺性不足所引发的黄变问题日益突出。本研究针对大众、通用、吉利等五家主流车企的 PVC 革耐胺性测试标准展开对比分析，发现各标准在试验设备（如 1.3 ~1.5L 玻璃器皿）、胺试剂控制（胺浓度 6.66~22ppm ，胺剂量 30~100mg）、温度梯度（70~115℃）及色差评价体系（ΔaΔbΔLΔE）等方面存在显著差异。其中,大众标准注重极限工况模拟与严格密封控制；吉利标准采用多维度色差评价，通用标准则提供多程序可选方案，以适配不同应用场景。基于研究结果，建议行业统一胺浓度控制与关键设备规范，推广动态温度测试模式，并建立多维度色差评价体系，以提升测试准确性、可比性及材料耐胺性能评估的科学性，为汽车内饰材料的开发与质量控制提供标准化支撑。

关键词：汽车；PVC 革；耐胺；标准化

Analysis of Differences in Amine Resistance Testing Standards for PVC Leather in Automotive Interiors and Industry Standardization Path

Meng yongchang，Fu xiangwu，zhengqi，panqun，qinhuilin

Zhejiang Jirun Automobile Co. Ltd Ningbo Hangzhou Bay Branch，ZHEJIANG NINGBO 315336

Abstract: With the continuous growth of demand in the light colored interior market of automobiles, the yellowing problem caused by insufficient amine resistance of PVC leather is becoming increasingly prominent. This study conducted a comparative analysis of the amine resistance testing standards for PVC leather of five mainstream automotive companies, including Volkswagen, General Motors, and Geely. It was found that there were significant differences among the standards in terms of testing equipment (such as 1.3-1.5L glassware), amine reagent control (amine concentration 6.66-22ppm, amine dosage 30-100mg), temperature gradient (70-115 ℃), and color difference evaluation system (Δ a/ Δ b/ Δ L/ Δ E). Among them, Volkswagen standards focus on extreme condition simulation and strict sealing control; The Geely standard adopts multi-dimensional color difference evaluation, while the universal standard provides multiple program options to adapt to different application scenarios. Based on the research results, it is recommended that the industry unify amine concentration control and key equipment specifications, promote dynamic temperature testing mode, and establish a multidimensional color difference evaluation system to improve testing accuracy, comparability, and scientific evaluation of material amine resistance performance, providing standardized support for the development and quality control of automotive interior materials.

Keywords: automobiles; PVC leather; Amine resistance; standardization

0 前言

随着汽车消费升级和审美需求的不断变化，白色、米色、灰色等浅色内饰设计逐渐成为市场主流。然而，皮革表面出现的黄变现象严重影响了整车美观，已成为引发消费者投诉的常见问题之一。研究表明，PVC 革黄变现象与其耐胺性能及发泡胺类物质挥发量具有显著相关性。为科学评估材料的耐胺性能，通过模拟实际使用条件进行的加速老化试验——耐胺测试，已成为汽车内饰材料质量控制的关键手段。

目前，国内主流汽车企业在耐胺试验标准方面存在一定差异，但基本试验环节较为一致，均采用循环鼓风干燥箱，使样品在固定胺浓度环境中加速老化并评估其变色行为。本文通过对比分析主流车企的测试标准（见表 1），旨在为行业提供系统性的技术参考和标准优化的依据。

表 1　典型车企耐胺试剂控制与梯度耐热老化条件对比

车企代表	胺催化剂选择与控制	梯度耐热老化条件	玻璃皿	判定要求
大众	聚合催化剂（67%二丙二醇，33%三乙二胺），巴斯吸管取在 150ml 烧杯中加入 30.0mg	阶段 1-胺暴露 90℃/24h 阶段 2-热老化 115℃/24h 阶段 3-热老化 115℃/24h	1.3L（胺浓度 7.62ppm）	△a≤2 or 浅色 △a≤3，且无可见变红
广汽	聚合催化剂（67%二丙二醇，33%三乙二胺），移液管在 150ml 烧杯中加入 30.0mg	阶段 1-胺暴露 90℃/24h 阶段 2-热老化 115℃/24h 阶段 3-热老化 115℃/24h	1.4L（胺浓度 7.07ppm）	△a≤3.5，△b≤5
通用	聚合催化剂（67%二丙二醇，33%三乙二胺），移液器在 150ml 烧杯中加入 30mg/80mg/100mg	程序 1-胺暴露 30mg，90℃/24h+90℃/24h 程序 2-胺暴露 80mg，70℃/24+70℃/24h 程序 3-胺暴露 100mg，70℃/24h+90℃/24h+80℃/2h	1.4L（胺浓度 7.07~22ppm）	变色等级≥4 级，记录 △E，△a，△b
吉利	二丙基甘醇 20mg 和三乙烯二胺 10mg	阶段 1-胺暴露 90℃/24h 阶段 2-热老化 100℃/48h	1.5L（胺浓度 6.66ppm）	△a≤2 △b≤5
比亚迪	二丙基甘醇 10 mg 的三乙烯二胺 20 mg	阶段 1-胺暴露 90℃/24h 阶段 2-热老化 100℃/24h	1.5L（胺浓度 13.33ppm）	变色等级≥4 级

1 德国大众的 PV3944

大众 PV3944：2016-10 针对的是遮阳板 PVC 皮革，标准适用于 PVC 皮革暴露于胺环境下的变色方法。该标准 2001 年编制，过程经过两次修订，符合欧洲主流车企要求。

1.1 测试设备和样品[1]

配备循环鼓风干燥箱（精度±2℃）。玻璃容器体积 1.3L，配 NS 24/29 磨口盖及侧边橄榄接头（高度 160mm，内径 100mm），并配备耐热型高温密封脂用于玻璃瓶上盖和瓶上盖加润滑油密封；要求称量试剂的分析天平分辨力 0.1mg，称量精度 0.1mg；配备超强烧杯 100ml（高度 70mm），150ml（高度 80mm）；强化载玻片：76×26mm。CIE-LAB 色度测量仪，CIE-LAB 标准色卡。

每个测试材料需准备 6 个尺寸为 20mm×120mm 的试样，样品在 23℃，50%RH 标准环境下至少放置 24h[2]。

1.2 试验程序

将试样背面（即安装状态下不可见的一面）朝向玻璃杯，沿 100ml 烧杯周向放置，使试样约 5cm 长度位于烧杯内部，其余部分贴附于外壁。随后用宽 5mm 的 PP/EPDM 胶带在距杯底 15mm 高度处固定试样。带试样的烧杯准备工作应在加入胺类物质前完成，以便注入胺类物质后能立即密闭玻璃容器。

使用巴斯吸管取 30.0mg 聚合催化剂放入烧杯(胺浓度 7ppm)；载玻片上放上烧杯和 5 个试样。5 个样品在 90℃通风烤箱中放置 24h，取出，照色颜色测量对比。4 个样本继续 115℃放置 24h，取出，对比颜色数据并测试结果。

1.3 评价方法[3]

试样完成后，在相同环境条件下对比颜色数据；冷却后 30min 进行测量，要求△a≤2 or 浅色△a≤3 且无可见变红；在测试装置外，样品正面区域采样测量；采样点必须距离胶带 5mm 和烧杯边缘 5mm；可以放在纸板上比较。

1.4 特点

（1）大众标准在密封严谨性（规定密封脂、润滑油使用）和极限工况模拟（115℃+分阶段测试）上更具优势。通过高温（90℃+115℃）加速胺挥发，严苛环境模拟，并分阶段测试耐温度老化（24h+24h）区分材料短期与长期耐胺性。

（2）循环鼓风干燥箱（允许误差±2℃）高精度控制，同时，胺浓度精确至 7.62ppm。

（3）结合仪器测量（色差Δa）与目视比对（色差ΔE）等多维度评估，但未明确（如光源/视角）[3]。

（4）实际测试需严格遵循标准操作，避免密封不严或温度波动导致的误差。

2 广汽的 QJ/GAC 1250.006-2024[4]

广汽标准通过多色差测量条件阶段高温加速老化与最差值判定，建立了一套严于行业规范的胺类性评估体系，适用于高要求的质量控制场景。

2.1 测试设备和样品

试验片背面（即在安装位置看不到的那一面）朝向玻璃放入 100ml 的烧杯中，试验片挂靠烧杯上边缘，高出内层玻璃约 50mm。试验片的其余部分靠在玻璃壁上，然后用 PP/EPDM 带在离杯底 15mm 处固定试验片。

烧杯和试验片的准备工作应在加入氨气之前进行，这样在加入氨气之后就可以封闭在玻璃容器桶。借助移液管在 150ml 烧杯中加入 30.0mg 胺类催化剂（根据氨气浓度 7ppm 和玻璃桶的容积大小进行换算）。

每个测试材料需准备 6 个尺寸为 20mm×120mm 的试样，样品在 23℃，50%RH 标准环境下至少存放 24h。

2.2 试验程序

把填注好的 150ml 烧杯放在盖子的中间，在 150ml 烧杯上放置载物台，在载物台上放置装有 5 个试样的烧杯；放置玻璃盖子及栓塞，容器桶和盖子用快速接头闭锁住。在 90℃循环空气干燥箱中存放 24h，取出试样并进行比色测定；取出 5 个试样中的 4 个，在 115℃温度下存放 24h，取出试样并进行比色测定；取出 4 个试样中的 3 个，在 115℃温度下存放 24h，取出试样并进行比色测定；

2.3 评价方法

试验结束后，与在标准气候中存放的同一材料的试件（参考试件）相对比，对试件进行比色测定。

每次都在试件冷却后，即约 30min 后进行，测量在烧杯外侧的实验片的可视面（正面），记录比色测定结果，以比色值最差的一组数据作为最终试验结果。

2.4 特点

（1）广汽标准未细化色差测量条件，建议补充 D65 标准光源条件；

（2）胶带固定高度差异可能影响测试一致性，需验证 15mm 的合理性；

（3）通过多阶段高温加速老化模拟短期+长期耐热性能，适合更严苛的质量控制场景；

（4）直接采用最差值作为最终结果，更保守的评估方式。

3 美国通用标准[5]

通过多程序选择适配不同材料（如 PVC、PU）和部件（内饰、外饰）。程序 C 包含 80℃/2h 短时高温段，模拟极端工况（如暴晒后快速升温），实现动态温度模拟。

3.1 测试设备和样品

配备热空气循环烘箱、精度为 0.1mg 的分析天平、液压摆臂下料机（型号:HSA200）及尺寸为 20mm×120mm 的切割刀模。配备尺寸为 76mm×26mm 的裁样玻璃片，厚度（1±0.05）mm;100ml 烧杯，高 70mm，直径约 50mm；150ml 烧杯，高 80mm，直径约 60mm。聚丙烯胶带（白色）或尼龙扎带（聚酰胺 6.6 天然色，无金属），最大宽度 5mm。同时，配备符合 ISO 105-A05，D65,10° 观察角的色差仪。

3.2 试验程序

根据需要选择 A,B 和 C 的试验条件，试片 1 和 2 用于胺试验，试片 3 和 4 用于胺+热老化试验；试片 5 用于胺+热老化+气味试验；试片 6 用于对比参考。

测试准备包括把试样背面朝向玻璃（即在安装位置看不到的一面）放入 100ml 烧杯中，使得试片有大约 5cm 在玻璃内壁，其余部分在玻璃外壁，在离烧杯底部 15mm 处用 PP 胶带把试条固定住。硬质材料可临时使用惰性夹子来帮助胶带的固定。在这种情况下，在试条的折叠处弄个横向切口也可以。

把玻璃表面皿置于 150ml 烧杯底部中央。使用移液器和分析天平，根据操作程序把一定量的胺催化剂加入表面皿，加完后，立即把 150ml 烧杯置入胺化瓶正中心。把载样玻璃片架在该烧杯的中央，然后把装有 5 片试条的烧杯放在载样玻璃片中间，把胺化瓶密封好，密封时应使用真空油脂，并使用快速金属圈固定。

胺暴露：把胺化瓶放入程序中规定温度的烘箱中 24h，然后取出胺化瓶，在室温中冷却不超过 30min，在通风橱中打开胺化瓶，迅速取出样条。不同的材料不得在同一胺化瓶中进行试验。

热老化：程序 A 和 B，把样品 3 和 4 表皮朝上平铺在铝箔上，放入方法规定的温度的带新风的烘箱中。

3.3 评价方法

参照样条 6，在 2 天的时间内，把样条 1，2，3 和 4 的颜色与之对比。记录△E，△a，△b 值，测量点与 PP 胶带覆盖处必须距离 10mm 到 15mm。由于光线会引起颜色变化不稳定，测试前后，样条必须放在阴暗片。如果颜色变化与规范要求不匹配，此时需在去除胺化剂的情况下重复该试验，以确定颜色变化是否由不足够的热稳定性引起。

热老化后气味测试-程序 C：胺暴露后，把样条 5 平铺在铝箔上置于 90℃有新风的烘箱中 48h，然后按 VDA270 程序 3 进行气味试验，气味试验使用 1L 的气味瓶，除了要给出气味强度等级，还必须有相关的气味描述。把已测样保留于文件袋，以便查阅。

3.4 特点

（1）提供差异化测试条件，分别对应不同胺暴露剂量（30mg/80mg/100mg）和温度梯度（70℃~90℃），可模拟多样化使用场景；

（2）记录ΔE、Δa、Δb 值，测量点需距离胶带 10~15mm，排除边缘效应；

（3）若颜色超标，需重复试验（无胺条件）以区分胺暴露与材料自身热老化影响；

（4）胺暴露后需在 30 分钟内完成冷却和测量，冷却时间限制，防止延迟导致数据偏差；

（5）明确禁止不同材料共处同一胺化瓶，避免交叉污染，测试后试样保留于文件袋，便于后续复检或争议核查；

（6）明确胺浓度换算逻辑：需补充玻璃容器容积（1.4L）与胺剂量（如 30mg=7ppm）的换算公式。

4 吉利的 Q/JLY J7111275C-2023[6]

4.1 试验设备和样品

取尺寸为 120mmx20mm 的 PVC 革样条 4 个，将其中 1 条置于标准环境中作为标准样条，另外 3 个样条按如图 5 所示的方法置于 100ml 的玻璃杯上，背面朝上，置于杯中长度约 50mm，杯外长度约 70mm，并用胶带固定。将 20mg 二丙基甘醇（CAS 110-98-5）和 10mg 三乙烯二胺（CAS 280-57-9）放入 150ml 烧杯中。试剂称量仪器：天平精确度为 0.0001g，并使用移液枪进行试剂转移。150ml 烧

杯上放置载玻片，尺寸参考 76x26mm，并将固定好 PVC 革的烧杯放置在载玻片上。将此装置装入 1.5L 玻璃密封瓶中。

4.2 试验程序

将密封瓶置于烘箱内 90℃，24h 后取出，再将 PVC 革样条放入 110℃循环热风箱 48h 后取出，冷却 30min 后对比标准样条，测试并记录 PVC 革样条的 Δa、Δb、ΔL 的值，色差仪使用标准光源 D65，10°视角。

4.3 特点

（1）吉利标准在测量维度（Δa/Δb/ΔL 多参数）和通用性方面表现突出，采用 D65 光源和 10°视角，色差评价更全面，建议结合仪器 ΔE 与目视，避免单一方法偏差。

（2）移液枪转移试剂，减少人为误差，试剂称量更精准，但在胺浓度控制方面未明确 ppm，固定试剂质量（二丙基甘醇 20mg+三乙烯二胺 10mg）。

（3）未规定胶带材质（PP/EPDM），可能导致固定方式不一致，胺环境试验后短期高温更温和，未要求 24h 梯度检查。

（4）密封细节不严谨，未规定密封脂、润滑油使用，以减少挥发干扰。

5 总结

5.1 标准差异对比分析

胺浓度控制差异：不同车企标准中胺试剂用量和浓度范围不同（如大众 7.62ppm、吉利 6.66ppm、比亚迪 13.33ppm）。胺浓度越高，对材料的腐蚀性越强，可能导致更显著的黄变现象。

温度梯度与老化程序：温度条件差异显著（如大众 90℃+115℃、通用 70℃~90℃、吉利 90℃+100℃）。高温加速老化程度不同，影响材料短期与长期耐胺性的评估。

试验设备与密封性：玻璃容器容积（1.3L~1.5L）、密封方式（如大众要求密封脂+润滑油、吉利未明确）直接影响胺蒸气的分布和浓度稳定性。

色差评价维度：评价参数不同（如大众侧重 Δa、吉利记录Δa/Δb/ΔL、通用记录ΔE/Δa/Δb），且光源和视角条件不统一（如吉利明确 D65 光源+10°视角，其他部分标准未明确）。

试剂添加与测试程序复杂度：试剂添加工具不同（如大众用巴斯吸管、通用用移液器、吉利用移液枪），称量精度（0.1mg）和操作细节（如固定高度、胶带材质）的差异。部分标准（如通用）提供多程序选择（30mg/80mg/100mg 胺剂量），适配不同材料或场景；其他标准（如大众、吉利）为固定程序。

5.2 建议

标准差异性主要通过胺浓度、温度、设备密封性、评价体系、操作规范性等因素影响测试结果的准确性、严苛度和可比性。建议行业统一关键参数（如胺浓度控制、容器容积、色差评价条件），并推广动态温度测试与多维度评价体系，以提升测试的一致性和实际应用参考价值。

参考文献：

[1] Volkswagen AG. PV3944: Testing of PVC Leather for Sun Visors – Resistance to Amine-Induced Discoloration［S］.2016.

[2] Volkswagen AG. VW50554: Standard Climates and Room Temperatures; Requirements for Test Climates［S］.

[3] Volkswagen AG. VW50190: Interior Components; Measurement-Based Assessment of Color and Gloss; Visual Assessment of Chrome Surfaces［S］.

[4] GAC Group. QJ/GAC 1250.006-2024: Test Method for Amine Resistance of Interior Materials［S］.2024.

[5] General Motors. GM Test Method: Amine Resistance of Interior Materials［S］.

[6] Geely Automobile. Q/JLY J7111275C-2023: PVC Leather for Automotive Interior Covering［S］.2023.

越野车发动机电子节气门控制系统的故障诊断与优化设计

刘 军，陈志平，陈文义，纪云贤，吴以凯，李振

摘　要：电子节气门控制系统通过加速踏板位置传感器、发动机控制器、功率驱动级、直流电机、减速齿轮、节气门位置传感器和回位弹簧实现进气量调节，是越野车发动机扭矩管理、怠速控制、巡航控制和车身稳定控制的重要执行环节。系统取消踏板与节气门之间的机械硬连接后，控制性能和安全性更加依赖传感器冗余、驱动电路、控制算法以及故障诊断逻辑。传感器漂移、线路开短路、驱动器异常、电机老化、阀片卡滞和软件边界处理不当，均可能引起响应迟缓、开度波动、动力受限或非期望开度，因此需要构建覆盖故障检测、确认、隔离、降级和记录的完整技术体系。

本文以 BJ80 越野车增压汽油机电子节气门系统为研究对象，分析系统结构、工作原理和机电耦合特性，重点研究加速踏板位置传感器、节气门位置传感器、驱动电机、机械传动机构、控制器及通信链路的故障机理。在诊断设计方面，建立由信号范围、双通道相关性、变化率、目标—实际开度偏差、电机电流和阀片速度组成的分层诊断方法，并通过故障计数器、确认时间、恢复条件、故障等级和状态机实现防抖与管理。在控制优化方面，提出目标开度斜率限制、分段 PID、前馈与反馈复合控制、积分抗饱和、摩擦与回位弹簧补偿、死区补偿和可信传感器融合方法，同时针对不同故障配置单通道替代、限扭、限开度、受控解卡和跛行回家策略。

通过软件在环、硬件在环、发动机台架和整车道路试验对方案进行验证。结果表明，优化后典型阶跃调节时间由 210 ms 缩短至 128 ms，最大超调量由 4.6%降低至 1.3%，动态跟随均方根误差由 0.68° 降低至 0.27°；怠速转速标准差由 31 r/min 降低至 17 r/min，七类典型故障平均确认时间由 140 ms 降低至 70 ms，故障识别正确率由 94.3%提高至 98.6%。研究表明，将控制策略、诊断阈值和容错反应协同设计，能够同时改善电子节气门的响应性、稳定性、故障可诊断性和故障状态安全性。

关键词：电子节气门；发动机控制系统；故障诊断；容错控制；分段 PID；故障注入

1 绪论

1.1 研究背景及意义

电子节气门是汽油发动机电子控制系统中连接驾驶员需求与发动机实际输出的关键执行机构。传统拉索式节气门的开度主要由踏板位移直接决定，难以同时满足怠速稳定、巡航控制、牵引力控制、换挡扭矩协调和排放控制等多目标要求。电子节气门将踏板需求转化为电信号，由发动机控制器综合发动机转速、负荷、温度、制动状态以及车身稳定系统请求后确定目标开度，从而为整车扭矩精确控制提供了基础。

电子节气门取消机械硬连接后，系统安全性由机械结构转移到传感器、控制器、驱动电路和软件逻辑。加速踏板信号异常可能导致驾驶员需求识别错误，节气门位置反馈故障可能使位置闭环失去依据，电机或齿轮卡滞可能造成目标开度无法实现，控制器电源和通信异常还会影响故障反应。因此，建立可验证的诊断与容错策略，不仅关系到发动机动力性和驾驶平顺性，也关系到故障状态下车辆是否保持可控。

从工程应用看，电子节气门故障往往具有偶发、温度相关和工况相关的特点。单纯依靠静态电压上下限难以识别缓慢漂移、双通道比例失配和机械卡滞，固定诊断阈值又容易在低电压、快速换向和低温高摩擦条件下产生误报。通过故障机理分析、控制算法优化和多层级试验验证形成完整方案，对缩短开发周期、提高量产一致性和降低售后维修成本具有现实意义。

1.2 越野车电子节气门控制技术概述

电子节气门系统通常由双通道加速踏板位置传感器、发动机控制器、H 桥功率驱动、直流电机、减速齿轮、阀片、回位弹簧和双通道节气门位置传感器组成。控制器首先将踏板位移换算为驾驶员

扭矩需求，再与怠速控制、巡航控制、牵引力控制和变速器换挡请求进行协调，最后通过发动机进气模型将目标扭矩换算为目标节气门开度。

位置控制环以目标开度和实际开度之差为输入，通过 PID 或状态反馈算法计算电机驱动占空比。由于节气门对象包含静摩擦、库仑摩擦、回位弹簧、齿轮间隙和电机反电动势等非线性因素，统一参数难以覆盖全开度、全电压和全温度范围。工程中通常采用分段参数、前馈补偿、输出限幅和积分抗饱和等方法提高响应速度与稳定性。

1.3 国内外研究现状

国内外对电子节气门的研究主要集中在控制精度、非线性补偿、故障诊断和容错控制四个方面。早期研究以 PID 和前馈补偿为主，随后逐步引入自适应控制、滑模控制、模型预测控制和观测器方法。随着功能安全要求提高，研究重点由单纯改善动态性能转向控制、诊断和降级反应的一体化设计。

1.3.1 电子节气门控制技术研究现状

国外研究较早建立了电子节气门的电机—齿轮—阀片动力学模型，并针对摩擦、弹簧和齿隙设计自适应补偿。部分研究采用滑模控制提高参数摄动下的鲁棒性，采用模型预测控制处理占空比、电流和开度约束。上述方法理论性能较好，但工程量产还需要考虑控制器算力、标定工作量、噪声敏感性和功能安全可验证性。

国内研究在分段 PID、模糊控制、摩擦补偿和基于模型设计方面积累了较多成果。实际车型开发中，PID 仍具有结构清晰、计算量小和可标定性强的优势，通常与目标滤波、前馈补偿、参数调度和抗积分饱和配合使用。当前技术难点已从单一控制器设计转向多工况一致性和控制诊断协同。

1.3.2 电子节气门故障诊断技术研究现状

故障诊断方法可分为基于规则、基于模型和基于数据三类。基于规则的方法通过电压范围、双通道相关性、变化率、电流和位置偏差等阈值进行判定，工程实现简单、可解释性强，是量产控制器的主要形式。基于模型的方法利用节气门动力学模型或状态观测器计算残差，能够识别摩擦增大和电机性能下降等渐变故障，但模型精度和参数适应性要求较高。

数据驱动方法通过分类器或神经网络从大量运行数据中提取故障特征，对复杂故障具有一定优势，但需要解决样本覆盖、误判边界、在线计算资源和结果可解释性问题。对于安全相关执行器，数据方法更适合作为趋势监测或辅助诊断，基础的电气范围、冗余相关性和硬件保护仍不可替代。

1.3.3 电子节气门容错控制研究现状

容错控制的核心是根据剩余可用信息和执行能力选择合适的降级方式。传感器单通道故障时，可使用另一可信通道维持有限控制；位置反馈全部失效或驱动级故障时，应关闭驱动并依靠回位弹簧进入机械跛行位置；电源电压降低时，可通过限开度和限变化率维持控制稳定。

现有研究普遍强调故障检测与控制重构的联动，但工程中仍存在故障等级划分粗、故障恢复条件不明确和过度降级等问题。若所有故障均立即进入最高级限扭，影响越野车的性能输出；若对执行器不可控故障反应不足，又可能带来安全风险。因此，需要基于故障可控程度进行分级容错。

1.4 现有系统存在的主要问题

原系统采用全开度统一 PID 参数，目标开度直接进入位置环。小开度区域为克服静摩擦需要较高增益，但相同参数用于中大开度时容易产生超调；电压下降时 PWM 长时间饱和，积分项持续累积，电压恢复后出现开度冲击。固定摩擦补偿无法随运动方向、温度和磨损变化，导致低温及换向工况下响应不一致。

诊断方面主要依靠固定电压范围和固定跟随偏差阈值，未充分考虑双通道比例关系、信号变化率和电机电流特征。快速阶跃时偏差短时增大，低电压时电机能力下降，均可能触发卡滞误报；缓慢漂移又可能始终处于电气范围内而被漏检。故障反应未细分传感器可替代与执行器不可控两类情况，限制了系统安全性和可驾驶性的平衡。

1.5 论文主要研究内容

1）分析电子节气门系统总体结构、机械构成、驱动电机、双通道传感器、控制器及 H 桥驱动

原理，明确主要控制对象和约束条件。

2）从传感器、驱动电机、机械传动、控制器、电源和通信等方面研究故障机理，建立典型故障模式及影响分析表。

3）设计信号范围、双通道相关性、变化率、位置跟随偏差、电机电流和卡滞联合诊断，并建立故障防抖、等级、DTC、冻结帧和状态机。

4）优化目标开度计算、分段 PID、前馈补偿、积分抗饱和、摩擦与弹簧补偿、死区补偿及故障状态容错控制。

5）通过软件在环、硬件在环、发动机台架、整车道路及典型故障注入试验，对优化方案进行验证，并分析工程应用效果。

1.6 论文技术路线与章节安排

论文按照“结构分析—故障机理—诊断设计—控制优化—试验验证—工程应用”的路线开展。第 1 章说明研究背景、技术现状和研究内容；第 2 章分析系统结构和工作原理；第 3 章研究各类故障机理并完成 FMEA；第 4 章设计诊断策略和状态管理；第 5 章完成控制策略优化和容错设计；第 6 章通过分层试验验证性能；第 7 章分析工程应用及效益；第 8 章总结研究成果并提出后续研究方向。

2 电子节气门控制系统结构及工作原理

2.1 电子节气门控制系统总体结构

系统总体结构如图 2-1 所示。加速踏板双通道传感器向发动机控制器提供驾驶员输入，发动机控制器结合发动机转速、进气压力、冷却液温度、制动开关、巡航和车身稳定系统请求计算目标扭矩，再换算为目标节气门开度。H 桥驱动通过 PWM 控制直流电机正反转，双通道位置传感器将阀片实际开度反馈至控制器，形成闭环。

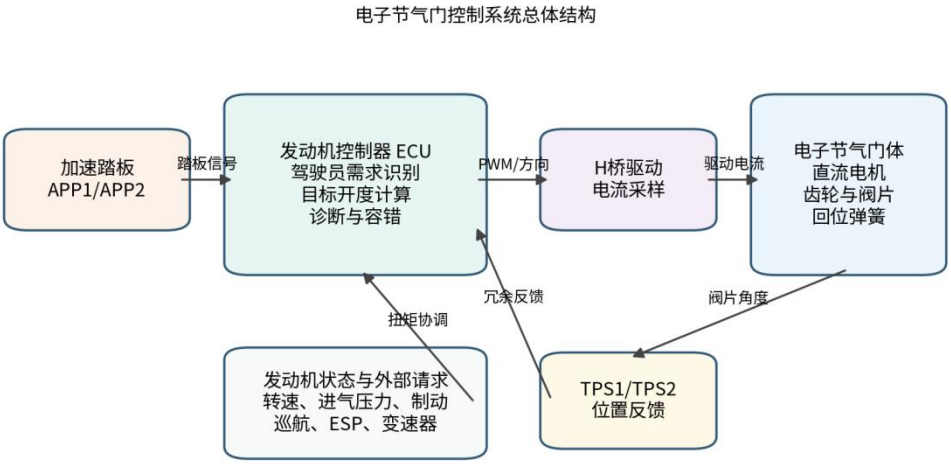


图 2-1　电子节气门控制系统总体结构

表 2-1　电子节气门系统组成及功能

组成部分	主要信号或部件	主要功能	故障影响
输入层	APP1、APP2、制动开关	识别驾驶员需求和安全状态	需求错误或无法识别
控制层	ECU、扭矩协调、目标开度模型	计算目标开度并执行诊断	控制错误或功能降级
驱动层	H 桥、功率 MOSFET、电流采样	控制电机正反转和驱动力	无输出、过流或过温
执行层	直流电机、齿轮、阀片、弹簧	将电气指令转换为进气开度	卡滞、迟滞或跛行
反馈层	TPS1、TPS2	测量实际开度并提供冗余	闭环失真或不可控

2.2 电子节气门体机械结构

节气门体主要由壳体、进气通道、蝶形阀片、节气门轴、轴承、减速齿轮、回位弹簧和位置传

感器组成，如图 2-2 所示。阀片旋转改变进气有效流通面积，开度较小时流量对角度变化十分敏感，因此小开度控制精度直接影响怠速稳定和低速驾驶性。

回位弹簧通常设置机械跛行位置。控制器断电或驱动关闭后，弹簧使阀片停留在略高于完全关闭的位置，保证发动机能够维持有限转速。弹簧在跛行位置两侧产生方向相反的恢复力，叠加静摩擦和齿轮传动间隙后形成明显非线性，是控制和卡滞诊断需要重点处理的对象。

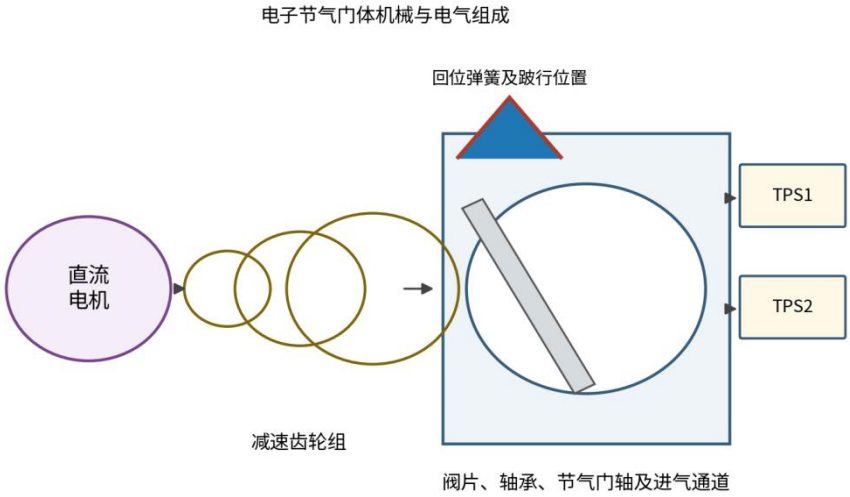


图 2-2　电子节气门体机械与电气组成

2.3 电子节气门驱动电机及传动机构

电子节气门多采用永磁直流电机。电机电磁转矩与电枢电流近似成正比，反电动势与转速成正比。通过 H 桥改变电机端电压极性可实现阀片开启和关闭，PWM 占空比决定平均驱动电压。电机动态受电枢电阻、电感、转动惯量和反电动势共同影响。

$$L\cdot di/dt + R\cdot i + Ke\cdot\omega = u \tag{2-1}$$

$$J\cdot d\omega/dt = Kt\cdot i - Tf - Ts - Tl \tag{2-2}$$

式中，u 为电机端电压，i 为电枢电流，ω为电机角速度，Tf 为摩擦转矩，Ts 为回位弹簧转矩，Tl 为外部负载转矩。减速齿轮提高输出转矩，但齿隙和磨损会引入换向空程。电机开路、短路、堵转和过温均可通过电流、占空比和位置变化的组合特征进行识别。

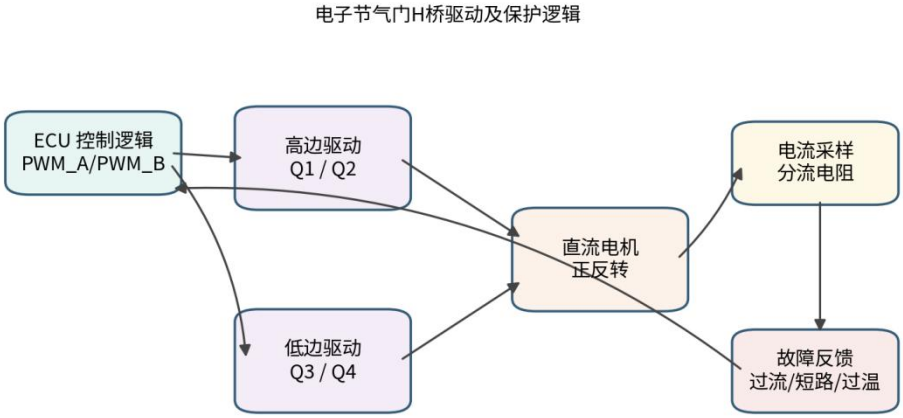


图 2-3　电子节气门 H 桥驱动及保护逻辑

2.4 节气门位置传感器工作原理

节气门位置传感器一般采用双通道非接触式磁电或电阻式结构。两路输出具有不同斜率或相反斜率，控制器将原始电压换算为归一化开度后进行相关性校验。双通道设计能够识别单路开路、短

路和比例失配，但前提是两路供电、接地和采集电路不存在共因失效。

位置传感器不仅用于闭环控制，也用于机械零位和最大开度学习。控制器上电后应检查静态范围、通道相关性和跛行位置合理性；在运行中还需检查变化率、噪声水平和目标跟随偏差。若一路失效，可在限制开度条件下使用另一可信通道；两路均失效时，应停止主动驱动。

2.5 加速踏板位置传感器工作原理

加速踏板位置传感器通常由两路独立或半独立通道组成，两路信号的电压范围和比例关系在设计阶段确定。驾驶员踩下踏板时，两路信号按预定规律变化，控制器分别进行范围、相关性和变化率诊断，再通过标定曲线换算为踏板百分比。

踏板信号代表驾驶员动力请求，但不能直接等同于节气门开度。控制器还需考虑发动机转速、增压压力、空燃比、变速器挡位和车辆稳定性要求。单通道故障时可使用剩余可信通道并限制扭矩；双通道关系异常且无法确定可信通道时，应采用预设安全需求并进入高等级降级。

2.6 发动机控制器及驱动电路

发动机控制器由微控制器、模数转换模块、传感器供电、输入保护、H 桥驱动、电流采样和通信模块组成。传感器供电异常会同时影响 APP 或 TPS 两路信号，因此诊断逻辑应将 5 V 供电状态作为使能条件。H 桥驱动芯片通常具有过流、短路、欠压和过温保护，并向微控制器提供故障反馈。

控制器软件一般采用周期任务执行电子节气门控制。快速任务完成信号采集、位置环、电流监控和硬故障处理，较慢任务完成扭矩协调、诊断计数、故障码管理和标定接口。任务周期、滤波时间常数和故障确认时间之间需要协调，避免采样过慢导致检测延迟，也避免噪声引起频繁状态切换。

2.7 电子节气门控制系统工作过程

电子节气门控制过程如图 2-4 所示，包括输入采集、驾驶员需求识别、扭矩协调、目标开度换算、位置闭环、驱动输出和反馈诊断。各环节均设置范围、合理性和状态约束，任何高等级故障均可通过容错管理改变目标或关闭驱动。

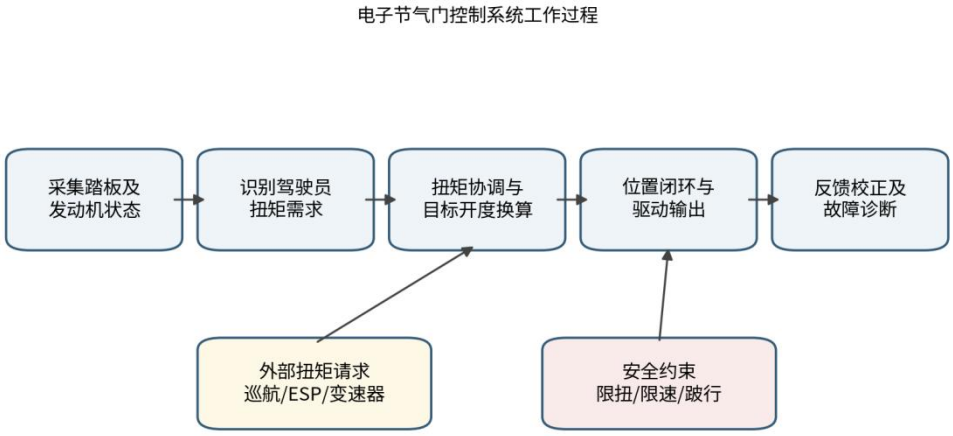


图 2-4　电子节气门控制系统工作过程

2.7.1 驾驶员需求识别

控制器首先对 APP1 和 APP2 进行归一化、滤波和相关性检查，再根据踏板位置、变化率和发动机转速计算驾驶员扭矩需求。低踏板区采用较细的需求分辨率以改善起步和低速跟车，高踏板区则根据发动机外特性限制最大需求。制动踏板有效、巡航退出或稳定控制介入时，对驾驶员需求进行覆盖或削减。

2.7.2 目标节气门开度计算

目标节气门开度由目标扭矩通过进气模型换算。模型考虑发动机转速、进气歧管压力、环境压力、进气温度和增压器状态。目标开度还需经过最小开度、最大开度、变化率和故障限值约束，避免突然开闭造成扭矩冲击。怠速工况下，目标开度主要由转速控制器修正。

2.7.3 节气门位置闭环控制

位置闭环以目标开度与可信实际开度之差作为误差。控制器根据开度区间、电压和温度选择 PID 参数，叠加摩擦、弹簧和反电动势前馈补偿，最终输出 H 桥 PWM 和方向。输出达到饱和时启动积分抑制，误差反向时加快积分释放，避免换向冲击。

2.7.4 发动机扭矩协调控制

电子节气门并非独立执行踏板请求，而是发动机总扭矩协调的一部分。变速器换挡、车身稳定控制、巡航控制、空调负载和怠速控制均可能提出扭矩请求。控制器按照优先级和安全约束确定最终目标扭矩，再分配给节气门、点火提前角、喷油和增压控制。故障状态下，限扭值必须与节气门可控能力一致。

2.8 电子节气门系统控制要求

电子节气门系统需要同时满足响应性、稳态精度、平顺性、故障检测覆盖和故障状态安全性。正常工况下应快速跟随目标开度且超调受控；怠速小开度区应抑制摩擦引起的抖动；低电压和高低温条件下应保持稳定；故障状态下应在规定时间内完成检测并进入可验证的降级模式。

表 2-2　电子节气门主要控制要求

项目	控制要求	评价指标	目标值
阶跃响应	快速进入目标误差带	调节时间	≤150 ms
超调控制	避免扭矩突增	最大超调量	≤2%
稳态精度	小开度稳定	稳态绝对误差	≤0.3°
动态跟随	频繁踏板变化下保持精度	RMS 误差	≤0.4°
故障检测	电气硬故障快速识别	确认时间	≤80 ms
安全降级	执行器不可控时关闭驱动	跛行位置及限速	状态可控

第 3 电子节气门控制系统故障机理分析

3.1 电子节气门系统故障分类

按故障来源可分为传感器及线路故障、驱动电机及功率级故障、机械传动机构故障、控制器及通信故障。按变化速度可分为突发故障和渐变故障；按持续时间可分为瞬态、间歇和永久故障；按对控制能力的影响可分为可替代、可降级和不可控故障。

分类的目的不是简单罗列故障，而是确定适用的检测特征和反应级别。电气开短路具有边界明显、检测速度快的特点；传感器漂移和机械磨损属于渐变故障，需要相关性、模型残差或趋势特征；执行器堵转会同时表现为位置偏差大、速度低和电流高，应采用联合判据。

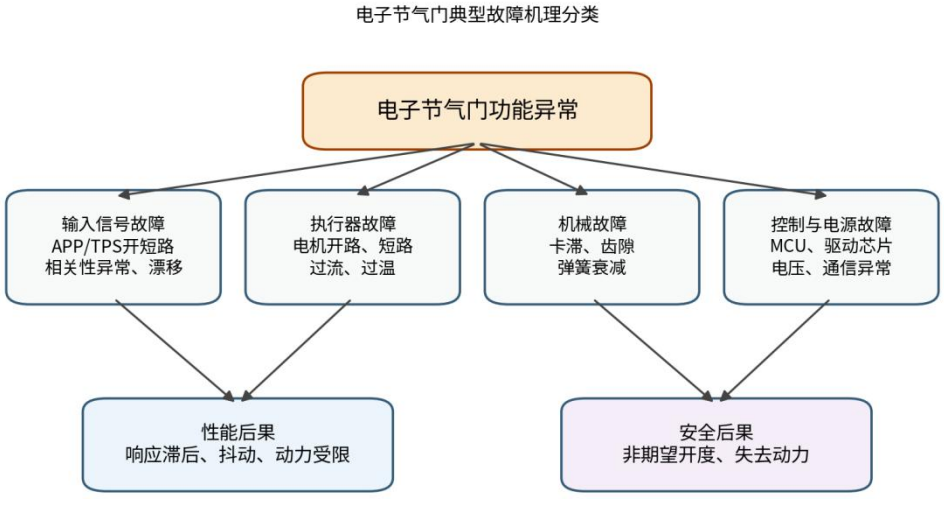


图 3-1　电子节气门典型故障机理分类

3.2 加速踏板位置传感器故障分析

加速踏板传感器故障会直接影响驾驶员需求识别。双通道设计可提高检测覆盖，但两路可能共用供电或接地，因此还需监控 5 V 供电和参考地。典型故障包括开路、对地短路、对电源短路、通道相关性偏差、缓慢漂移和瞬时跳变。

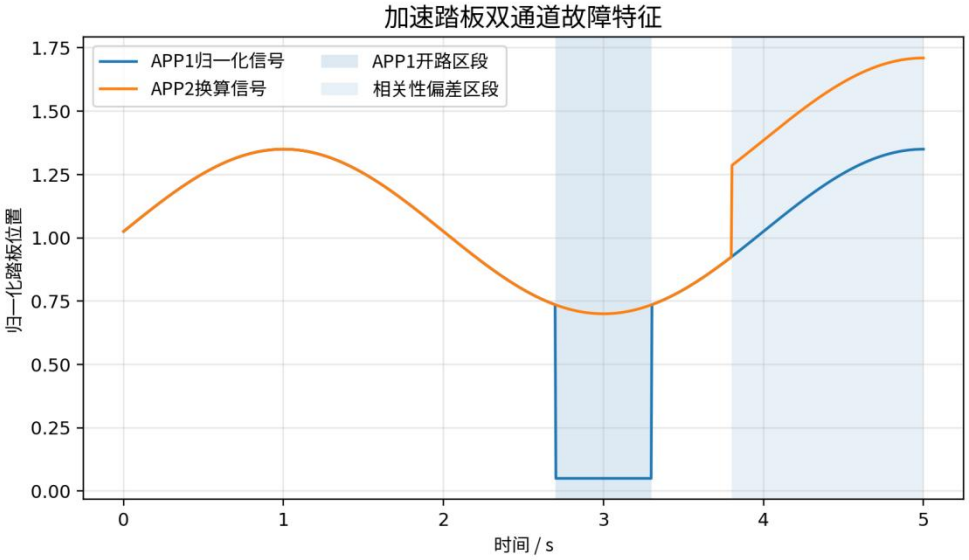


图 3-2　加速踏板双通道故障特征

3.2.1 传感器信号开路故障

线路开路后，输入端受上拉或下拉电阻影响，信号通常趋近电源端或地端，但也可能悬浮并叠加噪声。诊断不能仅使用单点电压，还应结合供电状态、另一通道和信号持续时间。连接器间歇开路常表现为短时跳变，若确认时间过长会漏检，过短则可能将电磁干扰误判为故障。

3.2.2 传感器信号短路故障

对地短路使信号低于正常下限，对电源短路使信号高于正常上限。若两路信号同时异常，应进一步判断传感器供电或参考地故障。短路还可能引起传感器供电电流异常，影响同一供电支路上的其他传感器，因此控制器应结合 5 V 供电诊断进行故障隔离。

3.2.3 双通道信号相关性故障

两路信号均处于电气范围内时，仍可能因磁体偏移、传感器老化、线路串扰或标定错误产生比例失配。将两路信号归一化后，按设计关系计算相关残差，可识别单路偏移。若无法通过范围和变化率确定故障通道，应将故障等级提高，避免错误选择。

3.2.4 信号漂移及跳变故障

缓慢漂移通常不越过电压上下限，但会造成驾驶员需求持续偏大或偏小。其诊断可利用双通道长期差值、零踏板学习值和变化率统计。跳变故障多由连接器接触不良、供电干扰或采集异常引起，可采用中值滤波和连续采样确认，但滤波时间不宜影响真实快速踏板动作。

3.3 节气门位置传感器故障分析

节气门位置传感器是位置闭环和故障诊断的核心反馈。其故障不仅影响开度显示，还可能使控制器向错误方向驱动电机。由于传感器随节气门轴运动，除电气故障外还可能受到磁体松动、轴系偏心和温度漂移影响。

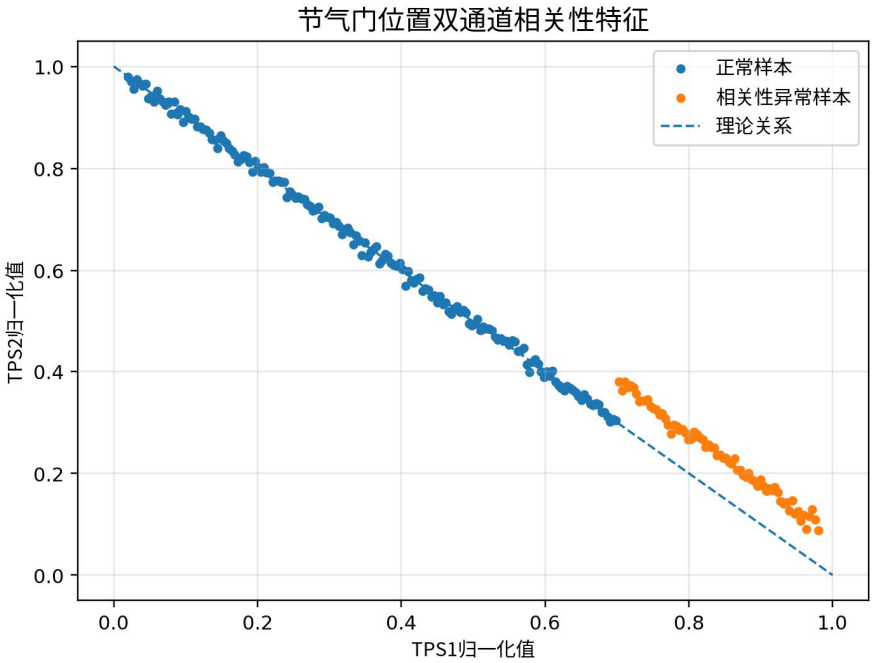


图 3-3　节气门位置双通道相关性特征

3.3.1 位置传感器电气故障

TPS 开路、短路和供电异常的电压特征与 APP 类似，但其安全影响更直接。单通道硬故障确认后，应立即从反馈融合中剔除故障通道，并限制最大开度和扭矩；两路同时失效或供电异常时，主动位置控制失去可信依据，应关闭 H 桥并进入机械跛行。

3.3.2 双通道信号合理性故障

TPS 两路通常采用相反斜率或不同增益。控制器应先分别换算为开度，再计算差值。通道关系随机械零位、传感器公差和温度略有变化，因此阈值需包含标定公差和噪声裕量。持续差值超过阈值时，结合变化率和历史可信度确定故障通道。

3.3.3 实际开度与目标开度偏差故障

目标与实际开度偏差可能来自传感器错误、驱动能力不足、机械卡滞、目标变化过快或电压下降。单一固定阈值难以区分正常动态偏差和真实故障。诊断应在目标稳定或经过动态补偿后判断，并结合电机电流、PWM 饱和状态、阀片速度和供电电压进行隔离。

3.4 节气门驱动电机故障分析

驱动电机故障主要包括绕组开路、匝间短路、对电源或对地短路、堵转、过流和过温。电机故障通常会改变电流与位置响应之间的关系，因此电流采样既用于硬件保护，也用于软件诊断。

3.4.1 电机开路及短路故障

电机开路时，控制器输出有效 PWM 但电流接近零，阀片不动作。电机或驱动桥短路时，电流快速升高，硬件保护应在软件诊断之前切断功率级。软件读取驱动芯片故障标志并记录 DTC，同时禁止重复驱动，避免功率器件热损伤。

3.4.2 电机堵转故障

电机堵转可能由阀片结冰、积碳、异物或齿轮卡死引起。堵转时反电动势降低，电流升高，而位置变化率接近零。若仅依据高电流判断，正常快速启动阶段的破静摩擦电流也可能触发误报，因此需要满足“偏差大、电流高、速度低、持续时间达到门限”的联合条件。

3.4.3 电机过流及过温故障

电机过流可能由机械负载增大、绕组短路、驱动故障或控制参数过激引起。过温既可由芯片温度传感器直接检测，也可依据电流和时间估算热负荷。过流瞬间应快速限流或关闭驱动，过温则可

先降低允许占空比和动作频率，达到严重门限后进入跛行。

3.5 机械传动机构故障分析

机械故障具有渐变和工况相关特点，常在低温、积碳或寿命后期出现。齿轮磨损会增加间隙和噪声，阀片卡滞会造成开度无法跟随，回位弹簧衰减会改变跛行位置和补偿转矩。

3.5.1 齿轮磨损及间隙故障

齿轮磨损后，电机换向时会先消除空程，阀片才开始运动，表现为换向延迟、位置小幅振荡和控制输出突变。长期趋势可通过换向死区、达到相同角度所需电机转角或 PWM 积分量进行监测。齿隙过大还会降低小开度闭环稳定性。

3.5.2 节气门阀片卡滞故障

阀片卡滞可分为开启侧卡滞、关闭侧卡滞和局部摩擦增大。积碳通常在小开度区域影响更明显，结冰和异物可能造成突发完全卡死。卡滞诊断要区分正常破静摩擦和持续堵转，并在解卡失败后及时关闭驱动，防止电机过热。

3.5.3 回位弹簧性能下降故障

回位弹簧长期疲劳或装配偏差会改变机械跛行位置和弹簧转矩。弹簧力减小可能使断电后的安全开度偏离设计值，也会使原有前馈补偿产生偏差。可通过上电自学习时的跛行位置、正反向稳态电流和断电回位时间识别趋势。

3.6 控制器及通信故障分析

控制器故障包括微控制器异常复位、程序跑飞、存储器校验错误、ADC 异常、5 V 供电异常和 H 桥驱动芯片故障。软件应通过看门狗、程序流监控、存储器校验和任务超时监控保证失效可检测。通信故障可能使变速器、车身稳定系统或巡航请求丢失，应采用超时、计数器和校验监控，并为丢失请求设置安全默认值。

3.7 典型故障模式及危害分析

电子节气门故障的危害取决于故障导致的实际开度、发动机扭矩和驾驶员可控性。APP 单通道故障通常仍可维持有限驾驶，TPS 双通道失效和驱动桥短路属于高风险故障，机械卡滞则需根据卡滞位置判断动力过大或动力不足。危害分析应同时考虑故障发生频度、可探测性和严重度。

3.8 故障模式及影响分析表设计

FMEA 以系统功能为基础，列出故障模式、原因、局部影响、整车影响、现有检测和推荐措施。对于安全相关故障，不仅要确认能够检测，还要确认检测时间、故障反应和恢复条件。表 3-1 给出了主要故障的分析结果。

表 3-1　电子节气门故障模式及影响分析

对象	故障模式	主要原因	系统影响	检测方法	控制措施
APP	单路开路/短路	线束、连接器、传感器	需求识别偏差	范围+相关性	可信通道、限扭
TPS	双路相关性异常	磁体偏移、供电、采集	反馈不可信	范围+相关残差	限开度或跛行
电机	开路/短路	绕组、驱动桥	阀片不动作或过流	电流+驱动标志	关闭驱动
机械机构	阀片卡滞	积碳、结冰、异物	目标无法实现	偏差+电流+速度	受控解卡、跛行
回位弹簧	弹力衰减	疲劳、装配偏差	跛行位置变化	自学习+电流趋势	标定修正、维修
ECU	供电/程序异常	电源波动、软件异常	控制中断	欠压、看门狗、校验	复位、关闭驱动

4 电子节气门故障诊断策略设计

4.1 故障诊断系统总体架构

诊断系统采用分层结构，如图 4-1 所示。信号采集层获取 APP、TPS、电机电流、供电电压、驱动芯片状态和温度；预处理层完成滤波、去抖和使能判断；诊断层执行范围、相关性、变化率、位置偏差、电流和模型残差检查；决策层完成故障确认、等级判定、DTC 和冻结帧记录，并向容错控

制模块输出状态。

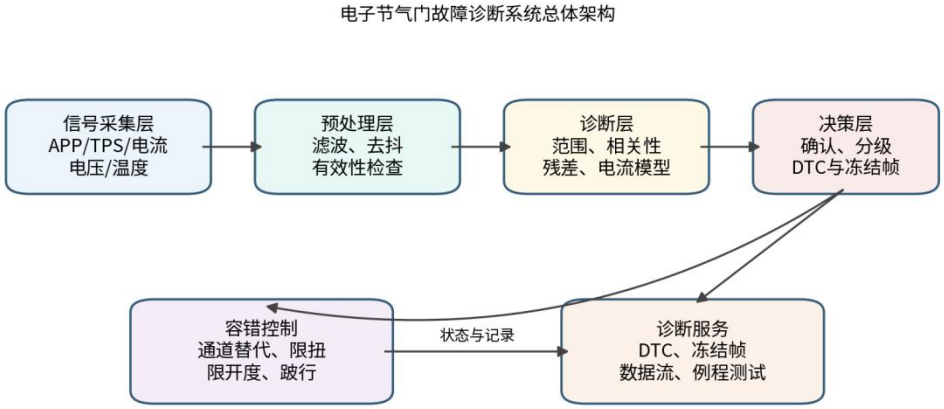


图 4-1　电子节气门故障诊断系统总体架构

4.2 故障诊断原则及判定条件

诊断设计遵循单故障可检测、动态工况不误报、故障反应可验证和故障信息可追溯的原则。判定条件包括诊断使能、故障条件、确认时间、恢复条件和锁存方式。使能条件用于排除上电初始化、低电压、驱动关闭和目标快速变化等不适用状态。

对于电气硬故障，可采用较短确认时间；对于相关性和机械卡滞，需要一定持续时间和联合特征。诊断阈值应覆盖传感器公差、ADC 误差、线束压降、温度和老化，不应仅根据单个样件设置。

4.3 传感器信号范围诊断

范围诊断检查 APP 和 TPS 原始电压是否处于有效区间。为区分轻微越限与硬故障，可设置预警阈值和硬故障阈值。信号进入预警区后增加故障计数，进入硬故障区后采用快速确认。若 5 V 供电异常，则优先记录供电故障，并抑制多个传感器重复报码。

表 4-1　传感器信号范围诊断参数

信号	正常范围	预警范围	硬故障范围	确认时间
APP1	0.45～4.55 V	0.30～0.45 V 或 4.55～4.70 V	＜0.30 V 或＞4.70 V	40 ms
APP2	0.25～2.35 V	0.15～0.25 V 或 2.35～2.50 V	＜0.15 V 或＞2.50 V	40 ms
TPS1	0.35～4.65 V	0.20～0.35 V 或 4.65～4.80 V	＜0.20 V 或＞4.80 V	30 ms
TPS2	0.35～4.65 V	0.20～0.35 V 或 4.65～4.80 V	＜0.20 V 或＞4.80 V	30 ms

4.4 双通道传感器相关性诊断

双通道相关性诊断先将两路电压分别换算为归一化位置，再按设计关系计算残差。对于相反斜率 TPS，可采用两路归一化值之和与 1 的偏差；对于比例型 APP，可将一路按比例换算后与另一路比较。残差超过阈值且持续时间达到门限时确认故障。

$$r = |x1 - k \cdot x2 - b| \tag{4-1}$$

为确定故障通道，结合范围、变化率、历史可信度和零位学习值进行判别。若两路均在范围内且无法隔离，则不应任意选择，而应进入更高等级降级。相关性诊断流程如图 4-2 所示。

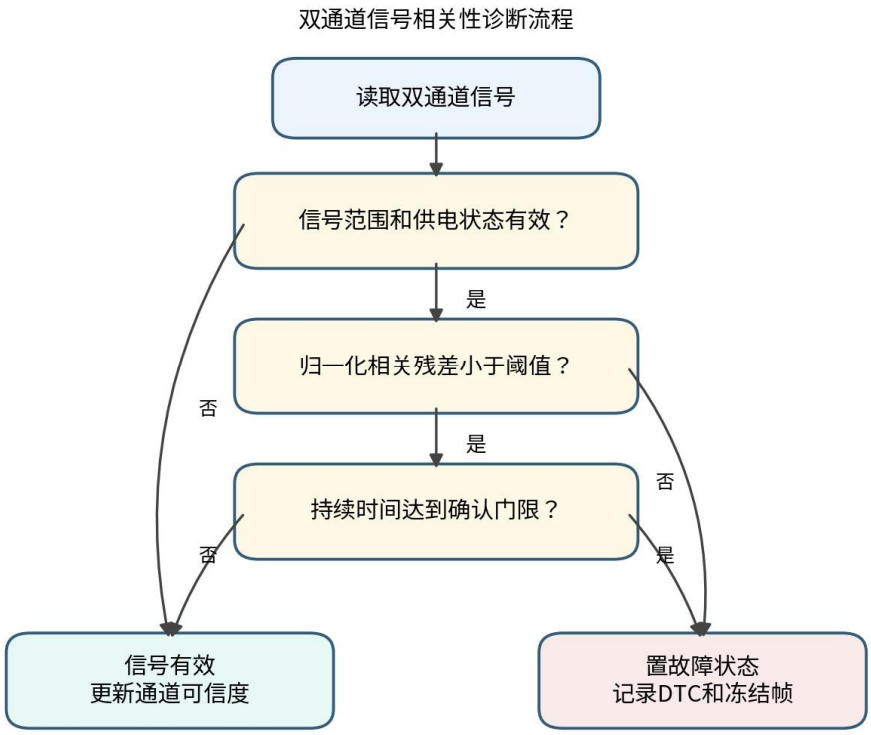


图 4-2　双通道信号相关性诊断流程

4.5 信号变化率诊断

变化率诊断用于识别瞬时跳变和冻结。对 APP 和 TPS 计算相邻采样值差分，并根据任务周期换算变化率。超过物理可能范围的跳变可快速判定为采集或线路异常；在目标持续变化而 TPS 长时间不变时，可判定反馈冻结。为避免量化噪声影响，差分前采用短窗口滤波。

4.6 节气门位置跟随偏差诊断

跟随偏差诊断使用目标开度与可信实际开度之差。动态阶段允许偏差应随目标变化率、电源电压和温度变化，目标稳定后采用较小阈值。本文采用基础阈值与动态补偿相加的方式：

$$Eth = E0 + K1\cdot|d\theta ref/dt| + K2\cdot\max(0, Unom-U) \qquad (4\text{-}2)$$

当实际偏差超过 Eth、PWM 处于有效驱动状态且持续时间达到门限时，进入疑似状态。若电流偏低，倾向于电机开路；若电流高且速度低，倾向于机械卡滞；若 TPS 通道相关性异常，则优先处理反馈故障。

4.7 驱动电机电流诊断

电流诊断设置开路、过流和热负荷三类判据。驱动占空比超过一定值而电流低于最小阈值，且位置无变化时判为开路；电流超过硬件安全阈值时立即关闭驱动；电流长期处于较高水平时，按 I^2t 方法估算热负荷并限制持续驱动。

$$H(k)=\alpha\cdot H(k-1)+(1-\alpha)\cdot i^2(k) \qquad (4\text{-}3)$$

4.8 节气门卡滞故障诊断

卡滞诊断采用位置偏差、电机电流和阀片速度联合判据。目标与实际偏差较大、驱动电流高于阈值、实际速度低于阈值并持续一定时间时，确认卡滞。诊断同时检查电源电压和驱动芯片状态，避免将低电压驱动力不足或功率级关闭误判为机械卡滞。

卡滞位置对安全影响不同。开启侧卡滞可能导致扭矩过大，需立即通过喷油和点火限制发动机输出；关闭侧卡滞主要导致动力不足，可允许车辆在低速下靠边。故障码和冻结帧应记录卡滞方向、目标开度、实际开度、电流和供电电压。

4.9 电源电压及控制器故障诊断

供电电压过低会降低电机输出转矩并影响传感器和驱动芯片工作。控制器设置欠压预警、控制降额和复位保护三个门限。电压低于降额门限时限制目标变化率和最大开度，低于复位门限时关闭 H 桥。电压恢复后延时解除限制，防止电源抖动造成反复切换。

控制器故障通过看门狗、程序流监控、RAM/Flash 校验、ADC 参考检查和任务超时监控实现。关键故障发生时应在硬件独立路径上关闭驱动，使电子节气门回到机械跛行位置。

4.10 故障防抖与确认机制设计

电子节气门信号受电磁干扰、机械振动和瞬态负载影响，若越限一次即确认故障，会造成误报。防抖机制通过计数器、确认时间和恢复条件对短时异常进行过滤。不同故障使用不同参数，不能采用统一计数值。

4.10.1 故障计数器设计

计数器采用故障条件满足时递增、条件消失时递减的双向方式。硬故障递增步长较大，相关性和机械故障递增步长较小。计数器达到确认阈值后进入确认状态，降至恢复阈值以下后进入恢复观察状态。该方法比简单连续计时更能处理间歇故障。

4.10.2 故障确认时间设计

确认时间根据故障危害和信号特征确定。电机短路、驱动过流等高危硬故障由硬件在微秒级保护，软件在 10～20 ms 内确认；APP/TPS 开短路可在 30～50 ms 内确认；相关性故障通常为 60～100 ms；机械卡滞需排除破静摩擦和动态偏差，确认时间设置为 150～250 ms。

4.10.3 故障恢复条件设计

恢复条件应比故障触发条件更严格，并设置滞回。单通道瞬态故障可在信号连续正常一定时间后恢复有限控制；执行器故障和两路位置反馈失效通常锁存到下一个点火循环或维修清除。降级状态解除时，目标开度和扭矩限制应分阶段恢复，避免突变。

4.11 故障等级划分

根据剩余控制能力和安全影响，将故障分为三级。一级故障不影响基本控制，可记录并继续运行；二级故障仍可依靠冗余通道控制，但需要限扭、限开度或禁用巡航；三级故障表示开度不可可信控制，需关闭驱动、进入跛行并限制发动机转速。

表 4-2　电子节气门故障等级及反应

等级	典型故障	控制能力	故障反应	恢复方式
一级	短时噪声、轻微性能偏差	基本完整	记录、提示、继续监测	自动恢复
二级	APP 或 TPS 单通道故障、欠压降额	部分可控	可信通道、限扭、限开度	条件恢复或点火循环
三级	TPS 双路失效、电机短路、解卡失败	不可可信控制	关闭驱动、跛行、限速	点火循环或维修清除

4.12 故障码及冻结帧信息设计

故障码应能区分信号低、高、相关性、执行器开路、卡滞方向和控制器内部故障。冻结帧在故障首次确认时保存发动机转速、踏板位置、目标开度、实际开度、APP/TPS 原始电压、电机电流、PWM 占空比、供电电压、温度和故障等级。

对于间歇故障，仅保存一个冻结帧可能不足，可增加首次、最近一次和最严重一次故障记录。诊断数据流还应提供通道可信度、相关残差、位置偏差和卡滞计数器，便于开发和售后定位。

表 4-3　主要故障码及冻结帧设计

DTC	故障名称	主要判定条件	冻结帧重点参数	反应等级
P2122	APP1 信号低	电压低于硬故障下限	APP1/APP2、5 V 供电、踏板位置	二级
P2138	APP 双路相关性	归一化残差超限	双路原始电压、相关残差	二/三级
P2135	TPS 双路相关性	开度差值超限	目标/实际开度、双路电压	二/三级
P2100	节气门电机开路	有效 PWM 且电流过低	PWM、电流、位置变化率	三级
P2111/P2112	节气门卡滞	偏差大、电流高、速度低	卡滞方向、电流、电压	三级

4.13 故障诊断状态机设计

状态机包括正常、疑似、确认和降级四个状态，如图 4-3 所示。正常状态下故障条件首次满足后进入疑似状态；计数达到门限后进入确认状态并记录故障；容错动作完成后进入降级状态。故障条件消失后，依据恢复计数和锁存规则返回正常或保持降级。

故障防抖、确认与恢复状态机

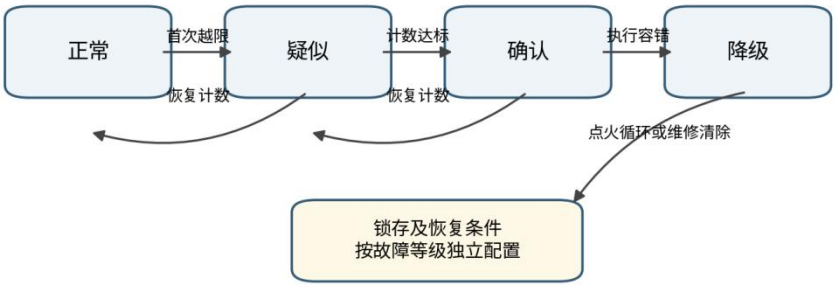


图 4-3　故障防抖、确认与恢复状态机

5 电子节气门控制策略优化设计

5.1 原电子节气门控制策略分析

原策略采用统一 PID 参数和固定摩擦补偿，TPS1 为主反馈、TPS2 仅用于相关性诊断。目标开度未经工况化斜率限制直接进入位置环，输出限幅后积分项仍持续累积。该方案结构简单，但在小开度、低电压、换向和卡滞边界工况下表现不足。

5.2 原控制策略存在的问题

通过台架数据分析，原策略的问题集中在动态响应、稳态波动、卡滞边界稳定性和诊断适应性四方面。不同问题之间相互影响，例如 PWM 饱和导致位置偏差增大，固定偏差阈值又将其判断为卡滞，说明控制与诊断必须协同优化。

5.2.1 节气门响应滞后

中大开度阶跃时，目标开度变化较快，但统一 PID 参数为兼顾小开度稳定而设置偏保守，导致上升时间较长。换向时齿隙和静摩擦使实际开度短时不动，位置误差增大后控制输出突然上升，形成滞后与冲击并存。

5.2.2 小开度控制波动

怠速区域阀片接近关闭位置，回位弹簧转矩和静摩擦占比较大，进气流量对角度变化敏感。固定摩擦补偿偏小时产生稳态误差，偏大时又会在目标附近往复穿越，造成开度和转速波动。

5.2.3 卡滞工况下控制稳定性不足

发生卡滞后，原位置环持续增大占空比和积分项，电机电流长时间处于高位。若卡滞突然解除，累积控制量会导致开度快速冲过目标。原解卡逻辑未限制脉冲次数和热负荷，存在驱动器过温风险。

5.2.4 故障误报与漏报问题

固定跟随偏差阈值在快速目标变化和低电压条件下容易误报卡滞；缓慢 TPS 漂移虽然未越过电压范围，但会使实际开度反馈偏移，存在漏检。故障计数器未区分电气硬故障和机械故障，造成硬故障确认偏慢、机械故障确认又偏敏感。

5.3 目标节气门开度计算优化

目标开度计算增加扭矩请求优先级、开闭方向斜率限制和一阶滤波。正常踏板请求根据发动机

转速和踏板变化率设置斜率，牵引力控制和换挡减扭允许较快关闭，但重新开启采用较缓斜率，避免扭矩突增。怠速目标采用独立小开度通道，提高调节分辨率。

故障状态下，目标开度同时受最大开度、最大扭矩和最大变化率限制。单通道故障限制目标上限，电源欠压降低开度变化率，执行器不可控时目标切换为跛行管理，不再继续积分追踪不可实现的开度。

5.4 节气门闭环控制算法优化

优化后的控制结构如图 5-1 所示。目标开度经过滤波后进入分段 PID，TPS1 和 TPS2 按可信度融合为反馈，摩擦、弹簧和反电动势补偿作为前馈叠加，输出端设置电压修正、占空比限幅和抗积分饱和。

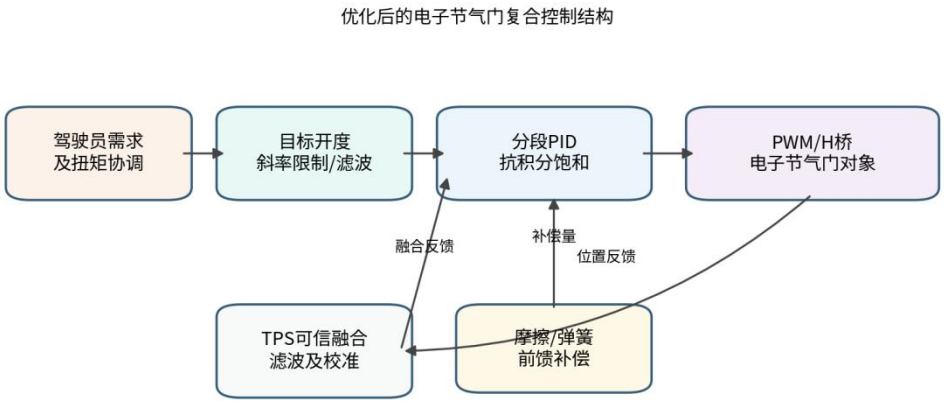


图 5-1　优化后的电子节气门复合控制结构

5.4.1 PID 控制参数优化

PID 参数以调节时间、超调量、稳态误差和电机峰值电流为综合目标。比例增益提高可加快响应，但过高会放大噪声和齿隙影响；积分增益用于消除弹簧和摩擦造成的稳态误差，但需配合抗饱和；微分项仅对滤波后的反馈使用，以抑制快速超调。

$$uPID=Kp\cdot e+Ki\cdot\int e\,dt+Kd\cdot de/dt \tag{5-1}$$

5.4.2 分段控制参数设计

根据节气门非线性特征，将开度分为 0～8°、8～35°和 35～90°三个区域。小开度区提高比例和积分增益并增加破静摩擦补偿；中开度区兼顾响应和稳定；大开度区降低积分和比例增益，减少 PWM 饱和和超调。区域切换采用线性插值，避免参数突变。

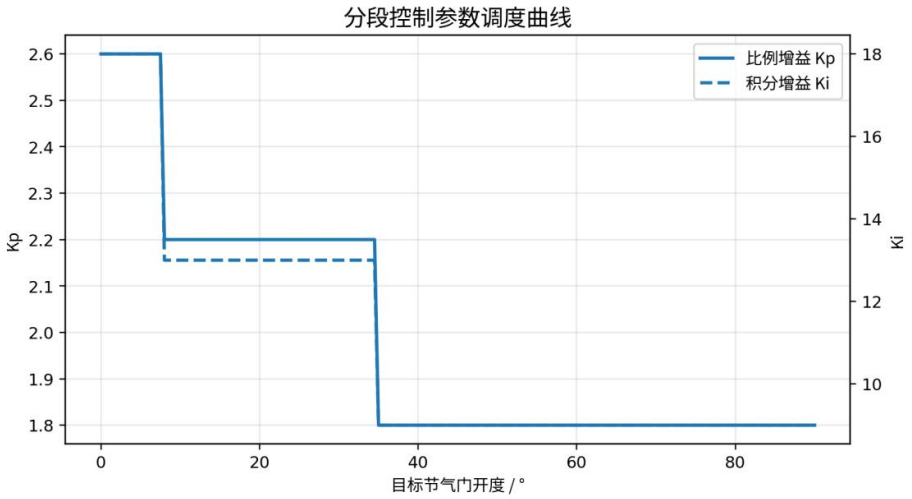


图 5-2　分段控制参数调度曲线

表 5-1　分段控制参数设计

开度区间	Kp	Ki	Kd	主要补偿	设计重点
0～8°	2.6	18	0.018	破静摩擦+弹簧	怠速稳定、消除小误差
8～35°	2.2	13	0.015	库仑摩擦+弹簧	响应速度与平顺性
35～90°	1.8	9	0.012	弹簧+反电动势	抑制饱和和超调
低电压修正	按电压修正	限制积分	保持	提高前馈	避免卡滞误报

5.4.3 前馈与反馈复合控制设计

前馈控制根据目标方向、目标速度、当前开度和供电电压计算基本占空比，补偿回位弹簧、摩擦和反电动势；反馈控制仅修正模型误差和外部扰动。与单纯提高反馈增益相比，复合控制可降低误差建立过程中的积分累积，改善低电压和换向响应。

5.4.4 积分饱和抑制设计

当输出达到占空比上限且误差仍推动积分增大时，冻结积分；当实际输出与未限幅输出存在差值时，采用回算方式释放积分。发生卡滞、驱动关闭或反馈不可信时，积分项立即清零或按安全值衰减，防止故障解除后产生开度冲击。

$$I(k)=I(k-1)+Ki\cdot e\cdot Ts+Kaw\cdot(usat-u) \tag{5-2}$$

5.5 摩擦及回位弹簧补偿设计

摩擦补偿分为破静摩擦和运动摩擦两部分。阀片由静止开始运动时，根据方向施加较大的短时补偿；检测到持续运动后切换为较小的库仑摩擦补偿；接近目标时平滑衰减。回位弹簧补偿以机械跛行位置为分界，开度两侧采用不同斜率，并根据温度和寿命数据修正。

5.6 节气门死区补偿设计

齿轮间隙和电机最小有效电压形成换向死区。控制器记录上一次驱动方向，方向改变后先施加受限的死区穿越补偿，并以实际位置开始变化作为结束条件。补偿过小会延长换向滞后，过大则造成冲击，因此幅值和持续时间按开度及电压标定。

5.7 节气门卡滞识别与解除策略

卡滞确认后，首先冻结积分并限制电机热负荷。若故障属于轻度局部卡滞，控制器在安全方向施加一次短时反向脉冲，再以较低占空比重新尝试目标方向。每次脉冲后检查位置是否恢复，解卡次数不超过标定上限。

开启侧卡滞优先降低发动机扭矩并关闭驱动，关闭侧卡滞可允许一次受控解卡。若规定次数内未恢复，进入三级降级。解卡策略必须与电流保护和温度估算联动，禁止长时间连续大电流。

5.8 故障诊断阈值优化

诊断阈值由固定值改为工况相关值。位置偏差阈值随目标变化率和供电电压调整，卡滞电流阈值随温度和开度修正，相关性阈值在上电学习后考虑传感器初始偏差。硬故障阈值保持独立，确保电气开短路快速检测。

阈值优化以误报率、漏报率和确认时间为评价指标。通过 HIL 批量工况扫描统计正常样本和故障样本分布，选择能够覆盖正常极限且与故障分布保持足够间隔的阈值，再由台架和整车试验确认。

5.9 故障状态下的容错控制策略

容错策略按剩余信息可信度和执行能力进行分级。只要目标与实际开度仍可可信控制，优先维持有限驾驶；当反馈或执行器不可可信时，立即停止主动驱动并通过发动机其他执行器限制输出。总体流程如图 5-3 所示。

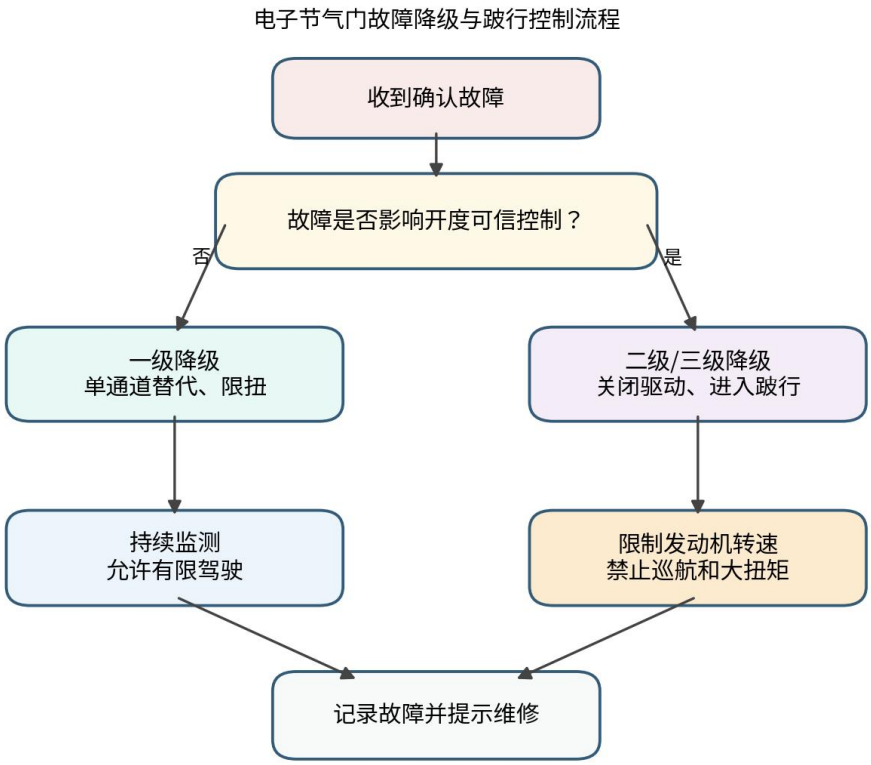


图 5-3　电子节气门故障降级与跛行控制流程

5.9.1 单通道传感器故障容错控制

APP 或 TPS 单通道确认故障后，使用剩余可信通道，但降低最大扭矩、最大开度和信号变化率，并禁止巡航控制。系统持续监控剩余通道，若第二通道出现异常，立即升级为三级故障。通道切换采用平滑过渡，避免反馈或需求突跳。

5.9.2 节气门位置异常容错控制

位置相关性异常但可隔离单路故障时，使用可信反馈限开度运行；两路均不可信时关闭驱动。若目标—实际偏差异常但电流和传感器均正常，可降低目标变化率并重新判断，以区分暂态扰动和机械故障。

5.9.3 驱动电机故障降级控制

电机开路、驱动短路或过温严重时，控制器关闭 H 桥并禁止再次激活。发动机控制通过限制喷油、点火和增压，将输出扭矩限制在机械跛行开度对应的安全范围。驱动芯片故障标志与软件 DTC 同时记录。

5.9.4 跛行回家控制模式

跛行模式下，节气门依靠回位弹簧停留在机械跛行位置。控制器根据实际发动机转速和进气量限制喷油，使车辆能够低速行驶至安全地点，同时禁止巡航、增压大负荷和快速扭矩请求。若实际开度偏离跛行合理范围，则进一步限制转速或执行停机。

5.9.5 发动机限扭与限速控制

限扭值根据故障等级、可信开度和车辆状态确定。二级故障允许较低的连续扭矩并限制踏板变化率；三级故障采用较低发动机转速上限和车速上限。限扭通过节气门目标、喷油量、点火角和增压压力共同实现，避免单一执行器故障影响安全约束。

5.10 优化后控制系统软件流程

优化后软件在快速任务中依次完成输入采集、信号有效性与可信度更新、目标开度生成、前馈和分段 PID 计算、输出限幅、电流监控和诊断确认。故障状态在同一任务周期内反馈至目标与输出管理，确保诊断和控制反应一致。软件流程如图 5-4 所示。

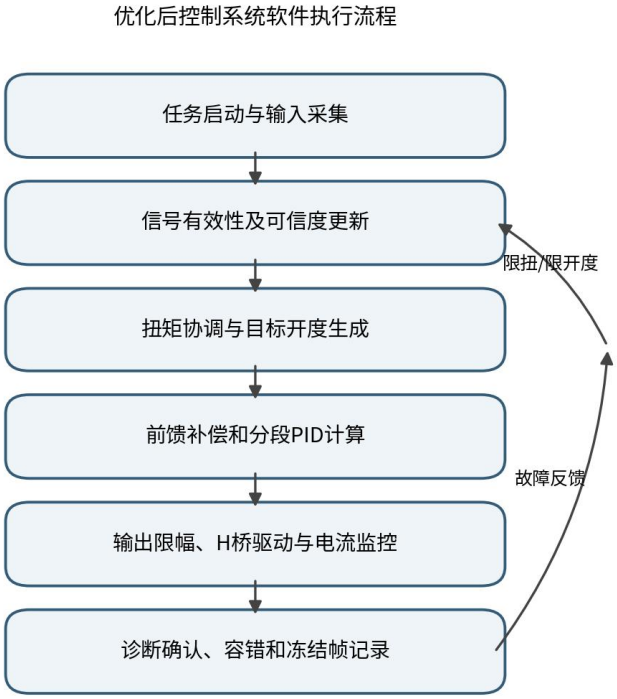


图 5-4　优化后控制系统软件执行流程

6 系统试验及结果分析

6.1 试验目的与验证方案

试验目的包括验证正常工况控制性能、诊断逻辑覆盖、故障确认时间、容错动作和故障状态安全性。验证按照软件在环、硬件在环、发动机台架和整车道路逐级开展，先验证算法和边界，再验证真实控制器、真实节气门和发动机系统，最后评价驾驶性。

每项试验均定义输入条件、操作步骤、采样信号、评价指标和通过标准。正常工况关注调节时间、超调量、稳态误差和转速波动；故障试验关注 DTC、冻结帧、确认时间、降级状态和恢复逻辑。

6.2 试验平台及测试设备

联合验证平台如图 6-1 所示。HIL 实时机运行发动机和节气门负载模型，故障箱实现传感器开路、短路和供电异常，可编程电源模拟电压跌落，示波器和电流探头采集 PWM、电机电流和位置波形。发动机台架和整车使用同一版控制软件及标定。

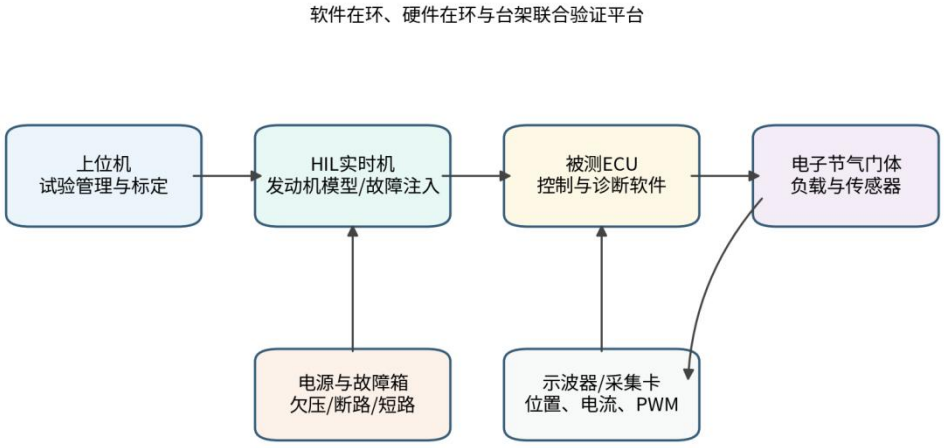


图 6-1　软件在环、硬件在环与台架联合验证平台

表 6-1　试验平台及主要设备

设备	主要用途	关键能力	采集信号
SIL 仿真环境	算法单元和边界验证	步长 0.1～1 ms	目标、状态、内部变量
HIL 实时仿真机	发动机模型及故障注入	实时步长≤1 ms	诊断状态、CAN 信号
可编程电源	9～16 V 扫描和跌落	纹波≤50 mV	电压、电流
节气门试验台	负载和角度控制	角度精度≤0.1°	位置、速度、负载
示波器/电流探头	PWM 和电流测量	带宽≥100 kHz	PWM、电流波形
发动机台架	怠速和动态工况	转速精度≤1 r/min	转速、扭矩、进气量
整车数据采集	道路驾驶性及故障验证	CAN 和模拟量同步	踏板、开度、扭矩、车速

6.3 软件在环仿真试验

软件在环试验对目标开度计算、PID、积分抗饱和、状态机和故障计数器进行单元及集成验证。输入覆盖全踏板、全转速、不同电压和温度代表点，并扫描开度边界、参数切换边界和故障恢复边界。

共执行 486 组自动化用例，正常控制用例 218 组、诊断用例 196 组、容错和恢复用例 72 组。所有需求均获得对应测试结果，分段参数切换处未出现输出突跳，积分冻结和回算逻辑在饱和及故障解除时工作正常。

表 6-2　软件在环试验结果

测试类别	用例数量	通过数量	主要结果
目标开度与限幅	86	86	边界和斜率限制符合要求
分段 PID 及补偿	132	132	参数切换连续，稳态误差受控
传感器诊断	104	104	范围、相关性、变化率正确
执行器诊断	92	92	开路、过流、卡滞逻辑正确
容错与恢复	72	72	降级、锁存和恢复符合设计

6.4 硬件在环试验

硬件在环试验使用真实 ECU 和驱动电路，重点验证任务周期、ADC 量化、CAN 通信、故障箱切换和电源波动影响。传感器开短路在不同开度和变化率下重复注入，电机故障通过等效负载和驱动反馈模拟。

HIL 共执行 1280 次自动故障注入，覆盖 APP、TPS、电机、电源和通信故障。电气硬故障均在目标时间内确认；相关性故障在快速踏板变化时未出现误报；欠压期间动态偏差阈值随电压修正，卡滞诊断保持抑制，电压恢复后系统平滑恢复。

6.5 发动机台架试验

发动机台架验证电子节气门与进气、喷油、点火和增压控制的协调。试验包括热机怠速、空调负载投入、发电机负载变化、加减速、减速断油恢复和低电压运行。台架数据用于标定小开度增益、弹簧补偿、怠速目标滤波和扭矩限制。

优化后空调压缩机接合时发动机最低转速提高约 28 r/min，恢复至目标转速的时间缩短约 0.35 s；快速加速时节气门开度与目标扭矩建立更同步，未出现明显扭矩突跳。

6.6 整车道路试验

整车道路试验包括城市拥堵、郊区道路、高速、坡道起步、低速跟车和快速超车。驾驶员评价重点关注踏板初段可控性、起步冲击、松踏板回落、换挡扭矩协调和故障状态可驾驶性。

在高温、低温和不同电池电量条件下重复试验。优化后低速跟车时踏板—扭矩关系更线性，松踏板后发动机扭矩回落平顺；单通道故障注入后车辆能够以限制动力继续行驶，三级故障下发动机转速和车速保持在设定范围。

6.7 正常工况控制性能试验

正常工况试验从阶跃响应、动态跟随、怠速稳定和加速响应四方面评价。所有数据均由 ECU 内部变量、CAN 信号和外部采集系统同步记录，采样频率不低于 200 Hz。

6.7.1 节气门阶跃响应试验

试验施加 5°→25°、25°→55°、55°→15°和 15°→40°目标变化。图 6-2 显示，优化前在中大开度上升时存在超调，换向时存在短时滞后；优化后曲线更平滑，25°阶跃调节时间由 210 ms 缩短至 128 ms，最大超调量由 4.6%降低至 1.3%。

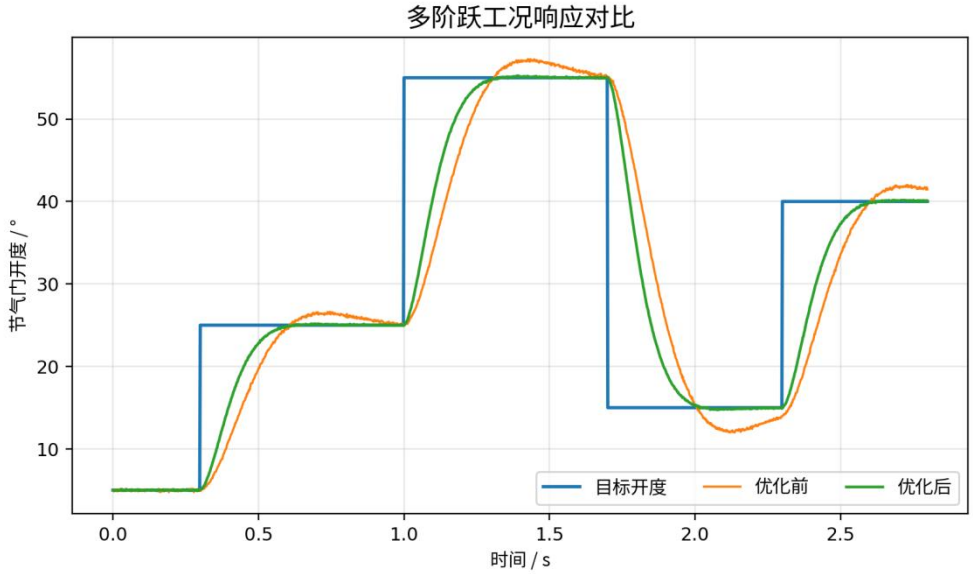


图 6-2　多阶跃工况响应对比

6.7.2 节气门跟随精度试验

采用叠加正弦目标模拟城市道路频繁踏板变化。图 6-3 表明，优化前误差在换向和小开度区域较大，局部超过±1°；优化后绝大多数误差控制在±0.5°内，RMS 误差由 0.68°降低至 0.27°，95%分位绝对误差由 1.21°降低至 0.54°。

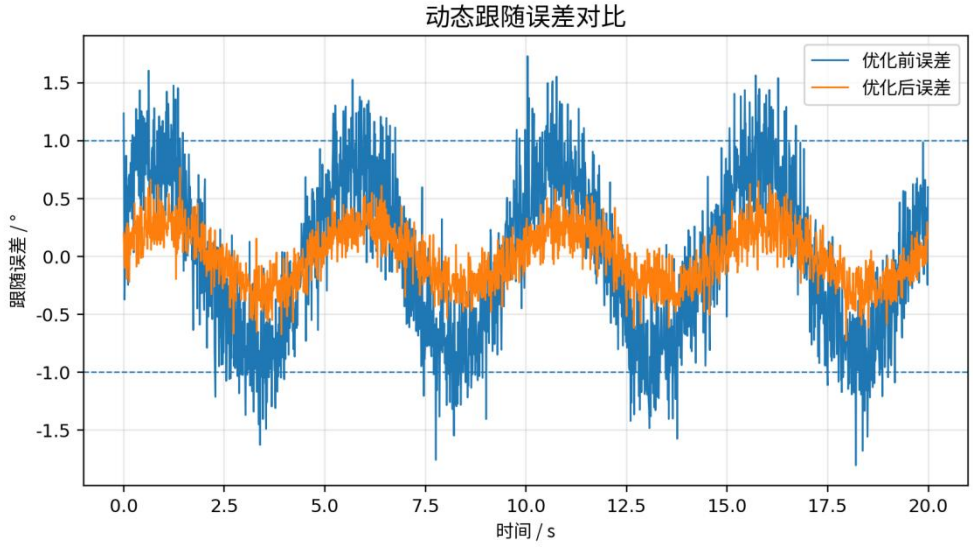


图 6-3　动态跟随误差对比

6.7.3 怠速工况稳定性试验

热机怠速目标转速为 750 r/min，分别测试空载、空调投入和发电机负载变化。优化前转速标准

差为 31 r/min，节气门开度峰峰值为 0.92°；优化后转速标准差降至 17 r/min，开度峰峰值降至 0.43°。图 6-4 显示转速波动明显收敛。

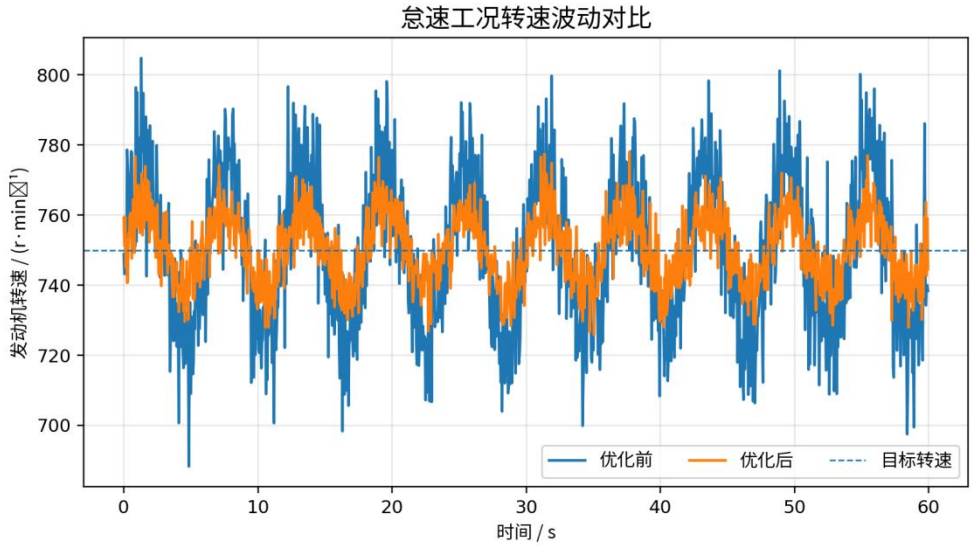


图 6-4　怠速工况转速波动对比

6.7.4 加速工况响应性试验

在发动机台架上施加 10%至 75%的踏板阶跃，记录目标扭矩、节气门开度和实际扭矩。优化后扭矩达到最终值 90%的时间由 0.83 s 缩短至 0.61 s，且扭矩曲线无明显二次冲击。图 6-5 给出了扭矩建立过程。

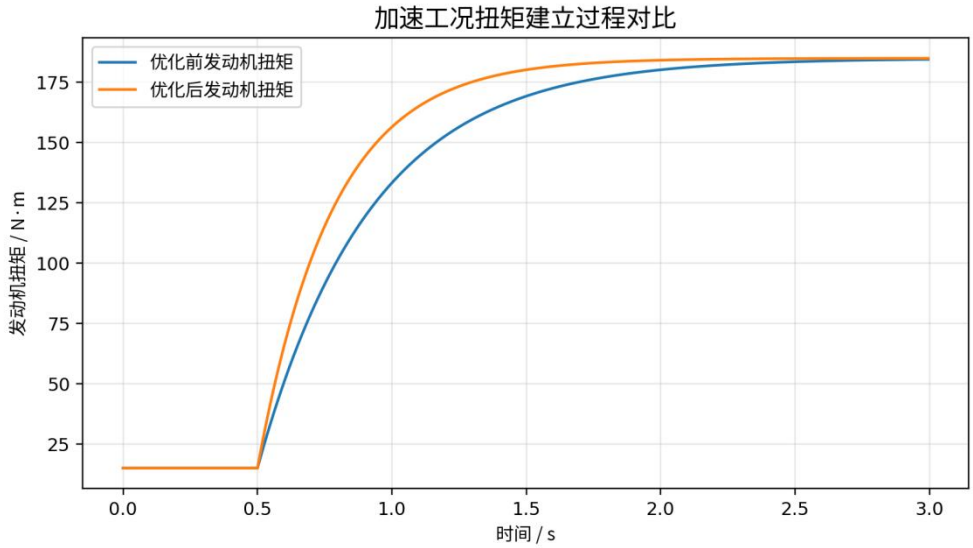


图 6-5　加速工况扭矩建立过程对比

6.8 典型故障注入试验

故障注入覆盖 APP 和 TPS 开路、对地短路、对电源短路、相关性偏差，电机开路、驱动短路、阀片卡滞以及电源欠压。每类电气故障重复 20 次，卡滞故障在 5%、20%、50%和 80%开度附近分别进行。

6.8.1 加速踏板传感器故障试验

APP1 开路和短路注入后，系统在 40～60 ms 内确认故障，使用 APP2 维持需求计算并限制最大扭矩；APP 相关性异常时，控制器结合范围和变化率确定可信通道。无法隔离通道的试验中，系统进入高等级限扭，未出现需求突增。

6.8.2 节气门位置传感器故障试验

TPS 单通道开路时，故障通道被剔除，剩余通道维持闭环，最大开度限制为标定值；双通道相关性异常且无法隔离时，控制器关闭 H 桥并进入跛行。通道切换过程中实际开度变化小于 0.3°，未出现方向反转。

6.8.3 驱动电机开路与短路试验

电机开路通过断开驱动回路实现，控制器检测到有效 PWM 但电流低于阈值，在 24 ms 内确认并关闭驱动。短路试验由故障箱和限流装置完成，硬件保护首先切断功率级，软件随后读取驱动故障标志并锁存 DTC，未发生重复激活。

6.8.4 节气门卡滞故障试验

卡滞试验使用机械加载装置限制阀片运动。图 6-6 所示，0.35 s 后目标开度由 12°升至 45°，实际开度基本不变，电机电流升至 4 A 以上。联合判据确认卡滞后执行一次反向解卡，未恢复时关闭驱动并进入跛行。平均确认时间由 338 ms 缩短至 176 ms。

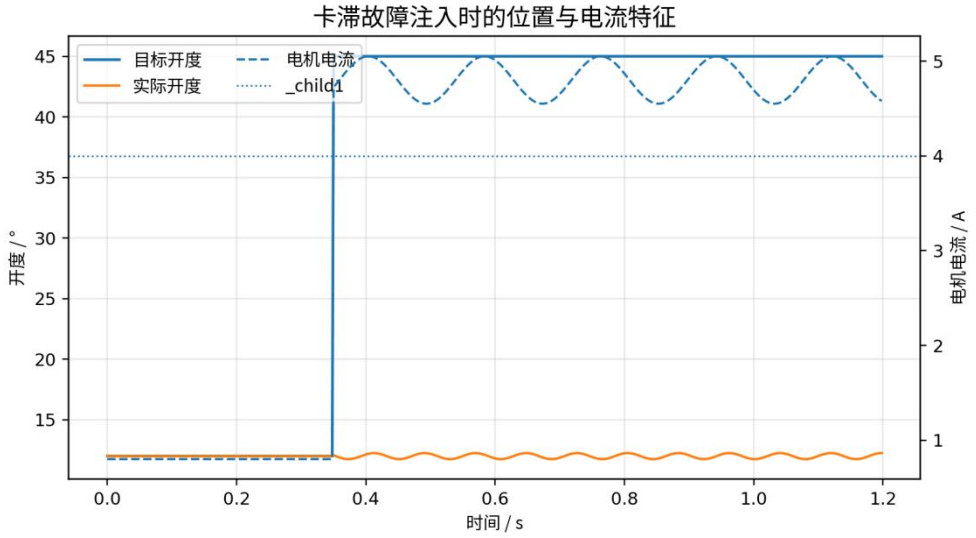


图 6-6　卡滞故障注入时的位置与电流特征

6.8.5 电源电压异常试验

可编程电源将供电由 13.5 V 降至 9 V 和 10.5 V。原策略在 9 V 阶段开度误差增大并出现积分累积，电压恢复后产生超调；优化策略通过电压前馈、目标斜率限制和积分冻结，将最大开度偏差由 3.8°降至 1.3°，恢复过程无明显冲击。

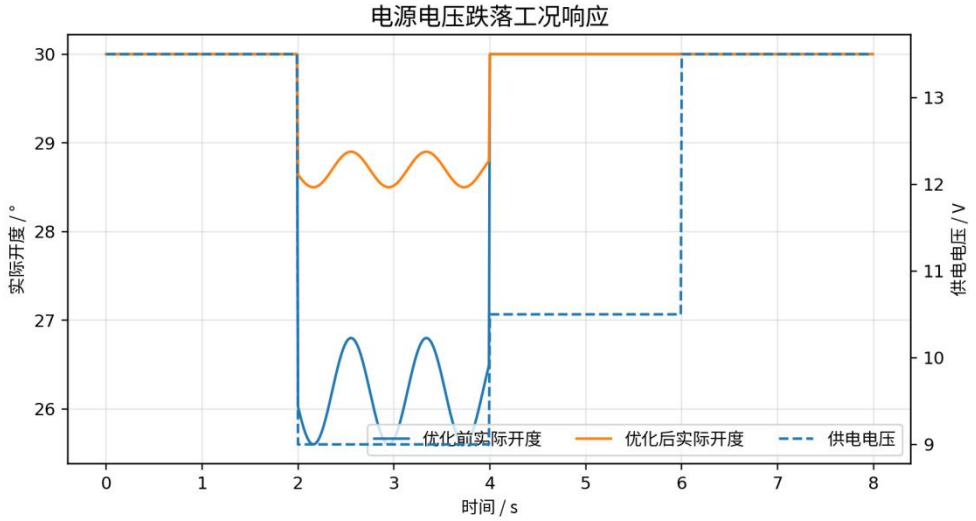


图 6-7　电源电压跌落工况响应

6.9 优化前后性能对比

优化前后性能从响应时间、控制误差、故障识别时间、误报率和故障状态安全性五方面进行比较。故障确认时间对比如图 6-8 所示，电气硬故障和相关性故障均明显缩短，机械卡滞在保持误报受控的前提下提高了检测速度。

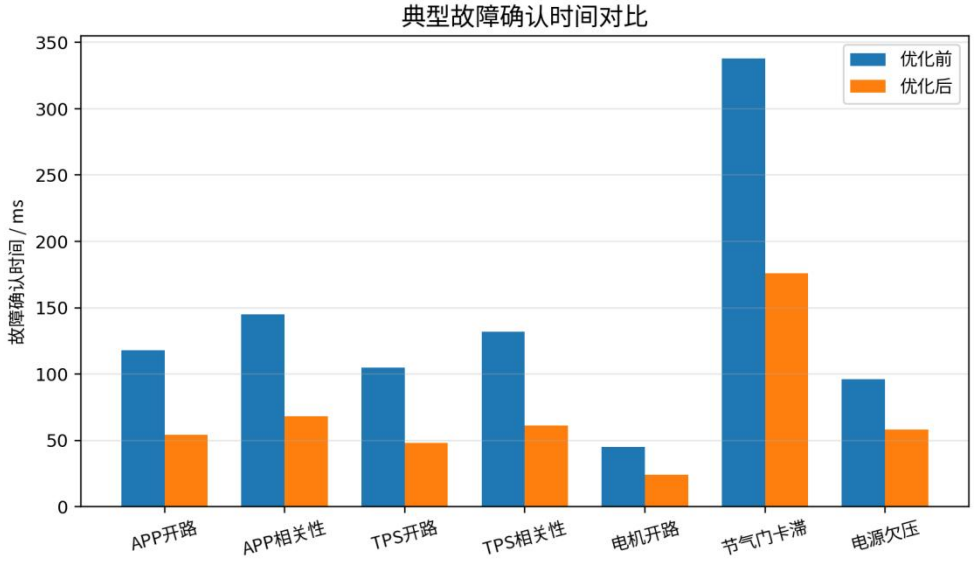


图 6-8　典型故障确认时间对比

6.9.1 响应时间对比

典型 25°阶跃调节时间由 210 ms 缩短至 128 ms，下降 39.0%；加速工况扭矩达到 90%目标值的时间由 0.83 s 缩短至 0.61 s。响应提升主要来自目标前馈、分段参数和换向死区补偿。

6.9.2 控制误差对比

稳态绝对误差由 0.42°降低至 0.18°，动态跟随 RMS 误差由 0.68°降低至 0.27°，怠速开度峰峰值由 0.92°降低至 0.43°。误差降低说明摩擦、弹簧补偿和可信反馈融合对小开度控制有效。

6.9.3 故障识别时间对比

七类典型故障平均确认时间由 140 ms 降低至 70 ms。电机开路确认时间由 45 ms 降至 24 ms，TPS 相关性由 132 ms 降至 61 ms，卡滞由 338 ms 降至 176 ms。分级计数器使硬故障快速确认，同时保留机械故障的动态过滤。

6.9.4 故障误报率对比

在 1280 次 HIL 自动故障注入和正常边界扫描中，优化前出现 22 次误报、9 次漏报，识别正确率为 94.3%；优化后出现 8 次误报、2 次漏报，识别正确率为 98.6%。误报主要减少在低电压和快速目标变化工况。

6.9.5 故障状态安全性对比

优化前所有传感器故障采用统一限扭，执行器不可控故障的关闭驱动和发动机限速联动不足。优化后按故障等级实施单通道替代、限开度、限扭和跛行，三级故障下 H 桥关闭时间小于一个快速任务周期，发动机转速和车速均保持在设定安全范围。

表 6-3　优化前后主要性能对比

评价指标	优化前	优化后	改善幅度	结论
25°阶跃调节时间	210 ms	128 ms	降低 39.0%	响应提高
最大超调量	4.6%	1.3%	降低 71.7%	冲击减小
稳态绝对误差	0.42°	0.18°	降低 57.1%	精度提高
动态跟随 RMS 误差	0.68°	0.27°	降低 60.3%	平顺性提高

评价指标	优化前	优化后	改善幅度	结论
怠速转速标准差	31 r/min	17 r/min	降低 45.2%	稳定性提高
故障平均确认时间	140 ms	70 ms	降低 50.0%	诊断更及时
故障识别正确率	94.3%	98.6%	提高 4.3 个百分点	误报漏报减少

6.10 试验结果分析

试验结果表明，控制与诊断协同设计比单独调整 PID 更有效。目标斜率限制和积分抗饱和减少了 PWM 饱和造成的假故障，分段增益和非线性补偿降低了摩擦引起的稳态误差，可信融合减少了单通道噪声对闭环的影响，动态阈值兼顾了快速检测和工况适应性。

仍需注意，卡滞诊断在轻微摩擦增大和极低电压下的特征存在重叠，必须依靠电压使能、速度和电流多特征判别。整车故障状态评价还应结合不同挡位、坡度和制动状态，确保限扭及跛行策略不会造成新的驾驶风险。

7 工程应用及效益分析

7.1 优化方案的工程应用情况

优化方案在控制软件中按输入处理、目标计算、位置控制、诊断管理和容错控制五个模块实施。关键阈值和控制参数纳入标定清单，软件需求、设计说明和测试用例建立双向追溯。项目开发按 SIL、HIL、部件台架、发动机台架和整车验证顺序推进。

应用阶段重点完成不同批次节气门体、不同线束压降、低温和高温样件的一致性验证。针对量产偏差，对摩擦补偿、相关性阈值和电流阈值进行区间校核，未通过扩大单一阈值掩盖问题，而是结合控制和机械原因分别整改。

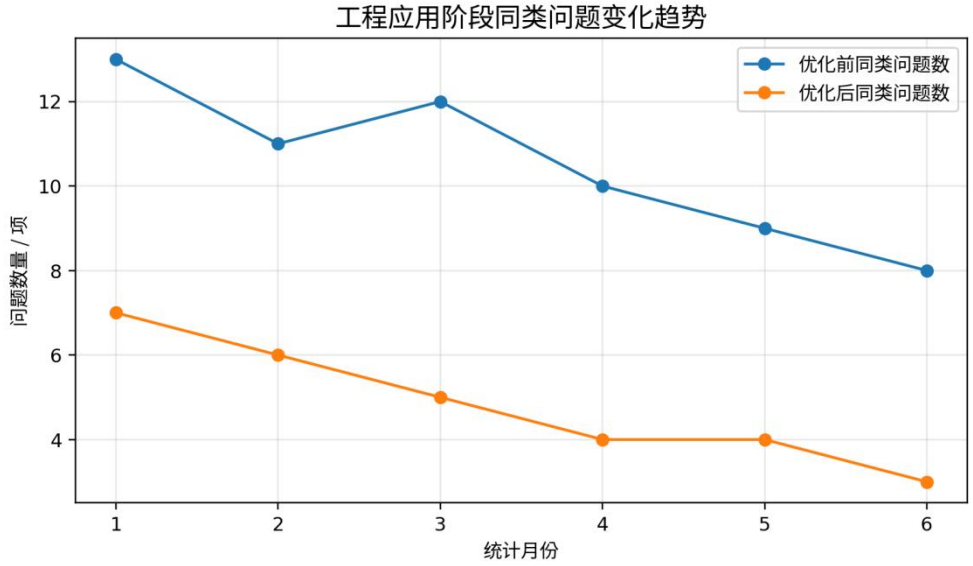


图 7-1　工程应用阶段同类问题变化趋势

7.2 系统可靠性提升效果

优化后，低电压卡滞误报、小开度抖动和换向冲击明显减少。通过故障等级和状态机统一管理，故障反应不再依赖分散条件，避免同一故障在不同任务中产生不一致动作。样车阶段连续六个月同类问题数量由月均 10.5 项降至 4.8 项。

7.3 故障诊断准确率提升效果

范围、相关性、变化率、位置偏差和电流诊断形成互补。故障识别正确率由 94.3%提高至 98.6%，

低电压和快速阶跃工况的误报显著下降。冻结帧增加目标开度、实际开度、电流、PWM 和供电电压后，开发人员能够在一次数据记录中区分线路、驱动和机械故障。

7.4 整车驾驶性能改善效果

低速跟车时踏板初段扭矩更线性，怠速负载变化时转速回落减小；快速加速时扭矩建立时间缩短，松踏板和换挡减扭过程更平顺。单通道故障状态下车辆仍能以限制动力稳定行驶，三级故障下跛行转速和车速可控。

7.5 售后故障率及维修成本改善

诊断信息完善后，售后能够通过 DTC、冻结帧和数据流区分线束接触不良、传感器异常、节气门体卡滞和控制器驱动故障，减少盲目更换总成。样车及小批量阶段电子节气门重复返修率由 3.1% 降至 1.2%，单次问题平均定位时间由 4.6 h 降至 2.1 h。

表 7-1　优化方案工程应用效益

效益项目	优化前	优化后	工程价值
标定效率	统一参数反复折中	分区参数与批量统计	缩短台架迭代
故障定位	数据不完整，需重复复现	冻结帧和扩展数据完整	提高一次定位率
误报控制	低电压、快速动作易误报	工况使能与动态阈值	减少无效维修
安全反应	统一限扭，分级不足	单通道、限扭、跛行分级	兼顾安全和可驾驶性
软件复用	逻辑耦合、车型适配困难	分层模块和参数化接口	便于平台化应用

7.6 技术推广与应用价值

本文方法适用于采用直流电机和双通道位置反馈的汽油机电子节气门，也可扩展至废气再循环阀、进气旁通阀和其他机电执行器。推广时需要重新标定对象参数和故障阈值，但分层诊断、可信融合、动态阈值、状态机和分级容错框架具有通用性。

在平台化开发中，可将诊断逻辑与控制器硬件接口解耦，将开度区间、摩擦模型、阈值和故障反应参数化。这样能够在不同排量、不同节气门规格和不同车型安全目标之间复用软件架构，降低重复开发和验证成本。

8 结论与展望

8.1 研究工作总结

1）完成电子节气门系统结构、机械非线性、驱动电路和双通道传感器分析，明确传感器、执行器、机械机构、控制器和通信链路的主要故障模式。

2）建立信号范围、双通道相关性、变化率、位置跟随偏差、电机电流和卡滞联合诊断方法，并通过计数器、确认时间、恢复条件、故障等级、DTC 和状态机实现完整诊断管理。

3）提出目标开度斜率限制、分段 PID、前馈与反馈复合控制、积分抗饱和、摩擦与弹簧补偿、死区补偿和可信反馈融合方案。

4）按剩余控制能力设计单通道替代、限扭、限开度、受控解卡、关闭驱动和跛行回家等分级容错措施。

5）通过 SIL、HIL、发动机台架、整车道路和故障注入试验验证方案，响应速度、跟随精度、怠速稳定性、故障确认时间和识别正确率均得到改善。

8.2 主要创新点

1）将双通道可信度、位置偏差、电机电流和阀片速度统一到分层诊断框架中，避免单一阈值对复杂工况适应性不足。

2）提出随目标变化率、电源电压和温度修正的动态诊断阈值，使快速阶跃、低电压和机械故障能够有效区分。

3）将分段 PID、非线性前馈、积分抗饱和与诊断状态联动，故障时同步冻结积分和限制目标，减少故障解除后的开度冲击。

4）根据故障可控程度设计分级容错，传感器单通道故障维持有限驾驶，执行器不可控故障快速进入机械跛行，提高安全性与可用性的平衡。

8.3 研究不足

本文主要针对单故障和典型组合工况进行验证，对传感器供电与通信同时异常、机械磨损与低电压叠加等多重故障覆盖仍有限。卡滞诊断参数主要依据代表性样件和温度点确定，尚需更长周期耐久数据验证老化适应性。

控制算法仍以分段 PID 和规则诊断为主，对摩擦参数在线辨识、电机健康状态估计和渐变故障趋势预测研究不够。工程应用数据主要集中在开发和小批量阶段，量产全生命周期的统计样本仍需积累。

8.4 后续研究展望

后续可建立电子节气门摩擦、弹簧和电机参数在线估计方法，利用换向死区、稳态电流和响应时间的长期变化识别磨损趋势。在不改变基础安全逻辑的前提下，可引入模型残差和数据驱动方法，对渐变故障进行提前预警。

同时，应将控制器软件测试、部件耐久、整车道路数据和售后故障数据建立统一闭环，持续修正阈值和故障反应。对平台化应用，还需研究不同节气门规格、不同电源架构和混合动力发动机频繁启停条件下的控制与诊断适配。

参考文献：

[1] Robert Bosch GmbH. Bosch Automotive Handbook. 10th ed. SAE International, 2018.

[2] Pavković D, Deur J, Jansz M, Perić N. Adaptive control of automotive electronic throttle. Control Engineering Practice, 2006, 14(2): 121-136.

[3] Conatser R, Wagner J R, Ganta S, Walker I D. Diagnosis of automotive electronic throttle control systems. Control Engineering Practice, 2004, 12(1): 23-30.

[4] Isermann R, Schwarz R, Stölzl S. Fault-tolerant drive-by-wire systems. IEEE Control Systems Magazine, 2002, 22(5): 64-81.

[5] Isermann R. Fault-Diagnosis Systems: An Introduction from Fault Detection to Fault Tolerance. Springer, 2006.

[6] Åström K J, Hägglund T. PID Controllers: Theory, Design, and Tuning. 2nd ed. ISA, 1995.

[7] Al-Assadi S, Breitinger J, Murphy N. Model-Based Friction and Limp Home Compensation in Electronic Throttle Control. SAE Technical Paper 2006-01-0857, 2006.

[8] Ashok B, Denis Ashok S, Ramesh Kumar C. Trends and future perspectives of electronic throttle control system in a spark ignition engine. Annual Reviews in Control, 2017, 44: 97-115.

[9] ISO 26262:2018. Road vehicles—Functional safety.

[10] ISO 14229-1:2020. Road vehicles—Unified diagnostic services—Part 1: Application layer.

[11] GB/T 34590—2022 道路车辆 功能安全.

[12] 余志生. 汽车理论. 第 6 版. 北京: 机械工业出版社, 2018.

[13] 王望予. 汽车设计. 第 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2018.

[14] 李兴虎. 汽车电子控制技术. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2015.

[15] 陈家瑞. 汽车构造. 第 4 版. 北京: 人民交通出版社, 2013.

新时期应急救援装备的发展需求研究

蔡波[1]，鲍志光[1]，李伟[2]，邓伟[1]， 宋志浩[1]

（1.内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古 包头 014032；2.陆军装备部驻包头第一军代室，内蒙古 包头 014032）

摘　要：在应急管理现代化纵深推进进程中，气候异常、城市持续扩张、高危工业设施集中布设等多重风险交织叠加，各类突发事件呈现高发频发、多灾耦合、极端演化的全新特征。当前，我国传统应急救援装备高度依赖人工操作，功能集成度低、复杂作业场景适配能力不足，在智能作业部署、极端环境稳定运行、多装备协同联动、行业标准统一、核心技术自主可控等关键层面存在明显短板，难以适配全链条、一体化的现代化大应急救援格局。本文围绕多灾场景适配、全域投送、无人智能改造等十个维度剖析装备体系建设现实需求，厘清装备迭代逻辑与优化实施路径，凝练行业转型发展趋势。研究成果可为应急装备技术创新、产业升级、储备布局与实战落地提供理论支撑与实践依据，赋能应急管理治理体系和治理能力现代化建设。

关键词：新时期；应急救援；抢险装备；智能化改造；装备体系；应急治理现代化

1 引言

当前，我国处于社会转型、气候突变、产业升级的多重周期叠加阶段，公共安全风险的复杂性、不确定性持续攀升。自然风险层面，全球变暖加剧极端气象灾害，洪涝、台风、暴雪、沙尘等灾害常态化发生，地震、滑坡、泥石流等地质灾害隐患基数庞大，森林草原火灾防控压力持续增加，灾害的突发性、破坏性与链式衍生效应显著增强。人为风险层面，城镇化快速推进使得高层建筑、地下空间密集布局，城市内涝、建筑坍塌、火灾等安全隐患凸显；化工园区、工矿企业、交通路网高密度分布，危化品泄漏、矿山事故、重特大交通险情频发，生产安全风险交织叠加。同时，公共卫生、社会安全等突发事件多点多发，对救援速度、作业精度、安全保障、全域覆盖能力提出更高要求。

2018 年应急管理部挂牌成立，彻底打破多部门分头管理、分段处置的碎片化应急模式，构建起“统一指挥、专常兼备、反应灵敏、上下联动、平战结合”的现代化应急体系。应急工作实现四大核心转变：从灾后被动抢险转向灾前预警、灾中处置、灾后重建全链条管控；从单一灾种处置转向多灾种综合联动；从局部现场救援转向空天地海全域立体化救援；从人力密集型经验救援转向人机协同智能化科学救援。应急救援装备作为应急处置的核心硬件支撑，是衡量国家应急治理现代化水平与公共安全保障能力的核心指标。

近年来，我国应急装备保有量、品类覆盖度持续提升，基本实现各类突发事件全覆盖，但对标实战高标准与国际先进水平，仍存在结构性短板：老旧装备功能单一、通用性差，难以应对复合型灾害；智能无人装备普及率低，高危场景过度依赖人工，救援人员伤亡风险高；常规装备未适配极端工况，恶劣环境故障率高；装备建设重采购、轻配套，长短板失衡、野外持续作战能力不足；各行业装备标准割裂、互通性差，核心零部件依赖进口，供应链存在隐患；装备运维体系不完善，闲置老化、实战利用率低等问题突出。

为破解装备发展瓶颈，国家先后出台多项顶层政策，明确应急装备智能化、轻量化、国产化、体系化的发展方向。在政策引导、技术迭代、实战倒逼的多重驱动下，我国应急救援装备进入系统性转型升级关键期。基于此，本文立足新时期应急体制改革全局，结合前沿技术产业化趋势与一线救援痛点，系统梳理应急装备十大核心发展需求，解析升级路径与转型逻辑，归纳行业发展趋势，为现代化应急装备体系建设提供参考。

2 新时期应急救援装备发展背景与现存体系短板

2.1 宏观发展背景

新时期应急救援装备的迭代升级，是体制改革、风险演化、科技创新、产业成熟四重因素共同驱动的必然结果。一是应急体制改革倒逼装备体系重构。全国统一调度、跨区域协同救援成为常态，原有分行业建设、标准不统一、数据不互通的碎片化装备体系，无法适配一体化救援模式，倒逼装备向标准化、通用化、体系化转型。二是灾害形态演变倒逼装备功能拓展。现代灾害多呈现多灾耦合、链式扩散特征，单一功能装备难以适配复合型灾害处置需求，亟需多功能、全场景适配的复合型装备。三是科技创新筑牢装备升级技术底座。人工智能、物联网、新材料、新能源、机器人等前沿技术落地应用，推动救援模式从人力密集型向科技密集型转变，为装备无人化、轻量化、智能化升级提供核心支撑。四是产业成熟夯实发展根基。国内应急装备产业年均增速稳定在 10%左右，2024 年市场规模突破 9200 亿元，完整产业链基本成型，研发制造能力持续提升，支撑装备高质量迭代发展。当前我国应急装备建设已告别“有无阶段”，迈入“提质增效、智能赋能、自主可控”的高质量发展新阶段。

2.2 当前装备体系突出短板

经过长期建设，我国应急装备实现全域布局、全品类覆盖，但对标实战需求，六大核心短板依然制约救援效能提升。第一，多场景适配能力不足。现有装备多针对单一灾种、常规环境设计，通用性弱，针对地震废墟、危化泄漏、极端气象、城市立体灾害等复杂场景的专用装备储备不足，无法适配复合型灾害处置。第二，智能化水平偏低。基层仍以传统人工装备为主，无人化、自动化装备配比低，高危场景依赖人员近身作业，“机器换人”落地缓慢，救援安全风险突出。第三，极端环境可靠性差。常规装备未针对高寒、高温、高原、盐雾、腐蚀等极端工况优化，恶劣环境下易出现启动失效、动力衰减、设备故障，无法实现全天候全域作业。第四，装备体系碎片化。存在“重前端抢险、轻后端保障”的结构性失衡，抢险、供电、通信、后勤、医疗装备配套脱节，缺乏一体化伴随保障体系，难以支撑长时间无依托野外救援。第五，标准化、国产化程度低。各行业装备参数、接口、协议不统一，跨区域增援无法通用互换；核心传感器、控制芯片、液压元件等关键部件依赖进口，供应链存在“卡脖子”风险。第六，全生命周期管理缺失。普遍重采购、轻运维、轻培训、轻迭代，装备闲置老化严重，操作人员实操能力不足，缺乏实战反馈迭代机制，装备实战效能难以发挥。

3 新时期应急救援装备核心发展需求

3.1 多灾种全场景适配需求：支撑复合型灾害精准处置

现代突发事件复合化、链式化特征显著，亟需装备体系兼顾通用性与专业性，实现多灾种、全场景精准适配。地震地质灾害场景中，废墟结构复杂、余震频发、二次坍塌风险高，传统人工搜救、破拆效率低、风险大，需配备狭小空间生命探测设备、轻量化破拆机具、液压支撑装置、遥控无人作业设备及边坡监测加固装备。云南临沧“4•11”隧道塌方事故中，模块化液压支护装备大幅压缩作业时长、减少人员暴露风险，成功解救被困人员，验证了专用装备的实战价值。洪涝与城市内涝场景中，针对积水范围广、水流复杂、交通中断等问题，需配置水陆两栖救援设备、大流量移动泵车、模块化筑堤封堵装备、小型低位排涝设备。郑州“7•20”特大暴雨救援中，大流量排水车快速打通城市积水通道，有效降低人员伤亡，凸显专业化排涝装备的不可替代性。森林草原火灾场景地形复杂、火情蔓延快、复燃率高，需推广长航时灭火无人机、履带式防火装甲车、远程供水灭火系统、隔离带快速开设设备，以无人装备替代人工开展高危火情处置，弥补传统高空灭火盲区大、人员风险高的短板。极端气象灾害需配套除冰除雪、融冰供暖、防尘通信保障装备，应对暴雪、冻雨、沙尘等灾害引发的次生险情。生产安全事故场景中，化工泄漏、爆炸事故具备高危腐蚀性，需配备防爆侦检、智能堵漏、洗消方舱、防爆机器人，实现“人退机进”无接触作业；矿山、隧道事故需

配套井下探测、排水、救生舱设备；高层建筑火灾需配置举高喷射、高空缓降、破拆排烟专用装备。公共卫生与社会安全场景，依托移动检测、负压转运、全域洗消装备实现疫情闭环处置，依靠排爆、警戒、防护装备维护公共安全秩序。国内首款专为地铁火灾研制的“消防尖兵”，集成排烟、灭火、防火隔热、安全监测、网络通讯五大功能。搭载移动式隧道高效高压喷雾射流灭火装备，可精准扑灭传统设备难以触及的“遮挡火”；采用固移结合烟气控制技术，强力阻隔有毒烟气蔓延。该车采用模块化设计，可向铁路隧道、地下管廊等密闭空间救援延伸。

3.2 全域机动投送需求：打通救援“最后一公里”瓶颈

快速机动、快速抵达是应急救援的核心前提。我国地形复杂，重特大灾害易造成道路损毁、交通中断，传统装备机动性差、转运困难，极易陷入“灾情已发、装备难达”的困境，全域立体机动投送成为刚性需求。战略远程投送层面，装备需采用轻量化、可拆分、模块化设计，适配航空、铁路、公路、水路多式联运，满足跨区域大批量快速增援调度需求。复杂地形穿插层面，针对山区、沼泽、废墟等无路区域，配备全地形履带车辆、越野抢险装备、单兵便携机具、山地转运设施，突破地形阻隔；城市坍塌、拥堵区域依托小型模块化无人设备、微型机具，实现精细化穿插救援。湖南资兴山洪灾害中，道路、信号全面中断，无人机全域勘察锁定被困点位，水陆两栖装备直达孤岛村落转运群众，彻底解决断路灾区救援卡点问题。水域立体投送层面，配置高速搜救艇、水陆两栖设备、水下机器人、蛙人运载装备，搭建水、陆、空三位一体投送体系，覆盖水面搜救、水下隐患排查、沉船打捞等全场景作业，实现灾区无死角处置。在 2025 年 7 月至 8 月两轮强降雨中，陕西调用 15 种无人机执行 196 架次巡查任务，完成 170 余处重点区域评估。成都“应急鹰眼”在同一天内连续处置火情、交通事故、河道戏水等多起突发事件。

3.3 智能无人化升级需求：高危场景机器换人，提升救援效能

智能化、无人化是新时期应急装备核心升级方向，可从根源规避人工救援伤亡风险，提升处置精度与效率。空中无人装备方面，多功能无人机集群集成勘察、探测、监测、物资投送、灭火作业等功能，覆盖应急全流程；长航时固定翼无人机用于大范围隐患巡检，系留浮空无人机可 24 小时驻留，搭建应急通信中继平台，解决灾区公网失联难题。地面无人装备为高危救援核心，废墟搜救、防爆排爆、灭火侦察、狭小空间巡检等机器人，具备自主避障、智能识别、远程作业能力，可深入人类无法靠近的高危区域完成抢险任务，落地“人退机进”安全模式。代表装备：山河智能无人化应急救援成套装备（智能遥控推土机+挖掘机+装载机），突破传统遥控装备的操作延时、协同困难等瓶颈，实现“智能遥控、多机协同”。在通信中断、人员无法进入的危险区域，设备可自主规划路线、绕开障碍，完成道路抢通、废墟清障等任务。该系列装备已参与地震、洪涝、滑坡等多种灾害救援，实现了“人机分离”作业，在保障救援人员安全的前提下完成关键抢险任务。水下无人装备依托高精度声呐、高清摄像系统，开展水下搜救、坝体排查、障碍物清理作业，补齐水下救援短板。同时，搭建一体化智能指挥平台，整合所有智能装备数据资源，实现设备状态实时监测、灾情智能研判、力量精准调度，摒弃传统经验式盲目救援。四川综合灾害应急演练中，无人机三维建模、机器狗废墟侦察、耐高温机器人明火处置的无人集群协同模式，充分验证了智能装备的实战优势。人体外骨骼机器人，融合机器人技术、人体工学与人工智能，毫秒级感知穿戴者运动意图，在抬腿、迈步时瞬间提供 32N·m 的强劲助力。上山时辅助屈膝攀登，下山时缓冲减负，有效降低膝关节与要不受力。

3.4 轻量化模块化需求：适配实战化快速机动救援

突发事件突发性强、黄金救援窗口短，传统重型装备转运繁琐、部署缓慢、功能单一，难以适配快速响应需求，轻量化、模块化、通用化改造成为提质增效的关键。单兵装备层面，依托碳纤维、航空合金等新型材料，优化破拆、防护、侦检、照明等单兵器材，减重不减性能，同时集成多功能一体化设计，提升单兵机动与持续作战能力。集成式电动破拆设备凭借轻量化、无尾气、易操作的优势，已成为狭小空间救援核心装备。装备模块化层面，统一救援车辆、应急方舱、抢险设备的通用底盘与标准接口，可根据灾情快速切换搜救、指挥、医疗、供电、通信等功能模块，实现一车多用、一舱多用，大幅提升装备复用率、降低储备成本。统一全国模块规格、接口、协议标准，打破

行业地域壁垒，实现跨区域跨部门装备互通互换。实战应用中，模块化方舱可 5 分钟快速切换功能，装备复用率提升 80%以上，部署效率显著提升。同时，所有野外装备满足快速展开、快速收拢要求，单人或小组即可短时架设投用，适配碎片化、突发性实战场景。

3.5 极端环境高可靠需求：保障全天候全域常态化作业

我国灾害场景覆盖高寒、高温、高原、湿热、盐雾、腐蚀等各类极端工况，常规装备环境适配性差、故障率高，亟需强化极端工况专项优化，保障全天候稳定作业。高寒极寒环境下，通过加装低温预热、油路伴热、耐低温电池、防冻液压系统等装置，解决装备低温启动难、动力失效问题。高温沙尘戈壁环境中，配备多级防尘过滤、整机隔热、耐高温液压组件，抵御高温、沙尘侵袭，避免设备过热、滤芯堵塞、电路故障，实现 24 小时不间断作业。南方湿热、沿海盐雾环境下，采用防腐、防水、防霉密封工艺，对电控、精密仪器做专项防护，延缓设备老化锈蚀。高原缺氧环境通过优化内燃机增压喷油系统、推广新能源无进气损耗装备，解决高海拔动力衰减问题。化工高危腐蚀环境中，强化装备密封、防腐、抗污染性能，提升精密仪器抗干扰能力，保障有毒、高温、腐蚀场景下检测精准、运行稳定。代表装备有：四足机器狗+灭火机器人、防爆侦查机器人+长臂抢险机器人，采用“机器人+远程操控”模式有效解决了高危场景下人员安全与作业精度的矛盾，在井口高压刺漏等极端工况中，密封合格率达 100%。

3.6 成套化全链条保障需求：构建一体化闭环救援体系

重特大灾害救援是系统化工程，单一抢险装备无法支撑长期无依托作战，亟需搭建“抢险+动力+通信+后勤+医疗”一体化成套保障体系。动力保障方面，配置移动发电车、便携储能电站、光伏供电设备，实现灾区全域自主供电，保障所有救援设备连续运转。通信保障方面，依托卫星通信站、自组网基站、车载指挥通信车、系留中继设备，在公网瘫痪时快速搭建应急专网，保障指挥调度、数据传输全程畅通。后勤保障方面，配套宿营、净水、炊事、物资储运、全域照明方舱，满足野外长期驻扎作战的生活与物资保障需求。医疗保障方面，搭建移动手术室、创伤救治方舱、伤员转运、药品储备一体化体系，实现现场急救、途中监护、临时手术、后送安置全流程医疗支撑，最大限度降低伤亡率。2025 年湖北长江抗洪演练整合多类成套保障装备，构建不间断、全覆盖的一体化救援体系，充分证明成套化保障是大规模长期救援的核心支撑。

3.7 绿色低碳长续航需求：打造生态友好型应急新模式

依托“双碳”战略推进，绿色低碳成为应急装备重要发展方向。传统燃油装备存在尾气超标、噪音过大、续航有限、补给困难等问题，在密闭空间、生态保护区、偏远灾区使用受限。动力结构升级层面，大力推广纯电动、油电混动、氢燃料电池装备，电动机具零尾气、低噪音、响应快，适配城市密闭空间、生态敏感区域救援，彻底规避燃油设备中毒、污染风险；混动、氢能源装备弥补纯电设备低温续航短板，适配野外无电源场景。续航优化层面，偏远区域装备搭载大容量储能、快速换电、光伏自充电模块，实现自主补能，减少补给频次，提升救援连续性。同时优化大功率装备节能算法，降低能耗与油料保障压力，兼顾救援效能与生态环保。

3.8 国产化标准化需求：筑牢应急装备自主安全底座

应急装备作为战略公共安全物资，自主可控、标准统一是安全底线。国产化层面，针对传感器、智能芯片、液压组件、防爆电控等“卡脖子”核心部件，加大科研攻关力度，突破关键材料、核心算法、专用系统技术，构建自主可控的本土产业链，摆脱海外技术依赖，保障应急物资供应链安全。标准化层面，统一全国应急装备的硬件接口、通信协议、模块规格、技术参数与操作规范，打破消防、矿山、海事、地方应急等领域的标准壁垒，实现跨区域、跨部门装备互通互换、数据流转顺畅。同时搭建五级标准化装备储备体系，明确储备品类、数量、更新与维保标准，实现应急资源规范化、统筹化调度。

3.9 空天地海立体化协同需求：搭建全域智能救援作战体系

复合型灾害范围广、隐患复杂，单一维度装备独立作业模式效能有限，需构建空天地海多维度协同救援体系。空天维度依托卫星遥感、长航时无人机、浮空设备，开展全域灾情普查、风险监测、

灾损评估，为宏观决策提供数据支撑。地面维度依托智能车辆、机器人、模块化抢险装备、指挥方舱，落实现场搜救、破拆、排险、调度等核心处置工作。水域水下维度依靠水上搜救装备、水下作业平台，完成水面救援、坝体排查、水下搜救打捞等任务。通过一体化智能指挥平台打通各维度数据壁垒，形成“空中侦察、地面处置、水下排查、全域调度、全程管控”的闭环作战模式，实现多装备、多力量协同联动，彻底解决传统作战各自为战、效能偏低的问题，全面提升重特大灾害综合处置能力。

3.10 全生命周期运维服务需求：最大化释放装备实战效能

装备价值核心在于实战应用，针对当前重采购、轻运维的短板，需构建“研发-生产-储备-培训-运维-应用-迭代”全生命周期闭环管理体系。实操培训层面，优化智能装备人机交互设计，配套标准化操作手册，常态化开展一线人员实操、演练、故障排查实训，解决“有装备不会用”的问题。运维保障层面，布局全国备件储备网络，搭建智能运维云平台，实时监测设备工况、智能预判故障、远程诊断维修，实现从事后抢修向事前预防性维保转变，提升装备完好率。迭代升级层面，建立实战反馈闭环机制，汇总一线使用问题与优化建议，反向推动装备技术迭代、功能优化，让装备研发贴合实战痛点，持续提升场景适配能力与实战性能。

4 发展转型总结与趋势展望

4.1 转型核心总结

新时期应急救援装备正经历全方位、系统性、深层次的转型升级，十大核心发展需求相互支撑、有机统一，构建起现代化应急装备体系的完整框架，形成十大关键转型特征：功能定位从单一灾种专用转向多灾种全场景复合适配；作业模式从人工经验处置转向人机协同、无人智能作业；设备形态从重型固定转向轻量化、模块化、通用便携；救援空间从单一地面处置转向空天地海全域立体作战；环境适配从常规环境使用转向极端工况全天候可靠作业；动力系统从单一燃油转向低碳新能源多元长续航模式；建设标准从行业碎片化建设转向全国统一标准化建设；技术供给从进口依赖转向核心技术自主可控；保障模式从单件零散配置转向成套化全链条伴随保障；建设理念从重采购储备转向全生命周期实战效能优先。该转型体系精准契合国家政策导向、灾害风险演化规律与实战救援痛点，是我国应急装备现代化建设的核心遵循。

4.2 未来发展趋势展望

综上所述，新时期应急救援装备呈现三大趋势：第一，无人化替代：机器狗、机器人、无人机逐步进入“人不能近、人不能及、人不能为”的危险场景；第二，集群协同：从单机作业向多机联动、人机协同演进，形成系统化救援能力；第三，末端覆盖：装备配置向基层延伸，卫星电话、应急广播、无人机等已覆盖乡镇甚至村社，打通应急“最后一米”。结合政策导向、技术迭代与实战需求，我国应急救援装备将朝着七大方向持续迭代升级。技术层面，人工智能、数字孪生、物联网、新材料、新能源深度赋能装备研发，无人集群协同、智能自主决策、精准遥控作业成为主流，大幅降低高危场景人工占比，提升救援科学性与精准度。产品层面，模块化通用装备、极端环境专用装备、新能源低碳装备、智能无人装备全面普及，全面补齐传统装备性能短板。体系层面，全国统一装备标准体系落地，跨区域协同调度机制成熟，空天地海一体化立体救援体系、全链条成套保障体系全面成型。产业层面，核心技术自主可控全面实现，应急装备产业向规模化、高端化、智能化升级，培育具备国际竞争力的本土产业链。持续推进装备体系迭代优化，能够全方位提升我国重大风险防控、突发事件处置与全域应急保障能力，为应急管理现代化、平安中国建设提供坚实的硬件与产业支撑。

参考文献：

[1] 邓辉,聂正旺.多功能无人艇输送车水上救援“突击队”[J].湖北应急管理,2026,(7):60.

[2] 赵飞,万奕蕊,向瑾.面向矿山透水事故的应急救援装备设计研究[J].包装工程,2026,47(6):544-552+584.

[3] 董欣垒.应对救援新需求依托科技新支撑强化岁末年初防灾救灾应急物流保障[J].中国经贸导刊,2026,(5):87-89.
[4] 马砺,高文博,王旭,等.矿井巷道火灾应急救援技术研究现状[J].中国矿业大学学报,2026,55(2):309-325.
[5] 李岩峰,张禹森,闫纪元,等.无人化装备在大型储罐火灾爆炸事故应急救援中的应用研究[J].中国应急救援,2025,(6):61-64+70.
[6] 低空经济赋能航空应急救援：政策、装备与实战的全方位突破[J].中国应急管理,2025,(10):91-92.
[7] 殷茵,马宏宇.面向山林复杂环境的动态自适应救援装备系统设计方法研究[J].设计,2025,38(17):131-135.
[8] 戴其浩.解析我国安全生产应急救援技术装备创新与未来[J].劳动保护,2025,(9):12-14+5.
[9] 尉永信.中央企业自然灾害应急救援装备体系建设探索——以中国安能集团为例[J].中国应急管理,2025,(7):72-75.
[10] 韩超,江焜."一带一路"背景下境外中资企业应急救援物资和装备标准规范研究[J].中国应急救援,2025,(4):51-54+81.
[11] 王英剑,胡燕祝,张明作,等.面向城市地下空间应急救援的灾情信息感知与通信技术及装备[J].武汉大学学报（信息科学版）,2025,50(6):1150-1158.
[12] 张园萍,张亚楠,任健,等.煤矿应急救援技术与装备的现状及发展趋势[J].山西大同大学学报(自然科学版),2025,41(2):108-113.
[13] 朱连望,殷志明,田得强,等.极地冷海井控应急救援关键技术和装备探讨[J].石化技术,2025,32(2):88-90.
[14] 王士磊.浅析当前应急救援装备维护管理及对策分析[J].中国设备工程,2024,(24):59-61.
[15] 高敏.浅议应急救援装备在应急管理工作中的运用[J].中国设备工程,2024,(22):57-59.
[16] 李鹏.煤矿应急救援与生命保障关键技术及装备应用研究[J].矿业装备,2024,(8):133-135.
[17] 冯冠华.智能化减灾技术与应急救援装备的发展趋势分析[J].中国减灾,2024,(14):52-53.
[18] 刘超.浅析灭火救援装备创新与应急救援效能提升[J].中国设备工程,2024,(6):159-161.
[19] 杨飞,王国永.水上应急救援无人船关键技术应用及实验研究[J].科技创新与应用,2024,14(4):50-54.
[20] 应急管理部工业和信息化部印发《关于加快应急机器人发展的指导意见》[J].中国安全生产,2024,19(1):12.
[21] 马腾飞.基层消防队伍灭火及应急救援装备现状与发展研究[J].中国设备工程,2023,(21):237-239.
[22] 高宏.创新发展，高质量发展在行动-《安全应急装备重点领域发展行动计划（2023-2025年）》解读[J].中国应急管理,2023,(10):70-71.
[23] 王云飞.我国应急救援装备体系的建设分析[J].消防界(电子版),2022,8(7):36-38.
[24] 国务院印发《"十四五"国家应急体系规划》[J].湖南安全与防灾,2022,(2):5.
[25] 张新,徐建华,陈彤,等.面向重大自然灾害的救援装备研究现状及发展趋势[J].科学技术与工程,2021,21(25):10552-10565.
[26] 毕然,刘治永,张晓飞,等.新兴技术在应急救援装备的应用及展望[J].中国应急救援,2021,(1):14-17.
[27] 白雪梅.水域智能应急救援装备发展现状[J].中国船检,2020,(8):56-58.
[28] 蒋海霞.我国应急救援装备现状与发展趋势[J].中国电力企业管理,2020,(21):18-19.
[29] 郭建华,陈健,金浩,等.高原高寒地区灾害现场生存保障装备体系构建[J].中国安全科学学报,2019,29(12):129-136.
[30] 黄东方.我国应急救援装备体系的构建[J].消防科学与技术,2019,38(1):134-137.

某新型 21 挡行星变速器初探

李成林，高永占，王浩，梁亮

内蒙古第一机械集团股份有限公司科研所

摘　要：提出了某新型 21 挡行星变速器的传动方案，对其换挡元件的作用机制及其传动路线进行了分析论证，利用杠杆法建立了速比计算式；给出了 6 组特性参数值进行试算择优，确定了比较合理的行星排特性参数值；进行了传动性能计算，结果表明该新型 21 挡行星变速器，其速比范围较大，具有挡位数多、速比间隔绵密、传动效率高、可跳跃式进行挡位切换等诸多特点；为便于直观理解，建立了能够展现其所有挡位和挡位顺序、表征换挡元件作用效应、准确性与完整性兼备的等效杠杆转速线图。

关键词：21 挡；行星变速器；杠杆法；等效杠杆转速线图；正号排

汽车、工程机械等的传动系统上广泛采用行星变速器，近年来随着汽车的高速化，发动机功率和转速的提高，对汽车动力性、经济性和换挡性能等要求的不断提高，档位数在增加；速比范围不断扩大；速比间隔逐渐变小[1]。此前，作者对期刊文献[1]、[2]、[3]、[4]和以[5]、[6]、[7]、[8]、[9]为代表的相关专利文献进行了深入研究，并针对 ZF8 行星变速器开展了一系列的研究，依据行星排运动规律，提出了杠杆法分析 ZF8 行星变速器的新思路[10]，建立了能准确描述其挡位顺序、完整表述其所有挡位、清晰简洁地表述其换挡元件作用效应的等效杠杆转速线图；基于新思路，开展了 ZF8 行星变速器的运动学等效/运动学准等效方案的研究[11]，以及挡位扩展方案的研究，自主创新设计了某 11 挡行星变速器[12]。本文基于自创的某新型 11 挡行星变速器，提出了某新型 21 挡行星变速器的传动方案，对其换挡元件的作用机制及其传动路线进行了分析研究，利用杠杆法建立了速比计算式，给出了 6 组特性参数值进行试算择优，确定了比较合理的行星排特性参数值；进行了传动性能计算；为便于直观理解，建立了能够展现所有挡位和挡位顺序、表征换挡元件作用效应、准确性与完整性兼备的等效杠杆转速线图。

1 某新型 21 挡行星变速器的传动方案及其分析论证

某新型 21 挡行星变速器，其传动简图如图 11 所示。

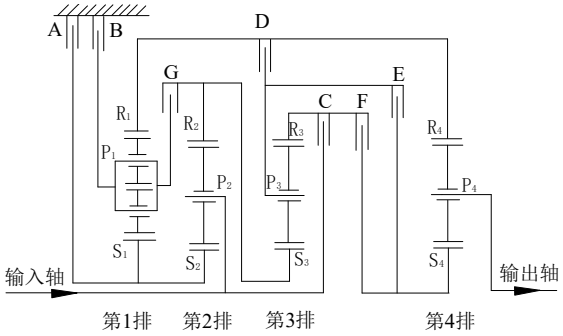


图 1　某新型 21 挡行星变速器传动简图

该型变速器，有 4 个行星排，其第 1 排采用正号排，第 2、3、4 排采用负号排；其第 2 排因其 P_2 连接输入轴而成为输入排，其第 4 排因其 P_4 连接输出轴而成为输出排；S_1 与 S_2、R_1 与 R_4、R_2 与 S_3 均采用固定连接；有 7 个换挡元件，其中，制动器 A 用于制动 S_1/S_2，制动器 B 用于制动 P_1，离合器 C 用于连接输入轴（P_2）与 R_3，离合器 D 用于连接 P_3、R_1/R_4，离合器 E 用于连接 P_3、S_4，离合器 F 用于连接 R_3、S_4，离合器 G 用于连接 P_1、R_2/S_3。

1 新型 21 挡行星变速器的换挡元件作用机制、及其传动路线的分析

对其换挡元件的作用机制、及其组合作用效应进行分析，有如下主要结论：

（1）同时接合制动器 A、B，第 1 排闭锁整体被制动，随之 S_2、R_4 固定；接合离合器 G，第 1、2 排转化为并联排（S_1/S_2、P_1/R_2）；若 A、B、G 共同作用时，不论 C、D、E、F 四者之一是否处于接合状态，因输入排——第 2 排的 S_2、R_2 被制动，致使第 2 排乃至于整个变速器不能正常工作，为此应禁用换挡元件 ABCG、ABDG、ABEG、ABFG 组合。

（2）同时接合离合器 D、F，第 3、4 排转化为并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；同时接合离合器 E、F，第 3 排闭锁；同时接合离合器 D、E，第 4 排闭锁；D、E、F 同时处于接合状态时，第 3、4 排闭锁，第 1、2 排转化为并联排（S_1/S_2、R_1/R_2）。

为确保输出排——第 4 排不被制动，应禁换挡元件 ABDE 组合。

（3）C、E、F 共同作用时，第 2、3 排闭锁并且按输入转速转动，S_1 转化为输入件；此时若再接合 A，则 S_1/S_2 被制动，致使其第 1、2 排乃至于整个变速器不能正常工作，为此应禁用换挡元件 ACEF 组合。

（4）禁用换挡元件 ABCD、ACDG、BCDG 组合。A、B、C、D 共同作用时，第 3 排其 P_3 被固定，同时输入轴通过 C/R_3、第 2 排的输出通过 R_2/S_3 驱动第 3 排；A、C、D、G 共同作用时，输入轴通过 C/R_3、第 1、2 排的输出分别通过 $R_1/D/P3$、$P_1/R_2/S_3$ 同时驱动第 3 排；B、C、D、G 共同作用时，$P_1/R_2/S_3$ 被固定，同时输入轴通过 C/R_3、第 1 排的输出通过 $R_1/D/P_3$ 驱动第 3 排；致使第 3 排乃至于整个变速器不能正常工作。

（5）禁用换挡元件 CDEG、CDFG 组合。C、D、E、G 共同作用时，变速器等效为仅有 1 个输入点（P_2/R_3）的 4 支点杠杆；C、D、F、G 共同作用时，变速器等效为仅有 1 个输入点（$P_2/R_3/S_4$）的 5 支点杠杆；致使变速器无确定的运动。

（6）当 C、D、E、F 或 C、E、F、G 或 D、E、F、G 同时处于接合状态时，第 1、2、3、4 排闭锁输出直接挡。由此产生了 1 组重复挡位的换挡元件组合：CDEF、CEFG、DEFG。

该型变速器其每一挡位均需接合 7 个换挡元件中的 4 个，按照排列组合原理，其最大的理论挡位数是$C_7^4 = 35$，即换挡元件有 35 个组合。因其 11 个换挡元件组合被禁用，有 1 组涉及 3 个换挡元件组合的重复挡位，故其可用的换挡元件组合有 22 个。

进一步的研究表明，该型变速器是有 21 个前进挡 1 个倒挡的新型 21 挡行星变速器。其换挡元件的组合情况及其传动路线分析，参见表 1。

表 1　新型 21 挡行星变速器换挡元件组合情况及其传动路线分析

序号	换挡元件组合	传动路线简要分析说明	备注
1	ABCF	动力经第 4 排传动。第 1 排整体被制动，随之 R_4 固定；第 2、3 排空转，动力经 $C/F/S_4$ 直接传动第 4 排	
2	ABCE	动力经第 2、3、4 排传动。第 1 排整体被制动，随之 S_2、R_4 固定；动力由第 2、3 排输入，传动第 2 排后经 C/R_3、R_2/S_3 汇流传动第 3 排，再经 $P_3/E/S_4$ 传动第 4 排	
3	ABEF	动力经第 2、4 排传动。第 1 排整体被制动，随之 S_2、R_4 固定，第 3 排闭锁；动力由第 2 排输入，传动第 2 排后经 $R_2/E/F/S_4$ 传动第 4 排	
4	BCEF	动力经第 1、4 排传动。第 2、3 排闭锁按输入转速空转，S_1 转化为输入件，P_1 固定；动力由第 1、4 排输入，传动第 1 排后经 $C/F/S_4$、R_1/R_4 汇流传动第 4 排	
5	BDEF	动力经第 1、2 排传动。第 3、4 排闭锁；R_1 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、R_1/R_2）；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后变速器输出 R_1/R_2 的转速	
6	BEFG	动力经第 1、2、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，随之第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排闭锁整体被制动，S_4 被固定；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后，经 R_1/R_4 传动第 4 排	
7	BCDE	动力经第 1、2、3 排传动。P_1 固定，第 4 排闭锁；动力由第 2、3 排输入，传动第 1、2、3 排后经 $R_1/P_3/E/D/P_4$ 输出	
8	BCDF	P_1 固定，第 3、4 排转化为 2 自由度的并联排（R_3/S_4、P_3/R_4）；动力由第 2、3、4 排输入，经第 1、2、3、4 排传动。备注：整个变速器等效为具有 1 个制动点（R_1）1 个输入点（$P_2/R_3/S_4$）的 6 支点杠杆	

9	BCEG	动力经第 1、2、3、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，随之第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排转化为单自由度的行星排；动力由第 2、3 排输入，传动第 1、2、3 排后，经 R_1/R_4、$P_3/E/S_4$ 汇流传动第 4 排	
10	BDEG	动力经第 1、2 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，随之第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排空转，第 4 排闭锁；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后变速器输出的 R_1 转速	
11	BCFG	动力经第 1、2、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，随之第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排空转；动力由第 2、4 排输入，传动第 1、2 排后，经 $C/F/S_4$、R_1/R_4 汇流传动第 4 排	
12	BDFG	动力经第 1、2、3、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，随之第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3、4 排转化为单自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后，经 $R_1/R_4/D/P_3$ 传动第 3、4 排	
13	DEFG	整个变速器闭锁成直接传动	直接挡
14	CDEF		
15	CEFG		
16	ADFG	动力经第 1、2、3、4 排传动。S_1/S_2 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3、4 排转化为 2 自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后经 R_1/R_4、R_2/S_3 汇流传动第 3、4 排	
17	ACFG	动力经第 1、2、4 排传动。S_1/S_2 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排空转；动力由第 2、4 排输入，传动第 1、2 排后经 $C/F/S_4$、R_1/R_4 汇流传动第 4 排	
18	ADEG	动力经第 1、2 排传动。S_1/S_2 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排空转，第 4 排闭锁 ；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后，变速器输出 R_1 的转速	
19	ACEG	动力经第 1、2、3、4 排传动。S_1/S_2 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2）；动力由第 2、3 排输入，传动第 1、2 排后，经 C/R_3、R_2/S_3 汇流传动第 3 排，再经 R_1/R_4、$P_3/E/S_4$ 汇流传动第 4 排	
20	AEFG	动力经第 1、2、4 排传动。S_1/S_2 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排闭锁；动力由第 2 输入，传动第 1、2 排后，经 R_1/R_4、$R_2/E/F/S_4$ 汇流传动第 4 排	
21	ACDF	动力经第 2、3、4 排传动。S_1/S_2 固定，第 1 排空转，第 3、4 排转化为 2 自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由第 2、3、4 排输入，传动第 2 排后，经 $C/R_3/F/S_4$、R_2/S_3 汇流传动第 3、4 排	
22	ACDE	动力经第 2、3 排传动。S_1/S_2 固定，第 1 排空转，第 4 排闭锁；动力由第 2、3 排输入，传动第 2 排后，经 C/R_3、R_2/S_3 汇流传动第 3 排后，变速器输出 P_3 的转速	
23	ADEF	动力经第 2 排传动。S_1/S_2 固定，第 1 排空转，第 3、4 排闭锁；动力由第 2 排输入传动第 2 排后变速器输出 R_2 的转速	
24	ABDF	动力经第 2、3、4 排传动。第 1 排闭锁整体被制动，随之 S_2、P_3、R_4 固定，第 3、4 排转化为单自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由第 2 排输入，传动第 2 排后经 R_2/S_3 传动第 3、4 排	
25	ABCG	输入排——第 2 排的 S_2、R_2 被制动，致使第 2 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
26	ABDG		禁用
27	ABEG		禁用
28	ABFG		禁用
29	ABDE	输出排——第 4 排整体被制动而无输出	禁用
30	ACEF	A、C、E、F 共同作用时，S_1/S_2 被制动，而第 2、3 排闭锁按输入转速转动，S_1 转化为输入件；致使第 1、2 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
31	ABCD	第 3 排其 P_3 被固定，同时输入轴通过 C/R_3、第 2 排的输出通过 R_2/S_3 驱动第 3 排，致使第 3 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
32	ACDG	输入轴通过 C/R_3、第 1、2 排的输出分别通过 $R_1/D/P_3$、$P_1/R_2/S_3$ 同时驱动第 3 排，致使第 3 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
33	BCDG	$P_1/R_2/S_3$ 被固定，同时输入轴通过 C/R_3、第 1 排的输出通过 $R_1/D/P_3$ 驱动第 3 排，致使第 3 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
34	CDEG	变速器等效为仅有 1 个输入点（P_2/R_3）的 4 支点杠杆，致使变速器无确定的运动	禁用
35	CDFG	变速器等效为仅有 1 个输入点（$P_2/R_3/S_4$）的 5 支点杠杆，致使变速器无确定的运动	禁用

由表 1 可知，该新型 21 挡行星变速器除 3 个直接挡的换挡元件组合外，其余 21 个可用的换挡元件组合其传动路线均有所区别。

1.2 新型 21 挡行星变速器的速比计算式

按照杠杆法求解行星变速器传动比的计算方法，经推导所得到的 22 个可用换挡元件组合的速比计算式，参见表 2。

表 2　新型 21 挡变速器传动比计算式

序号	换挡元件组合	速比计算式	备注
1	ABCF	$1+K_4$	增设离合器 G 之前
2	ABCE	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_2(1+K_3)]$	
3	ABEF	$K_2(1+K_4)/(1+K_2)$	
4	BCEF	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4)$	
5	BDEF	$(1+K_1+K_2)/(1+K_2)$	
6	BCDE	$[1+K_1+K_2(1+K_3)]/[1+K_2(1+K_3)]$	
7	BCDF	$[(1+K_1)(1+K_4)+K_2(1+K_3)(1+K_4)]/[1+K_1+K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	
8	CDEF	1	
9	ACDF	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	
10	ACDE	$K_2(1+K_3)/[1+K_2(1+K_3)]$	
11	ADEF	$K_2/(1+K_2)$	
12	ABDF	$-K_2K_3(1+K_4)/(1+K_2)$	
13	BEFG	$(1+K_1)(1+K_4)/[K_4(1+K_2)]$	增设离合器 G 之后
14	BCEG	$(1+K_1)(1+K_3)(1+K_4)/[K_3(1+K_1)+K_4(1+K_2)(1+K_3)]$	
15	BDEG	$(1+K_1)/(1+K_2)$	
16	BCFG	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4+K_2K_4)$	
17	BDFG	$K_3(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_3(1+K_4)+1)]$	
18	DEFG	1	
19	CEFG	1	
20	ADFG	$K_2K_3(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_1K_3(1+K_4)-1)]$	
21	ACFG	$K_2(1+K_1)(1+K_4)/[K_2(1+K_1)+K_1K_4(1+K_2)]$	
22	ADEG	$K_2(1+K_1)/[K_1(1+K_2)]$	
23	ACEG	$K_2(1+K_1)(1+K_3)(1+K_4)/[(1+K_3)(K_2(1+K_1)+K_1K_4(1+K_2))+1+K_1]$	
24	AEFG	$K_2(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_1(1+K_4)+1)]$	

备注：K_1 是负号排的特性参数值。

由表 2 可知，除直接挡外，新型 21 挡行星变速器其余 21 个可用换挡元件组合，其速比计算式均有所区别。

2 新型 21 挡行星变速器的行星排特性参数

该新型 21 挡行星变速器，挡位数多，希望其速比范围相对要大一些。而这是由其最低、最高档的速比所决定的。新型 21 挡行星变速器其最低、最高档的速比分别取决于 K_4、K_2。因此希望其 K_4 取值要大一些，而 K_2 值要小一些。一般认为行星排其特性参数取值范围是 1.5～5，最佳取值范围是 2～3。

为此，给出了 6 组行星排特性参数值进行试算择优，参见表 3。

表 3　新型 21 挡变速器行星排特性参数值寻优计算表

第 1 组 K_1=2.2 K_2=1.7 K_3=1.61 K_4=4.3				第 2 组 K_1=2.2 K_2=1.7 K_3=1.63 K_4=4.3				第 3 组 K_1=2.2 K_2=1.7 K_3=1.63 K_4=4			
挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔	挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔	挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔
D1	ABCF	5.300	1.225	D1	ABCF	5.300	1.224	D1	ABCF	5.000	1.224
D2	ABCE	4.325	1.296	D2	ABCE	4.331	1.298	D2	ABCE	4.086	1.298
D3	ABEF	3.337	1.476	D3	ABEF	3.337	1.476	D3	ABEF	3.148	1.417
D4	BCEF	2.261	1.246	D4	BCEF	2.261	1.246	D4	BCEF	2.222	1.224
D5	BDEF	1.815	1.242	D5	BDEF	1.815	1.242	D5	BDEF	1.815	1.226

D6	BEFG	1.461	1.040
D7	BCDE	1.405	1.077
D8	BCDF	1.305	1.045
D9	BCEG	1.249	1.054
D10	BDEG	1.185	1.035
D11	BCFG	1.145	1.079
D12	BDFG	1.061	1.061
D13	DEFG	1.000	1.034
D14	ADFG	0.967	1.039
D15	ACFG	0.931	1.016
D16	ADEG	0.916	1.023
D17	ACEG	0.895	1.059
D18	ACDF	0.845	1.002
D19	AEFG	0.843	1.033
D20	ACDE	0.816	1.295
D21	ADEF	0.630	8.413
R	ABDF	-5.373	

D6	BEFG	1.461	1.042
D7	BCDE	1.402	1.076
D8	BCDF	1.303	1.044
D9	BCEG	1.248	1.053
D10	BDEG	1.185	1.035
D11	BCFG	1.145	1.078
D12	BDFG	1.062	1.062
D13	DEFG	1.000	1.034
D14	ADFG	0.967	1.039
D15	ACFG	0.931	1.016
D16	ADEG	0.916	1.023
D17	ACEG	0.895	1.058
D18	ACDF	0.846	1.004
D19	AEFG	0.843	1.032
D20	ACDE	0.817	1.297
D21	ADEF	0.630	8.413
R	ABDF	-5.439	

D6	BEFG	1.481	1.056
D7	BCDE	1.402	1.080
D8	BCDF	1.298	1.037
D9	BCEG	1.252	1.057
D10	BDEG	1.185	1.037
D11	BCFG	1.143	1.082
D12	BDFG	1.056	1.056
D13	DEFG	1.000	1.031
D14	ADFG	0.970	1.041
D15	ACFG	0.932	1.018
D16	ADEG	0.916	1.025
D17	ACEG	0.894	1.054
D18	ACDF	0.848	1.010
D19	AEFG	0.840	1.028
D20	ACDE	0.817	1.297
D21	ADEF	0.630	7.937
R	ABDF	-5.131	

第 4 组
K_1=2.2 K_2=1.8 K_3=1.7 K_4=4.3

挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔
D1	ABCF	5.300	1.206
D2	ABCE	4.396	1.290
D3	ABEF	3.407	1.507
D4	BCEF	2.261	1.266
D5	BDEF	1.786	1.268
D6	BEFG	1.409	1.025
D7	BCDE	1.375	1.071
D8	BCDF	1.284	1.064
D9	BCEG	1.207	1.056
D10	BDEG	1.143	1.027
D11	BCFG	1.113	1.082
D12	BDFG	1.029	1.029
D13	DEFG	1.000	1.015
D14	ADFG	0.985	1.040
D15	ACFG	0.947	1.013
D16	ADEG	0.935	1.024
D17	ACEG	0.913	1.060
D18	AEFG	0.861	1.005
D19	ACDF	0.857	1.034
D20	ACDE	0.829	1.289
D21	ADEF	0.643	8.244
R	ABDF	-5.792	

第 5 组
K_1=2.2 K_2=1.8 K_3=1.7 K_4=4

挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔
D1	ABCF	5.000	1.206
D2	ABCE	4.147	1.290
D3	ABEF	3.214	1.446
D4	BCEF	2.222	1.224
D5	BDEF	1.786	1.250
D6	BEFG	1.429	1.039
D7	BCDE	1.375	1.075
D8	BCDF	1.279	1.056
D9	BCEG	1.211	1.059
D10	BDEG	1.143	1.029
D11	BCFG	1.111	1.086
D12	BDFG	1.023	1.023
D13	CDEF	1.000	1.012
D14	ADFG	0.988	1.043
D15	ACFG	0.947	1.013
D16	ADEG	0.935	1.025
D17	ACEG	0.912	1.062
D18	ACDF	0.859	1.002
D19	AEFG	0.857	1.034
D20	ACDE	0.829	1.289
D21	ADEF	0.643	7.778
R	ABDF	-5.464	

第 6 组
K_1=2.2 K_2=1.8 K_3=1.61 K_4=4.3

挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔
D1	ABCF	5.300	1.213
D2	ABCE	4.370	1.283
D3	ABEF	3.407	1.507
D4	BCEF	2.261	1.266
D5	BDEF	1.786	1.268
D6	BEFG	1.409	1.017
D7	BCDE	1.386	1.073
D8	BCDF	1.292	1.068
D9	BCEG	1.210	1.059
D10	BDEG	1.143	1.027
D11	BCFG	1.113	1.088
D12	BDFG	1.023	1.023
D13	CDEF	1.000	1.012
D14	ADFG	0.988	1.043
D15	ACFG	0.947	1.013
D16	ADEG	0.935	1.025
D17	ACEG	0.912	1.059
D18	AEFG	0.861	1.011
D19	ACDF	0.852	1.034
D20	ACDE	0.824	1.281
D21	ADEF	0.643	8.244
R	ABDF	-5.486	

备注：K_1 是负号排的特性参数值。

由表 3 可知，对于新型 21 挡行星变速器：

（1）第 1 组、第 2 组，其所得到的速比范围最大（8.413）；但其 D18、D19 的速比间隔分别是 1.002、1.004，偏低；

（2）第 4 组，其所得到的速比范围较大（8.244）；但其 D18、D19 的速比间隔是 1.005，偏低；

（3）第 5 组，所得到的速比范围最小（7.778）；且其 D18、D19 的速比间隔仅仅是 1.002，太

低；

（4）把第 3 组、第 6 组的数据进行比较：从速比范围看，第 6 组是 8.244，第 3 组是 7.937，第 6 组要好些；从速比间隔的最小值看，第 6 组是 1.011，第 3 组是 1.010，二者相当。

综合考虑，取行星排特性参数值为：K_1=2.2、K_2=1.8、K_3=1.61、K_4=4.3。

需要注意的是，如果行星排特性参数选取不当，就会导致新型 21 挡行星变速器的挡位缺失。如：

$K_1=K_2$ 时，换挡元件 BCFG、ACFG、ADEG、BDEG 组合的 4 个挡位，因其传动比均是 1 而成为直接挡，导致挡位缺失。

$I_{BCFG}=(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4+K_2K_4)=(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1)(1+K_4)=1$

$I_{ACFG}=K_2(1+K_1)(1+K_4)/[K_2(1+K_1)+K_1K_4(1+K_2)]=K_1(1+K_1)(1+K_4)/[K_1(1+K_1)(1+K_4)]=1$

$I_{ADEG}=K_2(1+K_1)/[K_1(1+K_2)]=K_1(1+K_1)/[K_1(1+K_1)]=1$

$I_{BDEG}=(1+K_1)/(1+K_2)=(1+K_1)/(1+K_1)=1$

（2）当 K_1=2.2、$K_2=K_3$=1.8、K_4=4.3 时，换挡元件 ACDF 组合、AEFG 组合的挡位，其传动比均为 0.861 而合并为 1 个挡位，导致挡位缺失。

3 新型 21 挡行星变速器传动性能计算

新型 21 挡行星变速器速比、传动效率计算汇总，参见表 4。

表 4　新型 21 挡行星变速器速比、传动效率计算汇总表（K1=2.2 K2=1.8 K3=1.61 K4=4.3）

挡位	换挡元件组合	速比计算式	传动比	速比间隔	实际力传动比	传动效率
D1	ABCF	$1+K_4$	5.300	1.213	5.171	0.976
D2	ABCE	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_2(1+K_3)]$	4.370	1.283	4.226	0.967
D3	ABEF	$K_2(1+K_4)/(1+K_2)$	3.407	1.507	3.288	0.965
D4	BCEF	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4)$	2.261	1.266	2.218	0.981
D5	BDEF	$(1+K_1+K_2)/(1+K_2)$	1.786	1.268	1.747	0.978
D6	BEFG	$(1+K_1)(1+K_4)/[K_4(1+K_2)]$	1.409	1.017	1.345	0.955
D7	BCDE	$[1+K_1+K_2(1+K_3)]/[1+K_2(1+K_3)]$	1.386	1.073	1.360	0.981
D8	BCDF	$[(1+K_1)(1+K_4)+K_2(1+K_3)(1+K_4)]/[1+K_1+K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	1.292	1.068	1.271	0.984
D9	BCEG	$(1+K_1)(1+K_3)(1+K_4)/[K_3(1+K_1)+K_4(1+K_2)(1+K_3)]$	1.210	1.059	1.165	0.963
D10	BDEG	$(1+K_1)/(1+K_2)$	1.143	1.027	1.097	0.960
D11	BCFG	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4+K_2K_4)$	1.113	1.088	1.077	0.968
D12	BDFG	$K_3(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_3(1+K_4)+1)]$	1.023	1.023	0.977	0.955
D13	DEFG	1	1	1.012	1	1
D14	ADFG	$K_2K_3(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_1K_3(1+K_4)-1)]$	0.988	1.043	0.963	0.975
D15	ACFG	$K_2(1+K_1)(1+K_4)/[K_2(1+K_1)+K_1K_4(1+K_2)]$	0.947	1.013	0.945	0.999
D16	ADEG	$K_2(1+K_1)/[K_1(1+K_2)]$	0.935	1.025	0.916	0.980
D17	ACEG	$K_2(1+K_1)(1+K_3)(1+K_4)/[(1+K_3)(K_2(1+K_1)+K_1K_4(1+K_2))+1+K_1]$	0.912	1.059	0.895	0.981
D18	AEFG	$K_2(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_1(1+K_4)+1)]$	0.861	1.011	0.844	0.980
D19	ACDF	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	0.852	1.034	0.846	0.992
D20	ACDE	$K_2(1+K_3)/[1+K_2(1+K_3)]$	0.824	1.281	0.817	0.991
D21	ADEF	$K_2/(1+K_2)$	0.643	8.244	0.636	0.989
R	ABDF	$-K_2K_3(1+K_4)/(1+K_2)$	-5.486		5.135	0.936

备注：K_1=2.2 是负号排的特性参数值。

表 4 的计算结果表明，新型 21 挡行星变速器，其速比范围较大，具有挡位数多、速比间隔绵密、传动效率高、可跳跃式进行挡位切换等诸多特点。

4 新型 21 挡行星变速器的等效杠杆转速线图

等效杠杆布局。根据 1.1 的分析结果，布局了 3 组等效杠杆。

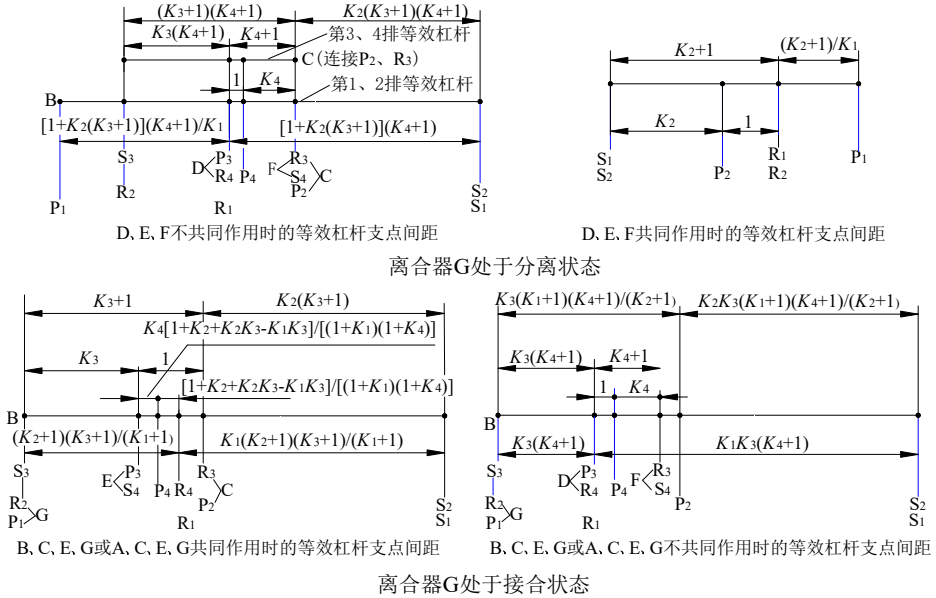
第 1 组布局了离合器 G 处于分离状态时的 3 只等效杠杆：第 3、4 排借助于离合器 D、F，将其布局为 4 支点等效杠杆；第 1、2 排， D、E、F 共同作用时将其布局为 4 支点等效杠杆， D、E、F 不共同作用时将其布局为 5 支点等效杠杆。

第 2 组是离合器 G 处于接合状态且 B、C、E、G 或 A、C、E、G 共同作用时，布局了 2 只等效杠杆：第 3、4 排借助于离合器 E 将其布局为 5 支点等效杠杆；第 1、2 排借助于离合器 G，将其布局为 4 支点等效杠杆。

第 3 组是离合器 G 处于接合状态且 B、C、G、E 或 A、C、E、G 不共同作用时，布局了 2 只等效杠杆：第 3、4 排借助于离合器 D、F，将其布局为 4 支点等效杠杆；第 1、2 排借助于离合器 G，将其布局为 4 支点等效杠杆。

等效杠杆支点间距（K_1 是负号排的特性参数值）。参见图 2。

第 1 组：按 D8（BCDF 组合）挡位的等效杠杆图，确定 D、E、F 不共同作用时第 1、2、3、4 排等效杠杆支点间距；当 D、E、F 共同作用时，第 3、4 排闭锁，第 1、2 排转化并联排（S_1/S_2、R_1/R_2），据此只需确定其第 1、2 排的等效杠杆支点间距即可。



D、E、F不共同作用时的等效杠杆支点间距　　D、E、F共同作用时的等效杠杆支点间距

离合器G处于分离状态

B、C、E、G或A、C、E、G共同作用时的等效杠杆支点间距　　B、C、E、G或A、C、E、G不共同作用时的等效杠杆支点间距

离合器G处于接合状态

图 2　新型 21 挡行星变速器等效杠杆支点间距示意图

第 2 组：按 D9（BCEG 组合）挡位的等效杠杆图，确定 G 处于接合状态且 B、C、E、G 共同作用时，第 1、2、3、4 排等效杠杆支点间距。

第 3 组：按 D12（BDFG 组合）挡位的等效杠杆图，确定 G 处于接合状态且 B、C、E、G 不共同作用时，第 1、2、3、4 排的等效杠杆支点间距。

新型 21 挡行星变速器的等效杠杆转速线图如图 3 所示。

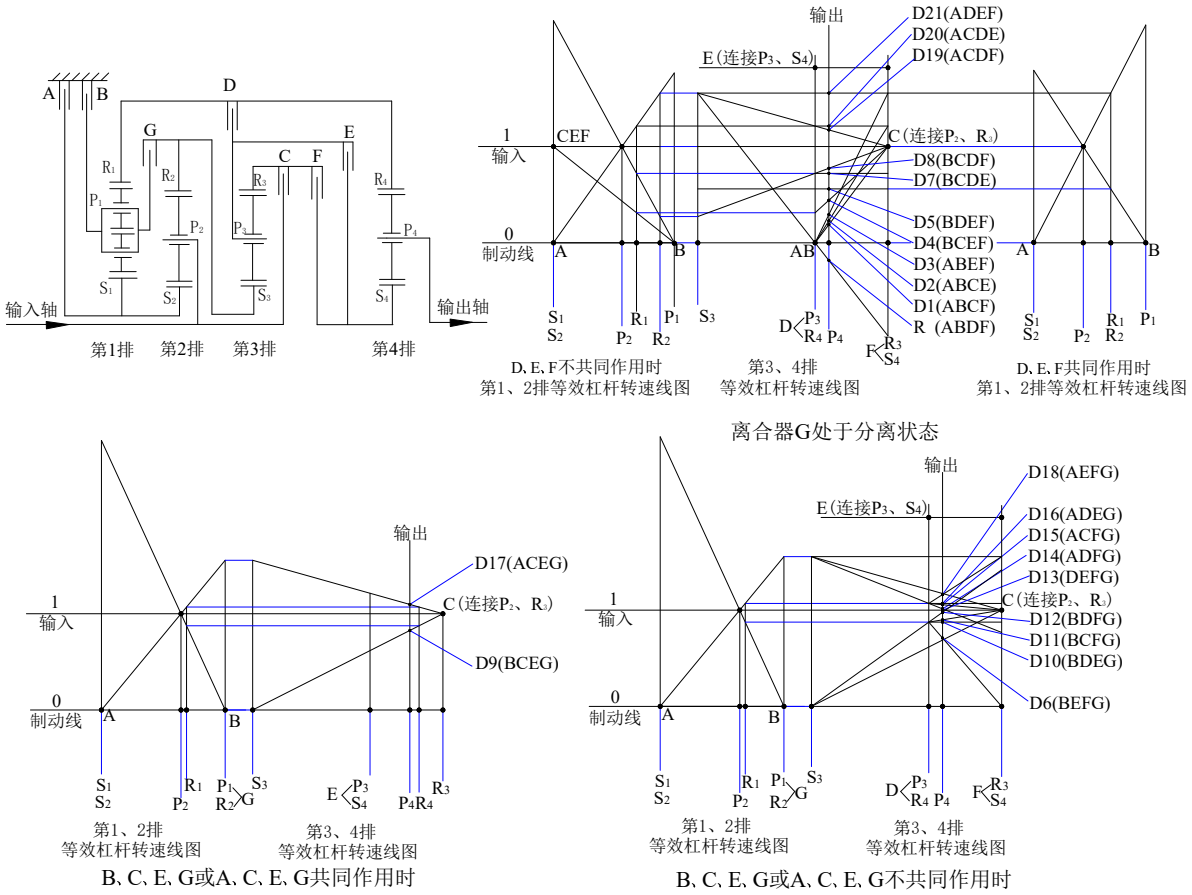


图 3　新型 21 挡行星变速器的等效杠杆转速线图

该新型 21 挡行星变速器有无运动学等效方案，有待探究。但可以肯定的是，该新型 21 挡行星变速器不存在单制动器型、无制动器型的运动学等效方案。

5 结论

（1）提出了某新型 21 挡行星变速器的传动方案，在对其换挡元件的作用机制及其传动路线进行分析研究的基础上，利用杠杆法建立了速比计算式；

（2）通过给出 6 组特性参数值进行了试算择优，确定了较为合理的行星排特性参数值；

（3）对该新型 21 挡行星变速器进行了传动性能计算，结果表明：该新型 21 挡行星变速器，其速比范围较大，具有挡位数多、速比间隔绵密、传动效率高、可跳跃式进行挡位切换等诸多特点；

（4）为便于直观理解，建立了能够展现该变速器所有挡位和挡位顺序、表征换挡元件作用效应、准确性与完整性兼备的等效杠杆转速线图。

参考文献：

[1] 黄宗益.行星变速器杠杆设计法[J].传动技术,2016,30(2):3-10,16.

[2] 黄宗益.行星变速器杠杆分析法[J].传动技术,2015,29(1):3-7,24.

[3] 詹长书,田富伟.基于杠杆法计算 ZF8HP8 速自动变速器速比[J].机械传动,2020,44(5):166-170.

[4] 侯国强,尤福明,于文涛.基于拓展的杠杆法的 ZF-9HP 自动变速器换挡过程分析[J].机械研究与应用,2013,6:46-49,52.

[5] ZF 腓德烈斯哈芬公司.多级变速器[P],中国,CN100538113（200580046743.1）,2005. 06.29.

[6] ZF 腓德烈斯哈芬公司.多级变速器[P],中国,CN101218452（200680024801.5）,2006. 07.04.

[7] 腓特烈斯港齿轮工厂股份公司.自动变速器[P],中国,CN 103256356 B（201310175687.8）,2016. 03.23.

[8] 腓特烈斯港齿轮工厂股份公司. 多级自动变速器[P],中国,CN 105715751（201510946813.4）,2015. 12.17.
[9] 广州汽车集团股份有限公司. 自动变速器及车辆[P],中国, 106678297（201710061864.8），2017.05.17.
[10] 高永占 李成林 史培芳等. 基于杠杆法分析 ZF8 行星变速器的新思路[C].2023 年越野车技术分会学术年会论文集.
[11] 高永占 李成林 史培芳等. 基于杠杆法的 ZF8 运动学准等效方案的研究[C].2023 越野车技术分会学术年会论文集.
[12] 高永占 李成林 史培芳等. 某 11 挡行星变速器的创新设计[C].2023 越野车技术分会学术年会论文集.
[13] 冯茂林.多级行星齿轮变速器速比换挡和效率计算[J].矿山机械，1990.1:28-32.

某新型 18 挡行星变速器的研究探讨

王浩，杨帆，李成林，高永占，梁亮

内蒙古第一机械集团股份有限公司科研所

摘　要：提出了某新型 18 挡行星变速器的传动方案，对其换挡元件的作用机制及其传动路线进行了分析论证，利用杠杆法建立了速比计算式；给出了 4 组特性参数值进行试算择优，确定了比较合理的行星排特性参数值；进行了传动性能计算，结果表明该新型 18 挡行星变速器，其速比范围较大，具有挡位数多、速比间隔绵密、传动效率高、可跳跃式进行挡位切换等诸多特点；为便于直观理解，建立了能够展现其所有挡位和挡位顺序、表征换挡元件作用效应、准确性与完整性兼备的等效杠杆转速线图；在此基础上，对其进行了运动学等效方案的研究，得其无制动器型、单制动器型的运动学等效方案。

关键词：18 挡；行星变速器；杠杆法；等效杠杆转速线图；正号排

行星变速器在汽车、工程机械等的传动系统上得到了广泛应用，近年来随着汽车的高速化，发动机功率和转速的提高，对汽车动力性、经济性和换挡性能等要求不断提高，档位数在增加；速比范围不断扩大；速比间隔逐渐变小[1]。此前，作者对期刊文献[1]、[2]、[3]、[4]和以[5]、[6]、[7]、[8]、[9]为代表的相关专利文献进行了深入研究，并针对 ZF8 行星变速器开展了一系列的研究，依据行星排运动规律，提出了杠杆法分析 ZF8 行星变速器的新思路[10]，建立了能准确描述挡位顺序、完整表述其所有挡位、清晰简洁地表述其换挡元件作用效应的等效杠杆转速线图；基于新思路，开展了 ZF8 行星变速器的运动学等效/运动学准等效方案的研究[11]，以及挡位扩展方案的研究，自主创新设计了某 11 挡行星变速器[12]。本文基于自创的某新型 11 挡行星变速器，提出了某新型 18 挡行星变速器的传动方案，对其换挡元件的作用机制及其传动路线进行了分析研究，利用杠杆法建立了速比计算式，给出了 4 组特性参数值进行试算择优，确定了比较合理的行星排特性参数值；进行了传动性能计算；为便于直观理解，建立了能够展现所有挡位和挡位顺序、表征换挡元件作用效应、准确性与完整性兼备的等效杠杆转速线图；在此基础上，对其进行了运动学等效方案的研究，得其无制动器型、单制动器型的运动学等效方案。

1 某新型 18 挡行星变速器的传动方案及其分析论证

某新型 18 挡行星变速器，其传动简图如图 1 所示。该型变速器，有 4 个行星排，其第 1 排采用正号排，第 2、3、4 排采用负号排；其第 2 排因其 P_2 连接输入轴而成为输入排，其第 4 排因其 P_4 连接输出轴而成为输出排；P_1 是常固定件，S_1 与 S_2、R_2 与 S_3 均采用固定连接；有 7 个换挡元件，其中，制动器 A 用于制动 S_1/S_2，离合器 B 用于连接 R_1、R_4，离合器 C 用于连接输入轴（P_2）与 R_3，离合器 D 用于连接 P_3、R_4，离合器 E 用于连接 P_3、S_4，离合器 F 用于连接 R_3、S_4，离合器 G 用于连接 P_1、R_2/S_3。

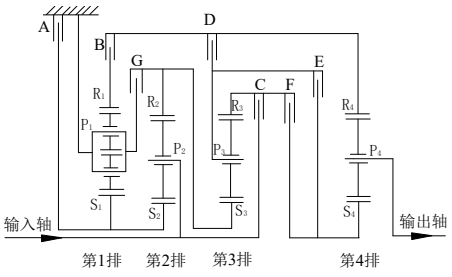


图 1　新型 18 挡行星变速器传动简图

1.1 新型 18 挡行星变速器的换挡元件作用机制及其传动路线的分析

对该型变速器其换挡元件的作用机制、及其组合作用效应进行分析，有如下主要结论：

（1）接合制动器 A，第 1 排闭锁整体被制动，随之 S_2 固定；接合离合器 G，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2）；若 A、G 共同作用时，因输入排——第 2 排的 S_2、R_2 被制动，致使第 2 排乃至于整个变速器不能正常工作，为此应禁用换挡元件 ABCG、ABDG、ABEG、ABFG、ACDG、ACEG、ACFG、ADEG、ADFG、AEFG 等 10 个组合。

（2）同时接合 A、B，第 1 排整体被制动的同时，S_2、R_4 固定；

同时接合离合器 D、F，第 3、4 排转化为并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；同时接合离合器 E、F，第 3 排闭锁； 同时接合离合器 D、E，第 4 排闭锁；同时接合 D、E、F，第 3、4 排闭锁；则为确保输出排——第 4 排不被制动，应禁用换挡元件 ABDE 组合。

（3）C、E、F 共同作用时，第 2、3 排闭锁并且按输入转速转动，S_1 转化为输入件；此时若再接合 A，则 S_1/S_2 被制动，致使其第 1、2 排乃至于整个变速器不能正常工作，为此应禁用换挡元件 ACEF 组合。

（4）禁用换挡元件 ABCD、BCDG 组合。A、B、C、D 共同作用时，第 3 排其 P_3 被固定，同时输入轴通过 C/R_3、第 2 排的输出通过 R_2/S_3 驱动第 3 排；B、C、D、G 共同作用时，$P_1/R_2/S_3$ 被固定，同时输入轴通过 C/R_3、第 1 排的输出通过 $R_1/B/D/P_3$ 驱动第 3 排；均致使第 3 排乃至于整个变速器不能正常工作。

（5）禁用换挡元件 CEFG、DEFG 组合。同时接合 C、E、F、G，第 1、2、3 排闭锁按输入转速转动，同时 $P_1/R_2/S_3$ 被固定，致使第 1、2、3 排乃至于整个变速器不能正常工作；同时接合 D、E、F、G，$P_1/R_2/S_3$ 被固定，第 3、4 排整体被制动而无输出。

（6）当 B、D、E、F 同时处于接合状态时，第 3、4 排闭锁的同时，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、R_1/R_2）。

该型变速器每一挡位均需接合 7 个换挡元件中的 4 个，按照排列组合原理，其最大的理论挡位数是 $C_7^4 = 35$，即换挡元件有 35 个组合。因其 16 个换挡元件组合被禁用，故其可用的换挡元件组合有 19 个，有望得到 19 个挡位。

进一步的研究表明，该型行星变速器是有 18 个前进挡 1 个倒挡的新型 18 挡行星变速器。其换挡元件的组合情况及其传动路线分析，参见表 1。

表 1　新型 18 挡行星变速器换挡元件组合情况及其传动路线分析

序号	换挡元件组合	传动路线简要分析说明	备注
1	ABCF	动力经第 4 排传动。第 1 排整体被制动， R_4 固定；第 2、3 排空转，动力经 $C/F/S_4$ 直接传动第 4 排	
2	ABCE	动力经第 2、3、4 排传动。第 1 排整体被制动，随之 S_2、R_4 固定；动力由第 2、3 排输入，传动第 2 排后经 C/R_3、R_2/S_3 汇流传动第 3 排，再经 $P_3/E/S_4$ 传动第 4 排	
3	ABEF	动力经第 2、4 排传动。第 1 排整体被制动，随之 S_2、R_4 固定，第 3 排闭锁；动力由第 2 排输入，传动第 2 排后经 $R_2/E/F/S_4$ 传动第 4 排	
4	BCEF	动力经第 1、4 排传动。第 2、3 排闭锁按输入转速空转，S_1 转化为输入件，P_1 固定；动力由第 1、4 排输入，传动第 1 排后经 $C/F/S_4$、R_1/R_4 汇流传动第 4 排	
5	BDEF	动力经第 1、2 排传动。第 3、4 排闭锁；P_1 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、R_1/R_2）；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后变速器输出 R_1/R_2 的转速	
6	CDEG	动力经第 3 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，第 1、2 排空转，第 4 排闭锁；动力由 C/R_3 输入，传动第 3 排后变速器输出 P_3 的转速	
7	CDFG	动力经第 3、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，第 1、2 排空转，第 3、4 排转化为单自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由 $C/R_3/F/S_4$ 输入，直接传动第 3、4 排	
8	BEFG	动力经第 1、2、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排闭锁整体被制动，S_4 被固定；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后，经 R_1/R_4 传动第 4 排	
9	BCDE	动力经第 1、2、3 排传动。P_1 固定，第 4 排闭锁；动力由第 2、3 排输入，传动第 1、2、3 排后经 $R_1/P_3/E/D/P_4$ 输出	
10	BCDF	P_1 固定，第 3、4 排转化为 2 自由度的并联排（R_3/S_4、P_3/R_4）；动力由第 2、3、4 排输入，经第 1、2、3、4 排传动。备注：整个变速器等效为具有 1 个制动点（P_1）1 个输入点（$P_2/R_3/S_4$）的 6 支点杠杆	
11	BCEG	动力经第 1、2、3、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），	

		第 3 排转化为单自由度的行星排；动力由第 2、3 排输入，传动第 1、2、3 排后，经 R_1/R_4、$P_3/E/S_4$ 汇流传动第 4 排	
12	BDEG	动力经第 1、2 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排空转，第 4 排闭锁；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后变速器输出的 R_1 转速	
13	BCFG	动力经第 1、2、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3 排空转；动力由第 2、4 排输入，传动第 1、2 排后，经 $C/F/S_4$、R_1/R_4 汇流传动第 4 排	
14	BDFG	动力经第 1、2、3、4 排传动。$P_1/R_2/S_3$ 固定，第 1、2 排转化为单自由度的并联排（S_1/S_2、P_1/R_2），第 3、4 排转化为单自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由第 2 排输入，传动第 1、2 排后，经 $R_1/R_4/D/P_3$ 传动第 3、4 排	
15	CDEF	第 1 排空转，第 2、3、4 排闭锁输出直接挡	直接挡
16	ACDF	动力经第 2、3、4 排传动。第 1 排被制动，S_1/S_2 固定，第 3、4 排转化为 2 自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由第 2、3、4 排输入，传动第 2 排后，经 $C/R_3/F/S_4$、R_2/S_3 汇流传动第 3、4 排	
17	ACDE	动力经第 2、3 排传动。第 1 排被制动，S_1/S_2 固定，第 4 排闭锁；动力由第 2、3 排输入，传动第 2 排，再经 C/R_3、R_2/S_3 汇流传动第 3 排后，变速器输出 P_3 的转速	
18	ADEF	动力经第 2 排传动。第 1 排被制动，S_1/S_2 固定，第 3、4 排闭锁；动力由第 2 排输入，传动第 2 排后变速器输出 R_2 的转速	
19	ABDF	动力经第 2、3、4 排传动。第 1 排被制动，随之 S_2、P_3/R_4 固定，第 3、4 排转化为单自由度的并联排（P_3/R_4、R_3/S_4）；动力由第 2 排输入，传动第 2 排后经 R_2/S_3 传动第 3、4 排	
20	ABCG	输入排——第 2 排的 S_2、R_2 被制动，致使第 2 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
21	ABDG		
22	ABEG		
23	ABFG		
24	ACDG		
25	ACEG		
26	ACFG		
27	ADEG		
28	ADFG		
29	AEFG		
30	ABDE	输出排——第 4 排整体被制动而无输出	禁用
30	ACEF	同时接合 A、C、E、F，S_1/S_2 被制动；而第 2、3 排闭锁按输入转速转动，S_1 转化为输入件；致使第 1、2 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
31	ABCD	第 3 排其 P_3 被固定，而输入轴通过 C/R_3、第 2 排的输出通过 R_2/S_3 驱动第 3 排，致使第 3 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
33	BCDG	$P_1/R_2/S_3$ 被固定，而输入轴通过 C/R_3、第 1 排的输出通过 $R_1/D/P_3$ 驱动第 3 排，致使第 3 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
34	CEFG	第 1、2、3 排闭锁按输入转速转动，同时 $P_1/R_2/S_3$ 被固定，致使其第 1、2、3 排乃至于整个变速器不能正常工作	禁用
35	DEFG	$P_1/R_2/S_3$ 被固定，第 3、4 排闭锁整体被制动而无输出	禁用

由表 1 可知，该型变速器的 19 个可用换挡元件组合，其传动路线均有所区别。

1.2 新型 18 挡行星变速器的速比计算式

按照杠杆法计算行星变速器传动比的方法，经推导所得到的该新型 18 挡行星变速器的 19 个可用换挡元件组合的速比计算式，参见表 2。

表 2　新型 18 挡行星变速器传动比计算式（K1 是负号排的特性参数值）

序号	换挡元件组合	速比计算式	备注
1	ABCF	$1+K_4$	增设离合器 G 之前
2	ABCE	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_2(1+K_3)]$	
3	ABEF	$K_2(1+K_4)/(1+K_2)$	
4	BCEF	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4)$	
5	BDEF	$(1+K_1+K_2)/(1+K_2)$	
6	BCDE	$[1+K_1+K_2(1+K_3)]/[1+K_2(1+K_3)]$	

7	BCDF	$[(1+K_1)(1+K_4)+K_2(1+K_3)(1+K_4)]/[1+K_1+K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	
8	CDEF	1	
9	ACDF	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	
10	ACDE	$K_2(1+K_3)/[1+K_2(1+K_3)]$	
11	ADEF	$K_2/(1+K_2)$	
12	ABDF	$-K_2K_3(1+K_4)/(1+K_2)$	
13	CDEG	$(1+K_3)/K_3$	增设离合器 G 之后
14	CDFG	$(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_3(1+K_4)]$	
15	BEFG	$(1+K_1)(1+K_4)/[K_4(1+K_2)]$	
16	BCEG	$(1+K_1)(1+K_3)(1+K_4)/[K_3(1+K_1)+K_4(1+K_2)(1+K_3)]$	
17	BDEG	$(1+K_1)/(1+K_2)$	
18	BCFG	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4+K_2K_4)$	
19	BDFG	$K_3(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_3(1+K_4)+1)]$	

由表 2 可知，除直接挡外，新型 18 挡行星变速器其余 18 个可用换挡元件组合的速比计算式均有所区别。

2 新型 18 挡行星变速器的行星排特性参数

沿袭新型 11 挡行星变速器[12]的行星排特性参数值：K_1=2（负号排的特性参数）、K_2=1.7、K_3=1.61、K_4=4.3，所得到的挡位顺序、传动比、速比间隔等数据，参见表 3。

表 3　新型 18 挡变速器传动比（K1=2、K2=1.7、K3=1.61、K4=4.3）

挡位	换挡元件组合	速比计算式	传动比	速比间隔
D1	ABCF	$1+K_4$	5.300	1.225
D2	ABCE	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_2(1+K_3)]$	4.325	1.296
D3	ABEF	$K_2(1+K_4)/(1+K_2)$	3.337	1.532
D4	BCEF	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4)$	2.178	1.251
D5	BDEF	$(1+K_1+K_2)/(1+K_2)$	1.741	1.074
D6	CDEG	$(1+K_3)/K_3$	1.621	1.117
D7	CDFG	$(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_3(1+K_4)]$	1.451	1.059
D8	BEFG	$(1+K_1)(1+K_4)/[K_4(1+K_2)]$	1.370	1.001
D9	BCDE	$[1+K_1+K_2(1+K_3)]/[1+K_2(1+K_3)]$	1.368	1.070
D10	BCDF	$[(1+K_1)(1+K_4)+K_2(1+K_3)(1+K_4)]/[1+K_1+K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	1.279	1.083
D11	BCEG	$(1+K_1)(1+K_3)(1+K_4)/[K_3(1+K_1)+K_4(1+K_2)(1+K_3)]$	1.181	1.063
D12	BDEG	$(1+K_1)/(1+K_2)$	1.111	1.021
D13	BCFG	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4+ K_2K_4)$	1.088	1.088
D14	CDEF	1	1.000	1.005
D15	BDFG	$K_3(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_3(1+K_4)+1)]$	0.995	1.178
D16	ACDF	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	0.845	1.036
D17	ACDE	$K_2(1+K_3)/[1+K_2(1+K_3)]$	0.816	1.295
D18	ADEF	$K_2/(1+K_2)$	0.630	8.413
R	ABDF	$-K_2K_3(1+K_4)/(1+K_2)$	-5.373	

备注：K_1=2 是负号排的特性参数值。

由表 3 可知，一是其 D8、D9 挡位的速比非常接近，其速比间隔仅仅是 1.001；二是 BDFG 组合的挡位是超速档。因此对新型 18 挡行星变速器，依然沿用新型 11 挡行星变速器的行星排特性参数值，的确不妥。为寻求合理的行星排特性参数值，另给出 3 组行星排特性参数值，旨在试算择优，参见表 4。

表 4　新型 18 挡变速器行星排特性参数寻优计算表（K1 是负号排的特性参数值）

第 1 组 K_1=2 K_2=1.7 K_3=1.63 K_4=4.3				第 2 组 K_1=2.2 K_2=1.7 K_3=1.63 K_4=4.3				第 3 组 K_1=2.2 K_2=1.8 K_3=1.61 K_4=4.3			
挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔	挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔	挡位	换挡元件组合	传动比	速比间隔
D1	ABCF	5.300	1.224	D1	ABCF	5.300	1.224	D1	ABCF	5.300	1.213
D2	ABCE	4.331	1.298	D2	ABCE	4.331	1.298	D2	ABCE	4.370	1.283
D3	ABEF	3.337	1.532	D3	ABEF	3.337	1.476	D3	ABEF	3.407	1.507
D4	BCEF	2.178	1.251	D4	BCEF	2.261	1.246	D4	BCEF	2.261	1.266
D5	BDEF	1.741	1.079	D5	BDEF	1.815	1.125	D5	BDEF	1.786	1.102
D6	CDEG	1.613	1.115	D6	CDEG	1.613	1.104	D6	CDEG	1.621	1.117
D7	CDFG	1.446	1.055	D7	BEFG	1.461	1.010	D7	CDFG	1.451	1.030
D8	BEFG	1.370	1.003	D8	CDFG	1.446	1.031	D8	BEFG	1.409	1.017
D9	BCDE	1.366	1.070	D9	BCDE	1.402	1.076	D9	BCDE	1.386	1.073
D10	BCDF	1.277	1.082	D10	BCDF	1.303	1.044	D10	BCDF	1.292	1.068
D11	BCEG	1.180	1.062	D11	BCEG	1.248	1.053	D11	BCEG	1.210	1.059
D12	BDEG	1.111	1.021	D12	BDEG	1.185	1.035	D12	BDEG	1.143	1.027
D13	BCFG	1.088	1.088	D13	BCFG	1.145	1.078	D13	BCFG	1.113	1.088
D14	CDEF	1.000	1.004	D14	BDFG	1.062	1.062	D14	BDFG	1.023	1.023
D15	BDFG	0.996	1.177	D15	CDEF	1.000	1.182	D15	CDEF	1.000	1.172
D16	ACDF	0.846	1.035	D16	ACDF	0.846	1.035	D16	ACDF	0.853	1.035
D17	ACDE	0.817	1.297	D17	ACDE	0.817	1.297	D17	ACDE	0.824	1.281
D18	ADEF	0.630	8.413	D18	ADEF	0.630	8.413	D18	ADEF	0.643	8.243
R	ABDF	-5.439		R	ABDF	-5.439		R	ABDF	-5.486	

由表 4 可知：

（1）第 1 组的数据表明：当 K_1=2、K_2=1.7、K_3=1.63、K_4=4.3 时，新型 18 挡行星变速器其速比范围是 8.413，但其 D14、D15 挡位的速比很接近，速比间隔是 1.004，偏低；而 BDFG 组合的挡位依然是超速档，不妥；

（2）第 2 组的数据表明：当 K_1=2.2、K_2=1.7、K_3=1.63、K_4=4.3 时，新型 18 挡行星变速器其速比范围依然是 8.413，其速比间隔的最小值是其 D7、D8 挡位的 1.010，有所改善；BDFG 组合的挡位成为低速挡，回归本位。

（3）第 3 组的数据表明：当 K_1=2.2、K_2=1.8、K_3=1.61、K_4=4.3 时，新型 18 挡行星变速器其速比范围是 8.243，其速比间隔的最小值是其 D8、D9 挡位的 1.017，得到进一步改善；BDFG 组合的挡位成为低速挡，回归本位。

综合考虑，选取 K_1=2.2、K_2=1.8、K_3=1.61、K_4=4.3。

3 新型 18 挡行星变速器传动性能计算

新型 18 挡行星变速器速比、传动效率计算汇总，参见表 5。

表 5 新型 18 挡行星变速器速比、传动效率计算汇总表（K1=2.2 K2=1.8 K3=1.61 K4=4.3）

挡位	换挡元件组合	速比计算式	传动比	速比间隔	实际力传动比	传动效率
D1	ABCF	$1+K_4$	5.300	1.213	5.171	0.976
D2	ABCE	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_2(1+K_3)]$	4.370	1.283	4.226	0.967
D3	ABEF	$K_2(1+K_4)/(1+K_2)$	3.407	1.507	3.288	0.965
D4	BCEF	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4)$	2.261	1.266	2.218	0.981
D5	BDEF	$(1+K_1+K_2)/(1+K_2)$	1.786	1.102	1.747	0.978
D6	CDEG	$(1+K_3)/K_3$	1.621	1.117	1.602	0.988
D7	CDFG	$(1+K_3)(1+K_4)/[1+K_3(1+K_4)]$	1.451	1.030	1.435	0.989
D8	BEFG	$(1+K_1)(1+K_4)/[K_4(1+K_2)]$	1.409	1.017	1.345	0.955
D9	BCDE	$[1+K_1+K_2(1+K_3)]/[1+K_2(1+K_3)]$	1.386	1.073	1.360	0.981
D10	BCDF	$[(1+K_1)(1+K_4)+K_2(1+K_3)(1+K_4)]/[1+K_1+K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	1.292	1.068	1.271	0.984
D11	BCEG	$(1+K_1)(1+K_3)(1+K_4)/[K_3(1+K_1)+K_4(1+K_2)(1+K_3)]$	1.210	1.059	1.165	0.963
D12	BDEG	$(1+K_1)/(1+K_2)$	1.143	1.027	1.097	0.960
D13	BCFG	$(1+K_1)(1+K_4)/(1+K_1+K_4+ K_2K_4)$	1.113	1.088	1.077	0.968
D14	BDFG	$K_3(1+K_1)(1+K_4)/[(1+K_2)(K_3(1+K_4)+1)]$	1.023	1.023	0.977	0.955
D15	CDEF	1	1.000	1.172	1.000	1.000
D16	ACDF	$K_2(1+K_3)(1+K_4)/[K_4+K_2(1+K_3)(1+K_4)]$	0.853	1.035	0.846	0.992
D17	ACDE	$K_2(1+K_3)/[1+K_2(1+K_3)]$	0.824	1.281	0.817	0.992
D18	ADEF	$K_2/(1+K_2)$	0.643	总 8.243	0.636	0.989
R	ABDF	$-K_2K_3(1+K_4)/(1+K_2)$	-5.486		5.135	0.963

备注：K_1=2.2 是负号排的特性参数值。

表 5 的计算结果表明，新型 18 挡行星变速器，其速比范围较大，具有挡位数多、速比间隔绵密、传动效率高、可跳跃式进行挡位切换等诸多特点。

4 新型 18 挡行星变速器的等效杠杆转速线图

等效杠杆布局。根据 1.1 节的分析结果，布局了 3 组等效杠杆。

第 1 组布局了离合器 G 处于分离状态时的 3 只等效杠杆：第 3、4 排借助于离合器 D、F，将其布局为 4 支点等效杠杆；第 1、2 排，当 B、D、E、F 共同作用时将其布局为 4 支点等效杠杆，当 B、D、E、F 不共同作用时将其布局为 5 支点等效杠杆。

第 2 组是离合器 G 处于接合状态且 B、C、E、G 共同作用时，布局了 2 只等效杠杆：第 3、4 排借助于离合器 E 将其布局为 5 支点等效杠杆；第 1、2 排借助于离合器 G，将其布局为 4 支点等效杠杆。

第 3 组是离合器 G 处于接合状态且 B、C、G、E 不共同作用时，布局了 2 只等效杠杆：第 3、4 排借助于离合器 D、F，将其布局为 4 支点等效杠杆；第 1、2 排借助于离合器 G，将其布局为 4 支点等效杠杆。

等效杠杆支点间距（K_1 是负号排的特性参数值）。参见图 2。

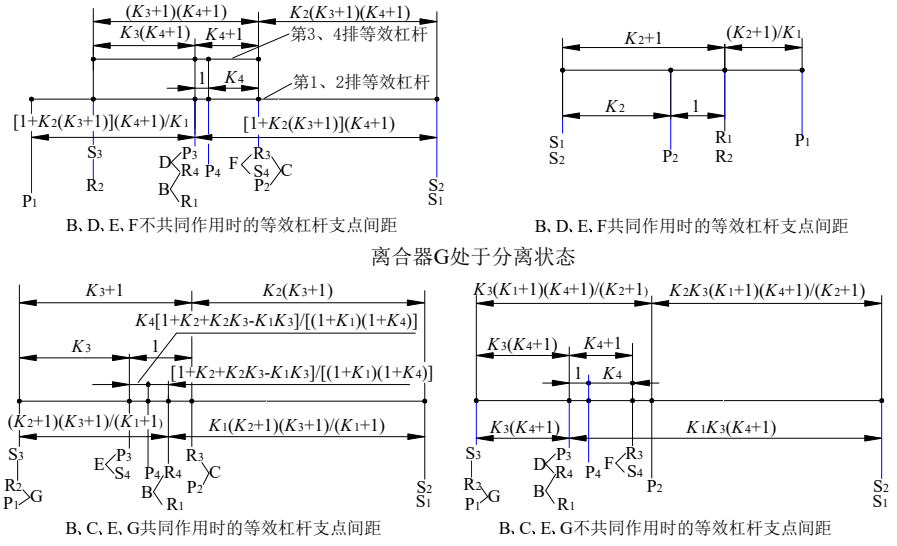


图 2　新型 18 挡行星变速器等效杠杆支点间距示意图

第 1 组：按 D10（BCDF 组合）挡位的等效杠杆图，确定 B、D、E、F 不共同作用时第 1、2、3、4 排等效杠杆支点间距；当 B、D、E、F 共同作用时，第 3、4 排闭锁，第 1、2 排转化并联排（S_1/S_2、R_1/R_2），据此只需确定其第 1、2 排的等效杠杆支点间距即可。

第 2 组：按 D11（BCEG 组合）挡位的等效杠杆图，确定 G 处于接合状态且 B、C、E、G 共同作用时，第 1、2、3、4 排等效杠杆支点间距。

第 3 组：按 D14（BDFG 组合）挡位的等效杠杆图，确定 G 处于接合状态且 B、C、E、G 不共同作用时，第 1、2、3、4 排的等效杠杆支点间距。

等效杠杆转速线图。新型 18 挡行星变速器的等效杠杆转速线图如图 3 所示。

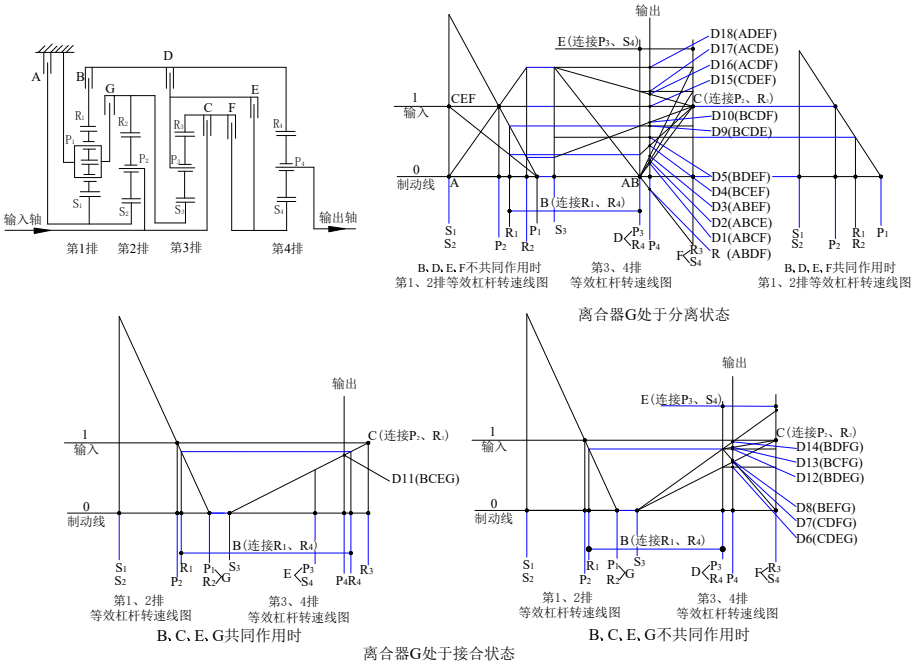


图 3　新型 18 挡行星变速器的等效杠杆转速线图

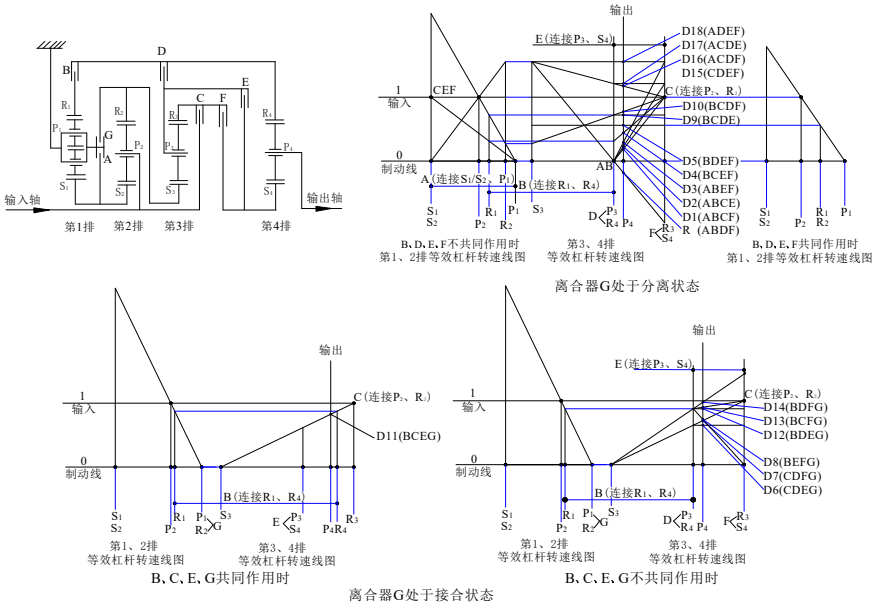
5　新型 18 挡行星变速器的运动学等效方案

研究表明：该新型 18 挡行星变速器有 2 个运动学等效方案。其一是通过变更制动器 A 为离合

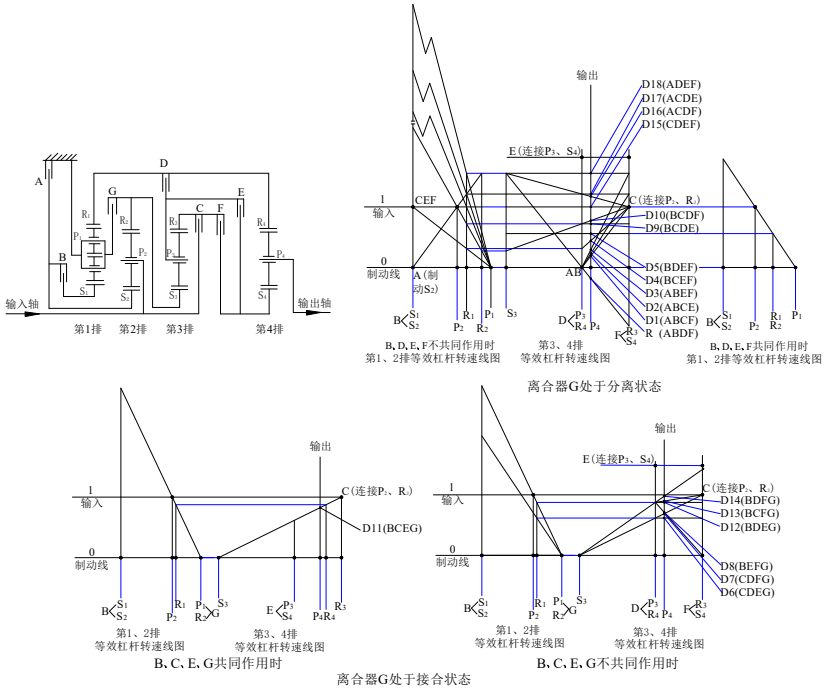
器用于连接 P_1、S_1/S_2，离合器 B 仍连接 R_1、R_4，由此得其无制动器型运动学等效方案；其二是通过把离合器 B 连接 R_1、R_4 变更为连接 S_1、S_2，随之制动器 A 制动 S_2，R_1、R_4 之间采用固定连接，由此得其单制动器型的运动学等效方案。如图 4a、图 4b 所示。

由图 4b 可知，该新型 18 挡行星变速器的单制动器型运动学等效方案，其 CDEF、ACDF、ACDE、ADEF 组合的 D15、D16、D17、D18 等 4 个挡位，S_1 的转速较高，并且按上述的挡位顺序依次升高。这是因为对应于上述 4 个挡位，第 1 排空转而不是被制动状态，因 P_1 固定， R_4 通过 R_1 驱使 S_1 同向增速转动，并且 S_1 的转速随 R_4/R_1 转速的升高而升高所致。

若把该型变速器的离合器 B 变更为制动器用于制动 P_1，随之 R_1、R_4 之间采用固定连接，由此所得到的将是一新型 21 挡行星变速器。拟另文探讨。



(a)新型 18 挡行星变速器的运动学等效方案——无制动器型



(b)新型 18 挡行星变速器的运动学等效方案——单制动器型

图 4　新型 18 挡行星变速器的运动学等效方案

6 结论

提出了某新型 18 挡行星变速器的传动方案，在对其换挡元件的作用机制及其传动路线进行分析研究的基础上，利用杠杆法建立了速比计算式；通过给出 4 组特性参数值进行了试算择优，确定了较为合理的行星排特性参数值；对该新型 18 挡行星变速器进行了传动性能计算，结果表明：该新型 18 挡行星变速器，其速比范围较大，具有挡位数多、速比间隔绵密、传动效率高、可跳跃式进行挡位切换等诸多特点；建立了能够展现该变速器所有挡位和挡位顺序、表征换挡元件作用效应、准确性与完整性兼备的等效杠杆转速线图，使其更加形象、直观；进而对其进行运动学等效方案的研究，得其无制动器型、单制动器型的运动学等效方案。

参考文献：

[1] 黄宗益.行星变速器杠杆设计法[J].传动技术,2016,30(2):3-10,16.

[2] 黄宗益.行星变速器杠杆分析法[J].传动技术,2015,29(1):3-7,24.

[3] 詹长书,田富伟.基于杠杆法计算 ZF8HP8 速自动变速器速比[J].机械传动,2020,44(5):166-170.

[4] 侯国强,尤福明,于文涛.基于拓展的杠杆法的 ZF-9HP 自动变速器换挡过程分析[J].机械研究与应用,2013,6:46-49,52.

[5] ZF 腓德烈斯哈芬公司.多级变速器[P],中国,CN100538113（200580046743.1）,2005. 06.29.

[6] ZF 腓德烈斯哈芬公司.多级变速器[P],中国,CN101218452（200680024801.5）,2006. 07.04.

[7] 腓特烈斯港齿轮工厂股份公司.自动变速器[P],中国,CN 103256356 B（201310175687.8）,2016. 03.23.

[8] 腓特烈斯港齿轮工厂股份公司. 多级自动变速器[P],中国,CN 105715751（201510946813.4）,2015. 12.17.

[9] 广州汽车集团股份有限公司. 自动变速器及车辆[P],中国, 106678297（201710061864.8）, 2017.05.17.

[10] 高永占 李成林 史培芳等. 基于杠杆法分析 ZF8 行星变速器的新思路[C]. 中国汽车工程学会越野车技术分会第十五届学术年会暨中国特种车辆改装应用展论文集.

[11] 高永占 李成林 史培芳等. 基于杠杆法的 ZF8 运动学准等效方案的研究[C].中国汽车工程学会越野车技术分会第十五届学术年会暨中国特种车辆改装应用展论文集.

[12] 高永占 李成林 史培芳等. 某 11 挡行星变速器的创新设计[C]. 中国汽车工程学会越野车技术分会第十五届学术年会暨中国特种车辆改装应用展论文集.

[13] 冯茂林.多级行星齿轮变速器速比换挡和效率计算[J].矿山机械，1990.1:28-32.

基于自主性五级框架的无人地面平台技术综述

陈伟，陈志庆，石磊，王一珉，张升博，王俊丽

内蒙古第一机械集团有限公司

摘　要：军事无人地面平台（Unmanned Ground Vehicles，UGVs）正在从遥控辅助工具向自主作战单元演进，但国内外缺乏面向军事 UGV 的、可操作的自主性分级框架，导致跨平台技术对标困难。本文提出面向军事 UGV 的自主性五级框架，以"感知—决策—执行—协同"四个维度定义 L1（遥控辅助）至 L5（完全自主+集群）五个等级，弥补了现有分级方案在军事对抗环境、非结构化越野地形和集群协同维度的领域适配缺陷。基于该框架，系统梳理了近五年全球 20 型代表性 UGV 平台的技术进展，逐级展开从遥控辅助到集群自主的连续技术图景。最后，本文研判了未来关键技术方向，并基于全球态势提出中国 UGV 发展的战略建议。

关键词：军事无人地面平台；自主性分级；智能化技术；技术成熟度

Abstract: Military unmanned ground vehicles (UGVs) are evolving from remotely operated auxiliary tools into autonomous combat units.Military unmanned ground vehicles (UGVs) are evolving from remotely operated auxiliary tools into autonomous combat units. However, there is currently a lack of an operational autonomy classification framework tailored for military UGVs, both domestically and internationally, making cross-platform technology comparisons difficult. However, there is currently a lack of an operational autonomy classification framework tailored for military UGVs, both domestically and internationally, making cross-platform technology benchmarking difficult. This paper proposes a five-level autonomy framework specifically designed for military UGVs, defining five levels—from L1 (remote control assistance) to L5 (full autonomy with swarm capability) — based on four dimensions: perception, decision-making, execution, and collaboration. This framework addresses the shortcomings of existing classification schemes in adapting to military adversarial environments, unstructured off-road terrains, and swarm coordination. Based on this framework, we systematically review the technological advancements of 20 representative UGV platforms worldwide over the past five years, presenting a continuous technical evolution from remote operation to swarm autonomy. Finally, we analyze future key technological directions and offer strategic recommendations for China's UGV development based on the global landscape.

Keywords: military unmanned ground vehicle; autonomy grading; intelligent technology; technology readiness

1 引言

近年来多场地区冲突正在加速验证无人地面平台的战场价值。俄乌冲突中，双方投入了从商用级小型侦察车到重型遥控战斗平台的各型 UGV，涵盖后勤运输、前沿侦察、火力打击和伤员后送等多元化任务。中东战场见证了爱沙尼亚无人车在马里维和行动中的实战部署，以及俄罗斯 Uran-9 在叙利亚的首批实战测试。与此同时，美陆军"班组多用途装备运输"UGV 于 2022 年正式列装，标志着 UGV 从实验品向建制装备的转变。阿联酋 2024 年向 Milrem Robotics 批量采购 60 台武装 UGV，创下全球 UGV 单笔采购记录[1]。这表明，军事 UGV 正在从"特定场景的辅助工具"向"常规作战编成的有机组成"演进。

然而，现有军事 UGV 综述文献中以技术域为组织主线的文献能够深入单个技术域的细节，但割裂了感知-决策-执行-协同之间的系统耦合关系[2]；以平台谱系为组织主线的文献便于装备溯源，但难以揭示跨平台的共性技术规律[3]。目前国内外均缺乏一个面向军事 UGV 的、可操作的自主性分级框架，使得不同国家、不同技术路线的平台能够在一个统一的参照系下进行比较。这一缺口导致两个问题：其一，难以识别不同自主层次上技术成熟度的非对称分布；其二，难以揭示不同国家/地区技术路线选择的内在逻辑。本文以"自主等级"为主线，构建一个贯通感知-决策-执行-协同四个维度的地面无人平台分级框架，填补这一缺口。本文结构如下：第 2 章提出军事 UGV 自主性五级框架；第 3 章分析了各级别技术的发展现状及代表性平台；第 4 章总结核心发现并提出展望。

2 军事无人地面平台的自主性分级框架

2.1 现有自主性分级方案

自主性分级是衡量无人系统智能化水平的标尺。目前国际上存在多个具有影响力的分级方案，但均非针对军事无人地面平台（UGV）的作战使用需求而设计，存在领域适配缺陷。SAE J3016[4] 以动态驾驶任务责任转移为核心维度，在民用自动驾驶领域已被广泛采纳，但其不涵盖非结构化越野地形、通信拒止和电子战等军事约束，更缺乏集群协同维度。NATO STANAG 4586[5] 以无人机控制权转移梯度为核心理念，但其设计完全面向空中域。ALFUS 框架[6]以"任务复杂度×环境难度×人机交互程度"的三维空间描述自主性，难以直接用于平台间的技术对标。

综上，现有方案均未考虑军事对抗环境，缺乏将"自主等级"与"具体技术域"建立映射的操作化框架。近期，刘灵坤等[7]提出陆域无人平台"通信-感知-决策"一体化协同的概念框架，表明国内学界已开始关注跨域融合的系统化分级需求。本文在此基础上进一步提出面向军事 UGV 的五级四维自主性分级框架，试图填补这一缺口。

2.2 军事 UGV 自主性五级框架

本文“感知—决策—执行—协同”四个技术维度为横轴，以五个自主等级为纵轴，构建一个矩阵式分级框架。该框架的核心理念是：军事 UGV 的自主性不是单一标量，而是四个维度上能力的加权综合；不同维度可以异步成熟，一个平台可能在感知维度达到 L4，而在决策维度仅处于 L3。这种"技术域异步成熟"现象正是当前军事 UGV 发展的真实状况，也是本框架采用矩阵式而非线性分级的根本原因。

表 1　军事无人地面平台自主性五级框架

等级	名称	感知	决策	执行	协同	典型作战场景
L1	遥控辅助	多通道视频回传，无环境语义理解	完全由人类操作员决策	人类遥控指令+基础增稳控制	无	遥控排爆、远程侦察监视
L2	辅助自主	GPS/惯导定位，基础障碍物检测与可通行区域分割	人类决策为主，简单规则（如自动制动、循迹保持）辅助	自动航点循迹、自主制动、人员/车辆跟随	无	后勤物资跟随运输、营区巡逻
L3	条件自主	多模态传感器融合，动态障碍检测与分类，有限语义理解	在预定义作战场景内自主决策，人类监督并可在必要时干预	路径自主规划与动态避障，适应中等复杂地形	预编程编队保持	前沿武装侦察、侧翼火力支援
L4	高度自主	语义场景理解，行为意图预测	任务级自主规划与动态重规划，人类在回路中担任监督者角色	复杂越野地形自主通过，传感器/执行器故障的自诊断与降级恢复	动态任务分配与再分配，有人-无人编队协同	协同纵深突击、有人-无人编队作战
L5	完全自主+集群	分布式态势感知，多平台共享环境模型，对抗条件下的感知鲁棒性	集群共识决策，可涌现战术行为	全地形全时段自主	无中心协同，通信拒止下的自主协调，集群涌现行为	集群饱和攻击、区域拒止体系突破

表 2　本文框架与现有分级方案的关键差异

维度	SAE J3016	STANAG 4586	ALFUS	本文框架
适用领域	民用道路驾驶	无人机互操作	通用无人系统	军事 UGV
核心维度	驾驶责任转移	控制权梯度	任务×环境×人机	感知-决策-执行-协同
对抗性考虑	无	无	无	有（通信拒止/电子战/伪装）
越野适应性	无	无	部分（环境复杂度）	有（非结构化地形/传感器退化）
集群维度	无	无	无	L5 级专门定义
平台对标可操作性	高	中	低	高

2.3 框架的军事含义

自主等级的提升不仅是技术指标的递进，更隐含着作战编成、指挥控制关系和人机权责分配的深层变革。

L1（遥控辅助）：L1 是自主性等级的基线层级，其核心特征是全部感知理解与决策功能由人类操作员完成，平台仅作为操作员感官与动作的远程物理延伸。L1 的军事意义在于以遥控方式将人员从排爆、前沿侦察、污染区探测等高危任务环境中撤出，同时保持人类对全部行动的完整判断权。然而，L1 平台的战场效能完全受通信链路可用性约束，通信中断即意味着平台丧失全部作战能力。

L2（辅助自主）：L2 在 L1 遥控能力的基础上引入离散的辅助自主功能。典型功能包括航点导航、人员/车辆跟随和自动紧急制动，将操作员的角色从"持续操控平台"部分解放为"设定目标并监控执行"。L2 对感知系统的要求从单纯的视频回传升级为支撑辅助自主行为的机载环境理解，包括基础障碍物检测、可通行区域分割和相对定位。

L3（条件自主）：L3 是从“遥控”到“自主”的质变节点。平台首次能够在预定义作战域内独立完成"感知→判断→规划→执行"的完整闭环，人类从操作员转变为监督者。L3 是当前全球 UGV 技术竞争的核心焦点，多个国家已推出 L3 原型平台，但截至 2026 年中尚无任何一型正式列装。

L4（高度自主）：L4 的军事实现形式为有人-无人编队，其核心特征是指挥控制链的重构：人类指挥官向 UGV 编队下达任务级意图而非操控级指令，平台自主将任务意图分解为可执行的动作序列，并根据战术态势变化进行动态重规划。

L5（完全自主+集群）：L5 的核心增量在于多平台通过去中心化协同实现集群效能。首先，各平台基于局部感知独立决策，战术行为分布于全体而非汇聚于一处。其次，平台可通过观测同伴行为推断意图、稀疏通信交换子图或视觉互检测构建相对坐标系，在电子战压制下维持协同。最后，个体通过遵循简单局部规则，集群整体自发呈现包抄、佯动、饱和攻击分叉等复杂战术模式。



图 1　军事无人地面平台的自主性分级框架

3 各级别技术发展及代表性平台

3.1 L1 遥控辅助

L1 是技术最成熟、实战部署最广泛的自主等级。其核心技术挑战不在于自主算法，而在于如何在遥控条件下维持操作员的态势感知和控制精度。

L1 平台的战场效能完全依赖通信链路的可用性。当前主要方案包括：军用数据链、4G/5G 商用网络、卫星通信、以及光纤有线。然而，实战经验反复验证了一个残酷事实：通信在真实战场中必然中断。2018 年俄罗斯在叙利亚的实战评估报告表明，Uran-9 在战场中经历了多次短期通信中断和至少 2 次持续超过 1 小时的长期中断，反映出 L1 平台在真实对抗环境中面临的通信链路脆弱问题。



(a) TheMIS 无人车



(b) UKAP 无人车



(c)Uran-9 无人战车



(d) Type-X



(e) Platforma-M 无人车



(f) VU-T10 无人装甲车



(g) MUNTRA

图 2　L1 无人平台图谱

尽管通信脆弱性难以根治，L1 对平台操控的提升是显著的。Milrem Type-X 配备的 Vegvisir 混

合现实系统可生成 360°虚拟穹顶视图，融合多路光电/红外传感器数据，使操作员获得近似"坐在车内"的态势感知[8]。表 3 及图 1 给出了 L1 级别下的几款典型平台。

表 3　L1 代表性平台

平台	国家	感知能力	决策能力	执行能力	协同能力
TheMIS	爱沙尼亚	采用视频回传操控画面	依赖人员遥操作	射频+4G 通信，平板+手柄操控	无
UKAP	土耳其			射频通信平板，平板+手柄控制	
Uran-9	俄罗斯			军用数据链通信，专用控制台控制	
Type-X	爱沙尼亚			军用数据链通信，沉浸式 VR 控制	
Platforma-M	俄罗斯			射频通信平板，平板+手柄控制	
VU-T10	中国			专用控制台	
MUNTRA	印度		人员遥操作为主，具备具备基础的路径自主规划能力	专用控制台	

3.2 L2 辅助自主

L2 的核心增量是在 L1 遥控能力基础上增加基础自主功能，最典型的是航点导航和人员/车辆跟随，使平台可以在特定场景中脱离持续人工操控。

然而，航点导航和跟随功能的实现有一个隐含前提：平台必须持续获得自身的位置。在民用自动驾驶中，这一前提由 GPS/北斗满足；但在军事越野场景中，GPS 信号面临电子干扰、地形遮挡和拒止环境的系统性威胁。一旦定位中断，L2 的所有自主功能将立即退化为 L1 遥控。因此，GPS 拒止条件下的定位能力，构成了 L2 自主功能从"实验室可用"到"战场可用"的关键瓶颈。

无人平台在 GPS 拒止条件下的定位能力通常依赖视觉、激光、惯导等技术手段[9]。视觉 SLAM 提供厘米级定位精度但对光照敏感，在黑夜、浓雾和扬尘中可能完全失效[10]。激光 SLAM 不受光照影响但在长走廊、开阔地、单一纹理环境中易因特征缺失导致漂移[11]。当前实战部署的主流选择是多传感器融合定位,在 GPS 可用时依赖全球定位，GPS 拒止时切换为视觉/激光惯性里程计[12]。


(a)　Berserk


(b) SMET


(c) Ripsaw M5


(d) EMAV


(e) RoBattle


(f) Jaguar


(g) Rex MKII


(h) HR-Sherpa


(i) 轻型轮式地面无人平台


(k) 中型履带式地面无人车

图 3　L2 代表性平台图谱

L2 自主功能面临第二个核心问题是非结构化道路的可通行性问题。在结构化道路上，可行驶区域由车道线和路沿界定；但在越野环境中，不存在先验的道路几何约束，可通行性取决于车辆动力

学特性与地形物理属性的匹配关系而非视觉外观。这意味着平台必须在无道路先验的条件下，从原始传感器数据中实时判别每一块地形的可通行性。这使越野可通行区域分割成为 L2 等级感知能力的门槛性问题。以美军已服役的 SMET 无人车为例，根据国防技术专业媒体《Defense Advancement》在 2025 年 4 月的专题报道，该车可实现无信号自主越野，完成了全自动的战场避障测试[13]。

表 4　L2 代表性平台

平台	国家	感知能力	决策能力	执行能力	协同能力
Berserk[14]	白俄罗斯	GPS+惯导定位，激光+视觉感知	人类决策为主，简单规则辅助	航点导航	无
SMET	美国			航点导航、自主避障	无
Ripsaw M5	美国				无
EMAV[15]	美国				车辆跟随保持
RoBattle	以色列				无
Jaguar	以色列				无
Rex MKII[16]	以色列			航点导航、自主避障、人员跟随	车辆跟随保持
HR-Sherpa	韩国				无
轻型轮式地面无人平台	中国	北斗+惯导定位，激光+视觉		航点导航、自主避障	无
中型履带式地面无人车	中国			航点导航、人员跟随	无

3.3 L3 条件自主

L3 是军事 UGV 自主性从"遥控"到"自主"的质变点，即平台首次能够在限定场景中独立完成"感知-决策-执行"闭环。这一等级的跃升高度依赖多模态环境感知以及可信任的自主决策架构两大战术技术域的突破。

L3 感知的跃升在于从输出离散几何特征走向语义-物理联合表征，平台的感知系统能够实现对环境的理解。这一转变的先决条件是异构传感器多模态融合：单一模态在军事越野环境中存在结构性盲区——可见光视觉惧扬尘黑夜，激光雷达受雨雪衰减，毫米波雷达分辨率不足，热成像高温对比度下降，表 5 给出了常见五中感知模态的越野性能对比。异构传感器多模态融合互补性融合因此是 L3 感知的必要条件而非可选方案[17]。

表 5　五种感知模态的越野性能对比

模态	核心优势	越野退化条件	军事特有风险
可见光视觉	语义信息丰富，低成本，高分辨率	扬尘/烟雾/黑夜/伪装/逆光	对抗性伪装、视觉欺骗
激光雷达	精确三维几何，不受光照影响	雨雪/扬尘衰减，镜面反射	激光告警接收机可探测
毫米波雷达	全天候，可测速，穿透烟雾	低分辨率，金属结构虚警	电子干扰、箔条欺骗
红外/热成像	夜间/伪装穿透能力强	高温环境对比度降低	红外诱饵、热烟雾遮蔽
声学	超视距事件感知	受风噪影响，方向分辨率低	战场噪声淹没

多模态感知融合架构的选择随之成为核心工程决策，目前较为成熟的多模态感知融合方法可分为数据级融合、决策级融合以及特征级融合[17,18]。数据级融合信息保真度最高，但多传感器时空标定的亚像素级要求显著限制了军事部署可行性[19]；决策级融合工程解耦性强，是当前多数部署系统的现实选择，但信息损失最为严重[20]；特征级融合以 BEVFusion[21]和 TransFusion[22]为代表，在精度与效率之间取得了当前最优平衡，正成为 L3 平台的共识方案[23]。同时，L3 在感知层面提出了对环境的物理意义理解的难题，催生出了以 Seo 等[24]和 Jung 等[25]为代表的自监督学习方法，利用车辆自身的 IMU 振动反馈和轮速滑移作为自动标注信号，在平台运行中在线学习每种地形的物理特性。



(a) RCV



(b) TRX



(c) Maker

图 4　L3 代表性平台图谱

与感知技术的收敛趋势相反，决策架构仍处于深层路线博弈中，主流的决策规划方法可以分为基于规则的模型和基于数据驱动的学习模型。基于规则的决策规划方法通过建立行为规则库, 根据无人平台运动状态通过逻辑规则选择对应的驾驶行为，路线可分解、可逐模块验证，契合军事信任需求，但规则难以覆盖越野长尾场景[26–28]；基于数据驱动的决策方法泛化能力突出[29]，但"黑箱"属性与对抗脆弱性构成军事部署的根本障碍；混合路线以规则模型骨架包裹学习型组件，试图在可解释的框架内提升泛化性能，美军 RCV 和 Milrem Type-X 均倾向此方案。L3 代表了目标军用地面无人平台的先进水平，目前绝大部分军用 L3 平台仍然处于预研或测试阶段，在功能及性能上未能完全匹配本文所提出的 L3 层级框架

表 6　L3 代表性平台

平台	国家	感知能力	决策能力	执行能力	协同能力
RCV[30]	美国	具备基础的动态障碍检测和人员分类能力，但有限语义理解能力尚未可靠达到	人类决策为主	具备路径自主规划和动态避障功能，未达到可在中等复杂地形中独立运行的水平	具备领航车跟踪能力，不具备独立的预编程编队保持算法
TRX	美国	采用多传感器融合，搭载 Kodiak Driver 具备基础的语义理解能力，但是不稳定	支持遥控及自主模式，设计上使用机载 AI 算法独立导航和执行任务，但实测中并未达到要求	具备越野路径规划和避障能力，仍然处于验证阶段	
Marker[31]	俄罗斯	具备基础的语义识别能力，可识别人员、车辆等，但无法理解环境障碍。	具备预定义作战场景内自主决策，可实现自主导航、目标分配等功能	具备路径自主规划与动态避障，测试环境未知	

3.4 L4 高度自主

L4 的关键跃升在于"任务理解"，平台需要理解"要达成什么效果"而非仅"要怎么开"，平台从自主驾驶升级为自主作战。

L4 任务规划的技术路线可分为三类，经典符号方法、概率方法以及大模型辅助规划方法[32]。经典符号方法依托层次化分解实现可验证性，其将复杂任务按预定义的"方法"逐层分解为可执行的原子动作，每一步分解的逻辑链条可追溯、可验证，但难以处理战场不确定性[33,34]；概率方法将决策建模为"状态→动作→观测→奖励"的概率转移过程，为不确定性下的序贯决策提供了数学框架，而复杂问题下状态空间爆炸限制了其直接应用[35]。大模型辅助规划方法通过自然语言意图解析生成初步方案，灵活性突出，但"幻觉"与不可审计性使其短期内不适用于杀伤决策场景[36]。

当前全球范围内尚无已列装的 L4 级 UGV 平台，所有 L4 相关项目均处于概念验证或原型测试阶段。美国 DARPA RACER 项目是 L4 级越野自主性最系统的公开探索[37]，该项目明确追求平台无关的模块化自主架构，并在 2024–2025 年将测试车队从单一平台扩展至 12 吨级履带式移动平台。L4 平台的技术探索正处于从"算法可行性验证"向"系统级集成演示"过渡的关键阶段，距离实战化部署仍有显著距离。

3.5 L5 完全自主+集群

L5 的核心增量不是单平台自主性的进一步提升，而是通过多平台协同实现集群效能。美国国防部高级研究计划局在 2017 年初提出了“进攻性蜂群使能战术”项目，是目前公开信息中规模最大的异构无人集群实战测试，其第六次野外实验实现了单操作员同时指挥 130 台实体机器人与 30 台模拟机器人，执行城市环境中协同侦察、目标搜索和区域封锁任务。Adams 等[23]针对该项目的人因分析表明操作员超负荷时间仅占运行时间的约 3.2%，证明了单兵控制百台集群在工程上的可行性。然而其仍然无法实现全自主的无中心协同，依赖操作人员进行中心决策。

集群决策方法的发展是 L5 技术的基石，其呈现出从经典算法到学习型方法的清晰谱系。其中经典算法主要代表有集中式规划方法及分布式决策规划方法[38]，集中式规划方法通过一个中心节点集中地为每个个体规划轨迹,分布式规划方法没有中心节点,每个无人平 台可以基于局部观测, 独立规划各自的轨迹。学习型方法主要代表是基于深度学习决策规划方法[39]。然而，在面对 L5 落地的过程中，现有集群方法对通信不确定性、传感器退化、对手反制等军事对抗条件的建模仍远不充分，难以达到成熟标准。

4 结论与展望

本文基于“感知—决策—执行—协同”四个技术维度构建了军事无人地面平台自主性五级框架，并对国内外典型无人平台的发展现状进行了分析。研究表明，当前全球军事无人地面平台整体仍处于 L1 遥控辅助和 L2 辅助自主阶段，平台已具备远程操控、自主导航、人员/车辆跟随等基础能力，但距离 L3 条件自主仍存在明显差距。

限制无人平台突破 L3 的主要因素包括：复杂战场环境下感知可靠性不足，非结构化地形、恶劣气象及电磁对抗环境导致单一传感器难以持续提供有效信息；自主决策能力不足，现有规则驱动方法难以覆盖复杂场景，数据驱动方法又面临可解释性、安全性和可信度问题；复杂地形条件下执行控制和故障恢复能力仍需提升；多平台协同能力尚未成熟，通信受限环境下的自主协同机制仍处于探索阶段。

同时，当前无人平台发展呈现明显的“感知—决策—执行—协同”异步成熟特征。其中，感知技术受益于人工智能、多模态融合和高性能计算的发展，成熟度相对较高；而决策、执行和协同能力受到复杂环境适应性、系统可靠性以及军事应用可信需求限制，发展相对滞后。因此，未来 L3 级无人平台突破的关键在于推动四个技术维度由单项能力提升向系统融合发展，实现可靠感知、可信决策、智能执行和自主协同的闭环统一。

面向未来，我国地面无人平台发展应以 L3 条件自主为突破目标，以有人—无人协同和集群智能为中长期发展方向。重点加强复杂环境智能感知、可信自主决策、高可靠自主控制以及分布式协同技术研究，构建适应未来智能化战争需求的无人装备体系，推动无人地面平台由辅助作战装备向智能化作战体系核心节点转变。

参考文献：

[1] EDGE and Milrem Robotics to Field a UAE Robotic Force - Defense Update:[EB/OL]. [2026-07-31]. https://defense-update.com/20240125_ugvs.html.

[2] 关海杰，王博洋，王旭睿，等. 搭载任务载荷军用地面无人系统发展综述[J/OL]. 兵工学报，2025，44（11）：3333-3344. DOI:10.12382/bgxb.2023.0263.

[3] 李立治，韩俊，陈聪，等. 地面无人装备发展综述[J/OL]. 汽车实用技术，2025，50（13）：156-162. DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2025.013.029.

[4] Trypuz R，Kulicki P，Sopek M. Ontology of autonomous driving based on the SAE J3016 standard[J/OL]. Semantic Web，2024，15（5）：1837-1862. DOI:10.3233/SW-243578.

[5] Marques1 M，Rosa1 G，Coito2 F，等. Two Major Architectures for Unmanned Systems [C/OL]//Proceedings of 2015 International Conference on Informatics, Control and Automation(ICA 2015). 2015. https://kns.cnki.net/KCMS/detail/detail.aspx?dbcode=IPFD&dbname=&filename=.

[6] Huang H-M，Pavek K，Albus J，等. Autonomy levels for unmanned systems (ALFUS) framework: an update[C/OL]//Defense and Security，2005：439. http://proceedings.spiedigitallibrary.org/proceeding.aspx?doi=10.1117/12.603725. DOI:10.1117/12.603725.

[7] 刘灵坤，项燊，阚磊，等. 陆域无人平台“通信-感知-决策”一体化协同技术综述[J]. 兵工学报，2026，47（1）：45-64.

[8] 蒋红磊,陈友龙. 智能化的多功能无人作战平台——爱沙尼亚 Type-X 无人战车[J/OL]. 坦克装甲车辆,2025(17)：31-34. DOI:10.19486/j.cnki.11-1936/tj.2025.17.008.

[9] 孔敏，李榕，孙淑贤，等. GNSS 拒止环境下无人车多传感器融合定位技术[J/OL]. 测绘通报，2026. https://link.cnki.net/doi/10.13474/j.cnki.11-2246.2026.S126. DOI:10.13474/j.cnki.11-2246.2026.S126.

[10] 郭晓栋，陶奋杰，唐术锋，等. 视觉 SLAM 算法及主传感器综述[J/OL]. 计算机工程与应用，2026-07-16. https://kns.cnki.net/KCMS/detail/detail.aspx?dbcode=CAPJ&dbname=&filename=.

[11] 王亚辉，袁美霞，崔言灏，等. 面向退化场景的激光 SLAM 算法研究[J/OL]. 传感器与微系统，2026，45（8）：53-57. DOI:10.13873/J.1000-9787(2026)08-0053-05.

[12] 宋江波，姚荷雄，李婉清，等. 卫惯视组合导航技术发展趋势[J/OL]. 导航定位学报，2023，11（2）：36-48. DOI:10.16547/j.cnki.10-1096.20230205.

[13] Macey J. Full Ground Autonomy Integrated into Army SMET Vehicle for Uncrewed Breaching[EB/OL]. （2025-04-29）[2026-08-01]. https://www.defenseadvancement.com/news/full-ground-autonomy-integrated-into-army-smet-vehicle-for-uncrewed-breaching/.

[14] office_zzam. Belarus has developed the Bersek UGV Unmanned Ground Vehicle[EB/OL]. [2026-08-02]. https://www.armyrecognition.com/focus-analysis-conflicts/army/defence-security-industry-technology/belarus-has-developed-the-bersek-ugv-unmanned-ground-vehicle.

[15] Thompson M. Utilizing semi-autonomous resupply to mitigate risks to Soldiers on the battlefield[EB/OL]. （2021-10-26）[2026-08-02]. https://www.army.mil/article/251476/utilizing_semi_autonomous_resupply_to_mitigate_risks_to_soldiers_on_the_battlefield.

[16] Today A A P. REX MK. II – MULTIMISSION AUTONOMOUS SUPPORT[EB/OL]. （2022-08-09）[2026-08-02]. https://australianairpowertoday.com.au/rex-mk-ii-multimission-autonomous-support/.

[17] 白惠珍豆飞娟李银霞. 基于多模态融合的自动驾驶环境感知算法优化研究[J/OL]. 专用汽车，2026（2）：43-46. DOI:10.19999/j.cnki.1004-0226.2026.02.013.

[18] 任泽裕，王振超，柯尊旺，等. 多模态数据融合综述[J]. 计算机工程与应用，2021，57（18）：49-64.

[19] 田明昊李攀阎肃吴学良许录平阎博 boyan@xidian.edu.cn. 基于二维激光雷达和多视角相机数据级融合的 3D-RGB 点云成像[J/OL]. 数据采集与处理，2025，40（6）：1505-1517. DOI:10.16337/j.1004-9037.2025.06.010.

[20] 龙科军，余娟，费怡，等. 激光雷达和相机的决策级融合目标检测方法[J/OL]. 长沙理工大学学报（自然科学版），2024，21（1）：133-140. DOI:10.19951/j.cnki.1672-9331.20220525001.

[21] Liu Z，Tang H，Amini A，等. BEVFusion: Multi-Task Multi-Sensor Fusion with Unified Bird’s-Eye View Representation[C/OL]//2023 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). 2023：2774-2781. https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/10160968. DOI:10.1109/ICRA48891.2023.10160968.

[22] Bai X，Hu Z，Zhu X，等. TransFusion: Robust LiDAR-Camera Fusion for 3D Object Detection with Transformers[C/OL]//2022 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). New Orleans, LA, USA：IEEE，2022：1080-1089. https://ieeexplore.ieee.org/document/9879824/. DOI:10.1109/CVPR52688.2022.00116.

[23] Li Z，Wang W，Li H，等. BEVFormer: Learning Bird’s-Eye-View Representation From LiDAR-Camera via Spatiotemporal Transformers[J/OL]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence，2025，47（3）：2020-2036. DOI:10.1109/TPAMI.2024.3515454.

[24] Seo J，Sim S，Shim I. Learning Off-Road Terrain Traversability With Self-Supervisions Only[J/OL]. IEEE Robotics and Automation Letters，2023，8（8）：4617-4624. DOI:10.1109/LRA.2023.3284356.

[25] Jung S，Lee J，Meng X，等. V-STRONG: Visual Self-Supervised Traversability Learning for Off-road Navigation[C/OL]//2024 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). Yokohama, Japan：IEEE，2024：1766-1773. https://ieeexplore.ieee.org/document/10611227/. DOI:10.1109/ICRA57147.2024.10611227.

[26] Li N，Yao Y，Kolmanovsky I，等. Game-Theoretic Modeling of Multi-Vehicle Interactions at Uncontrolled Intersections[J/OL]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems，2022，23（2）：1428-1442. DOI:10.1109/TITS.2020.3026160.

[27] Li N，Kolmanovsky I，Girard A，等. Game Theoretic Modeling of Vehicle Interactions at Unsignalized Intersections and Application to Autonomous Vehicle Control[C/OL]//2018 Annual American Control Conference (ACC). Milwaukee, WI：IEEE，2018：3215-3220. https://ieeexplore.ieee.org/document/8430842/. DOI:10.23919/ACC.2018.8430842.

[28] Tian R，Li S，Li N，等. Adaptive Game-Theoretic Decision Making for Autonomous Vehicle Control at Roundabouts[C/OL]//2018 IEEE Conference on Decision and Control (CDC). Miami Beach, FL：IEEE，2018：321-326. https://ieeexplore.ieee.org/document/8619275/. DOI:10.1109/CDC.2018.8619275.

[29] Teng S，Hu X，Deng P，等. Motion Planning for Autonomous Driving: The State of the Art and Future Perspectives[J/OL]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles，2023，8（6）：3692-3711. DOI:10.1109/TIV.2023.3274536.

[30] Stratom selected by US Army to develop self-contained standalone system for RCV-L - Stratom[EB/OL].（2022-08-15）[2026-08-02]. https://www.stratom.com/stratom-selected-by-us-army-to-develop-self-contained-standalone-system-for-rcv-l/.

[31] saha T. Marker Anti-Tank Robotic Unmanned Ground Vehicle, Russia[EB/OL]. [2026-08-02]. https://www.army-technology.com/projects/marker-anti-tank-ugv-russia/.

[32] [32] 邵天浩，张宏军，程恺，等. 层次任务网络中的重新规划研究综述[J]. 系统工程与电子技术，2020，42（12）：2833-2846.

[33] Ghallab M，Nau D S，Traverso P. Automated planning: theory and practice[M]. Amsterdam Boston：Elsevier/Morgan Kaufmann，2004.

[34] Nau D S，Au T C，Ilghami O，等. SHOP2: An HTN Planning System[J/OL]. Journal of Artificial Intelligence Research，2003，20：379-404. DOI:10.1613/jair.1141.

[35] Kochenderfer M J，Wheeler T A，Wray K H. Algorithms for decision making[M]. Cambridge, Mass：MIT Press，2022.

[36] Marasco E，Bourlai T. Enhancing trust in Large Language Models for streamlined decision-making in military operations[J/OL]. Image and Vision Computing，2025，158：105489. DOI:10.1016/j.imavis.2025.105489.

[37] 美国国防高级研究计划局(DARPA)的重型无人平台(RHP),用于“具有弹性的复杂环境中的机器人自主性”项目(RACER)测试[J]. 坦克装甲车辆，2026（1）：1-2.

[38] 付梦印，宋文杰，张婷，等. 陆上无人平台自主决策与规划技术综述[J]. 导航与控制，2024，23（1）：1-13.

[39] 徐友春，郭宏达，娄静涛，等. 无人车集群协同围捕发展现状分析[J]. 电子与信息学报，2024，46（2）：456-471.

特种车辆智能座舱技术应用研究

田志强，王喆，丁一飞，袁志龙，渠志云，于晨婷

内蒙古第一机械集团有限公司

摘　要：特种车辆是陆军全域机动、战术突击、前沿保障、战地指挥的核心主战平台，区别于全封闭态势受限的装甲战斗车辆与舒适性导向的民用越野车辆，其具备开放式光学视野、高机动战术穿插、多场景全域适配的核心装备特征。传统信息化座舱已无法适配现代高强度、复杂化野战作战需求。为破解当前特种车辆座舱信息处理低效、人机适配性差、战术赋能不足、极端场景适配薄弱等行业痛点，本文立足陆军实战化作战体系，聚焦特种车辆专属应用场景，筛选适配其装备特性的新一代智能座舱技术。重点围绕 AR 全景增强视场交互、非结构化地形 AI 语义认知、战术轻量化多模态大模型、抗干扰自组网协同交互、极端环境自适应人机适配五大前沿技术展开研究。从现代野战作战任务升级、单兵战术负荷减负、全域复杂场景适配三大维度论证技术应用必要性，结合特种车辆结构特征、作战模式、任务属性完成技术适应性深度论证。明确各类技术的应用边界、适配优势与技术落地逻辑，构建贴合特种车辆作战需求的智能座舱前沿技术体系，为新一代特种车辆智能化升级、战术作战效能提升提供理论支撑与技术依据。

关键词：特种车辆；智能座舱；感知决策；人机协同；战术赋能

1 引言

随着机械化、信息化、智能化迭代升级，全域机动、立体攻防、快反突击成为现代越野的核心战术要求，特种车辆作为陆军装备体系中应用最广泛、任务场景最复杂、机动灵活性最强的核心平台，承担着前沿兵力投送、机动指挥控制、野战侦察监视、物资伴随保障、应急机动突击等多样化核心战术任务，是衔接单兵作战、装甲集群、后方保障的关键枢纽装备[1]。相较于全封闭装甲战斗车辆，常规特种车辆配备标准化防弹玻璃透光窗口，乘员具备天然开放式光学观察视野，作战价值聚焦机动能力与战术适配能力，在环境适应性方面特种车辆需适配高原、戈壁、丛林、雨雪、夜暗等全域复杂野战环境，满足强电磁对抗、高机动穿插、战时紧急处置等战术场景，对座舱系统的实战性、可靠性、适配性、保密性具备严苛的要求[2]。

当前我军现役特种车辆座舱普遍处于信息化终端分立的技术阶段，属于第二代电子信息座舱形态，存在明显的技术短板与作战适配短板[3]。其一，信息呈现碎片化，导航、态势感知、战术通信、车辆状态、战场告警等多类信息独立分散，缺乏智能融合与分层筛选，乘员需人工甄别海量信息，战术信息处置效率低下，高强度机动过程中极易出现信息遗漏、判断滞后等问题；其二，人机交互模式传统，以机械按键、固定屏幕触控为主，无法适配高速机动、复杂路况、穿戴作战装具等战术场景，人机协同效率难以满足快反作战需求；其三，智能化赋能严重不足，无专属战术智能辅助能力，无法对非结构化野战地形、动态战场态势、编队协同战术进行智能研判，完全依赖乘员个人经验处置，作战容错率低；其四，场景适配性薄弱，现有座舱系统未针对特种车辆开放式视野、高机动穿插的专属特征优化，盲目移植装甲车辆全景透视、辅助决策等非适配技术，出现技术冗余、功能脱节、实战无用等问题[3]。

现阶段车辆智能座舱的研究存在明显的技术路径偏差，多数研究集中于装甲战斗车辆透明装甲、智能辅助、全景封闭态势感知等技术方向，或照搬民用车辆大尺寸触控屏、自适应舒适调节等民用智能化功能，专门针对特种车辆专属装备特征与战术场景的前沿智能座舱技术论证研究较为匮乏，缺乏对技术应用必要性、装备适配性的系统性梳理，导致智能化升级存在盲目化、同质化、适配性差等问题。基于此，本文立足特种车辆开放式视野、高机动战术作战的核心属性，筛选匹配其作战需求的五大智能座舱技术，摒弃所有非战术、非适配、保障维修类技术，从作战体系升级、战术效

能提升、装备场景适配三个维度，完成全方位技术论证，构建纯战术赋能、高适配、实战化的特种车辆智能座舱前沿技术体系，为新一代特种车辆智能化迭代升级提供核心理论支撑。

2 特种车辆智能座舱技术发展瓶颈与适配定位

2.1 现有座舱系统核心技术瓶颈

结合特种车辆实战应用场景与装备技术特征，现役信息化座舱的核心瓶颈并非硬件性能不足，而是技术适配错位与战术赋能缺失，具体体现在三个核心层面。一是视野利用效率低下，特种车辆具备天然开放式光学观察视野，这是区别于全封闭装甲车辆的核心优势，但现有座舱无法实现虚拟战术信息与真实物理视野的精准融合，存在“肉眼看地形、屏幕看信息”的分体式操作，乘员频繁切换视距，严重影响机动速度与战术判断；二是智能技术适配错位，通用民用智能算法聚焦结构化道路与舒适化服务，装甲车辆智能技术聚焦火控打击、封闭态势补全，两类技术均无法适配特种车辆非结构化野战地形、机动战术指挥、编队协同穿插的核心场景，存在智能功能悬浮、实战价值缺失等问题；三是战术协同能力薄弱，现有座舱以单车独立作业模式为主，无智能化编队协同、动态态势共享、战术方案辅助生成能力，无法适配现代陆军集群化、体系化的野战作战模式；四是极端场景适配不足，常规智能交互、信息处理技术未针对野战强振动、高噪声、强电磁干扰、昼夜复杂光影变化等极端环境优化，战时稳定性与可靠性难以保障。

2.2 特种车辆智能座舱精准适配定位

精准区分三类车辆座舱的技术定位，是筛选前沿适配技术、杜绝技术盲目移植的核心前提，也是本文技术论证的基础依据。第一，装甲战斗车辆座舱：核心定位为火力打击赋能，依托全封闭结构，以全景透视、火控解算、目标锁定、武器协同为核心技术，弥补视野封闭短板，服务于火力作战；第二，民用智能越野座舱：核心定位为驾乘舒适赋能，以娱乐交互、智能驾驶辅助、舒适调节、生活服务为核心技术，服务于户外出行体验；第三，特种车辆智能座舱：核心定位为机动战术赋能，依托开放式光学视野、高机动穿插、多任务战术属性，以提升地形通过效率、简化战术处置流程、强化编队协同能力、降低乘员战术负荷、提升战场生存概率为核心目标，彻底摒弃火控打击、娱乐服务、维修保障等非核心功能，所有前沿技术均围绕“野战机动、战术指挥、编队协同、战场生存”四大核心任务适配落地。

3 特种车辆智能座舱核心技术筛选

基于特种车辆的装备特征、战术任务与现有技术瓶颈，结合国内外智能座舱领域最新前沿研究成果，本文选出五大专属适配、实战刚需的核心技术，形成特种车辆专属前沿技术矩阵，分别为：1）AR-HUD 开放式视野增强交互技术、2）非结构化地形 AI 语义认知技术、3）轻量化战术多模态大模型辅助决策技术、4）抗干扰战术自组网编队协同交互技术、5）极端环境自适应多通道人机适配技术。五大技术相互协同、各司其职，分别从视野赋能、环境认知、战术决策、编队协同、人机适配五个维度，全方位解决当前特种车辆座舱的智能化短板，完全贴合其开放式、高机动、强战术的装备属性。



图 1 特种车辆智能座舱整体效果示意图

4 各技术应用必要性与装备适应性论证

4.1 AR-HUD 开放式视野增强交互技术

4.1.1 技术核心原理

AR-HUD 开放式视野增强交互技术是适配特种车辆开放式透光结构的显示技术，区别于装甲车辆全屏虚拟透视显示、民用车辆简易导航 AR 显示，该技术依托光学衍射与空间虚实配准算法，将战术导航轨迹、地形风险标注、战场威胁告警、编队位置信息、机动速度阈值、战术指令提示等核心轻量化战术信息，精准叠加在车辆挡风玻璃真实物理视野中，实现“实景承载信息、信息贴合地形”的一体化显示效果。技术核心特征为不遮挡原生光学视野、虚实配准精度高、强光弱光全域自适应、信息极简分层呈现，完全适配特种车辆长时间高速机动、复杂地形穿插、动态战术处置的作业模式[12]。



图 2　AR-HUD 开放式视野增强显示效果示意图

4.1.2 应用必要性论证

从实战作战需求来看，该技术是解决特种车辆视野利用低效、战术处置滞后的核心刚需技术，具备极强的作战必要性。传统座舱采用“屏幕独立显示+肉眼实景观察”的分体式模式，驾驶员在高速越野机动过程中，驾驶人员需频繁低头查看中控屏幕的导航、态势、车辆信息，视距切换会直接导

致前方地形、战场态势观察中断，在陡坡、沟壑、泥泞、盲区等复杂野战场景下，极易引发机动失误、战术漏判甚至战场暴露等风险。同时，传统屏幕信息繁杂，无战术优先级区分，海量无关信息会增加乘员认知负荷，影响快速战术决策。

AR-HUD 技术可实现核心战术信息“平视可见、随景叠加、无需低头”，彻底消除视距切换带来的作战隐患，让乘员专注于地形观察与机动操控；同时依托信息分层算法，优先呈现威胁告警、机动风险、战术指令等紧急核心信息，弱化次要辅助信息，完全贴合野战快反作战需求。相较于装甲车辆全景透视技术，该技术无需复杂全景采集与渲染模块，无冗余硬件负荷；相较于民用 AR-HUD，剔除了娱乐、导航美化等无效功能，纯战术化设计，是适配特种车辆机动作战的刚需前沿技术。

4.1.3 装备适应性论证

该技术与特种车辆装备结构、任务属性具备高度适配性。第一，结构适配性：特种车辆标配大面积防弹玻璃挡风结构，无装甲封闭遮挡问题，为 AR 虚实信息叠加提供天然物理载体，无需改造车体结构、无需加装全景摄像设备，规避了装甲车辆全景透视的硬件冗余问题，轻量化改装可快速落地；第二，场景适配性：针对野战强光、夜暗、雨雪雾霾等复杂光影环境，该 AR-HUD 具备自动亮度调节、抗眩光、透雾增强能力，可适配全域野战场景，解决民用 AR-HUD 野战环境失效、显示模糊的痛点；第三，功能适配性：贴合特种车辆无火控载荷的特征，无任何火控瞄准、武器解算等冗余功能，所有显示内容均围绕机动战术、战场生存、编队协同设计，无技术适配错位问题；第四，机动适配性：技术延迟低、渲染稳定性强，可适配车辆高速颠簸、动态转向等越野机动状态，虚实配准无偏移、无卡顿，满足高强度机动作战需求。

4.2 非结构化地形 AI 语义认知技术

4.2.1 技术核心原理

非结构化地形 AI 语义认知技术是针对野战无规则地形的专属智能感知前沿技术，区别于民用车辆结构化道路识别、装甲车辆目标识别技术，该技术融合可见光、红外、毫米波雷达多模态感知数据，依托轻量化野外地形语义分割算法与三维占据网格建模技术，可自主识别泥泞、沙地、陡坡、侧倾坡、弹坑、沟壑、碎石路等各类非结构化野战地形，精准判别地形附着系数、通行坡度、通过风险等级，完成全域地形语义建模与通行性智能研判，输出最优机动路线与车速控制建议，实现“AI 先判地形、辅助人工操控”的智能感知模式[12]。



图 3 非结构化地形 AI 语义识别效果示意图

4.2.2 应用必要性论证

现代野战机动作战对地形适配效率、机动安全性、任务容错率的要求持续提升，传统特种车辆

机动完全依赖驾驶员个人经验判断地形，存在极大的作战局限性。一方面，野外非结构化地形无统一通行规则，不同地形的通过条件、风险阈值差异极大，新手驾驶员地形判断准确率低、机动效率差，老兵驾驶员长期高强度作业易出现疲劳误判；另一方面，复杂野战场景下，隐蔽泥泞、暗坑、软质地形等隐性风险无法通过肉眼快速识别，极易出现车辆陷困、底盘剐蹭、机动受阻等问题，直接延误战术穿插、兵力投送任务进度，影响整体作战体系节奏[15]。

非结构化地形 AI 语义认知技术可弥补人工地形判断的局限性，实现全域地形显性、隐性风险的全天候、高精度智能识别，自主研判地形通行可行性，给出标准化机动方案，摆脱作战任务对驾驶员个人经验的过度依赖，大幅提升复杂地形机动效率与作战容错率。该技术完全聚焦特种车辆核心机动任务，不涉及装甲车辆目标打击、火控辅助等非适配功能，是提升特种车辆野战机动核心战力的关键前沿技术，具备不可替代的作战必要性。

4.2.3 装备适应性论证

该技术与特种车辆作战场景、装备需求高度适配。第一，场景适配：精准匹配特种车辆高原、戈壁、丛林、荒野等非结构化野战作业场景，区别于民用 AI 地形技术仅适配城市道路、铺装路面的局限性，完全覆盖全任务地形场景；第二，属性适配：贴合特种车辆“机动优先”的核心属性，技术核心服务于地形通行与战术机动；第三，环境适配：算法经过野战扬尘、烟幕、夜暗、雨雪等复杂干扰场景专项优化，抗干扰能力强，可满足极端野战环境作业要求，优于民用通用感知算法；第四，算力适配：采用轻量化算法架构，适配特种车辆车载嵌入式低算力硬件平台，无需搭载高端民用算力设备，符合装备国产化、轻量化、高可靠的硬件适配要求。

4.3 轻量化战术多模态大模型辅助决策技术

4.3.1 技术核心原理

轻量化战术多模态大模型辅助决策技术是适配特种车辆战术处置需求的核心智能决策前沿技术，区别于通用民用大模型的生活服务、娱乐问答功能，该模型基于陆军野战战术条令、越野作战战例、机动处置规范、编队战术规则完成专项微调与知识注入，摒弃通用大模型冗余参数与无效能力，实现车载端轻量化部署。模型可融合战场态势、地形环境、车辆状态、编队信息、气象环境多模态数据，自主完成战术场景研判、机动方案优化、突发情况处置建议、编队战术协同规划、任务进度推演等智能决策功能，作为“车载战术智能副驾”辅助乘员完成各类战术处置工作[18]。

4.3.2 应用必要性论证

现代野战作战呈现出态势复杂、任务多元、节奏快速、突发情况多的特征，特种车辆乘员需同时兼顾驾驶机动、态势观察、指令接收、编队协同、应急处置等多项工作，单兵战术负荷极大，人工决策难以兼顾全面性、精准性与时效性。传统车载智能系统仅具备固定规则的简单告警、提示功能，无自主推理、场景理解与战术规划能力，无法应对动态复杂的野战突发场景；通用民用大模型缺乏军事战术知识，存在战术建议错误、信息泄密、场景适配失效等问题，完全无法用于战术决策。

轻量化战术大模型可填补特种车辆高端智能决策空白，将乘员从海量重复性、基础性战术研判工作中解放出来，专注于核心高阶战术决策，大幅提升战术处置效率与决策精准度。针对特种车辆无火控、重机动、多协同的作战特征，模型完全剔除火力打击相关推理模块，聚焦机动战术、编队协同、战场应急三大核心场景，杜绝 AI 功能悬浮、技术适配错位问题，是实现特种车辆从“信息化显示”向“智能化决策”跨越的核心刚需技术。

4.3.3 装备适应性论证

该技术高度适配特种车辆的装备定位与实战场景。第一，部署适配：采用量化剪枝、知识蒸馏轻量化优化，模型体积小、算力消耗低，可适配车载加固嵌入式硬件，解决通用大模型无法车端部署、依赖云端的适配痛点，满足战时无公网、弱通信环境作业需求；第二，战术适配：完全基于特种车辆专属战术场景训练，无民用娱乐、生活服务冗余功能，无装甲火控战术模块，精准匹配兵力投送、机动指挥、编队穿插、野战保障等核心任务；第三，安全适配：本地化推理、无外网连接，内置信息加密与防泄密机制，符合战场信息保密要求，规避通用大模型数据泄密风险；第四，动态适配：可自适应复杂战场态势变化，针对不同地形、不同任务、不同编队模式动态调整决策方案，

适配特种车辆多场景、多变式的作战特征。

4.4 抗干扰战术自组网编队协同交互技术

4.4.1 技术核心原理

抗干扰战术自组网编队协同交互技术是适配特种车辆集群作战的专属通信协同前沿技术，区别于民用车辆车联网、固定基站通信技术，该技术采用无中心自组织网络架构，无需依托公网基站、卫星固定链路，通过多跳自适应组网、跳频抗干扰、猝发加密通信技术，实现编队内多台特种车辆的实时态势共享、位置同步、战术指令互传、机动轨迹协同、突发态势联动预警，构建车-车、车-编队一体化协同交互体系，支撑集群化野战机动作战[7]。

4.4.2 应用必要性论证

现代陆军野战作战已从单车独立机动转向集群编队协同作战，特种车辆多以编队形式完成长途穿插、前沿突击、伴随保障等战术任务，编队协同效率直接决定整体作战效能。当前现役车辆依赖传统电台语音通信、人工口令传达的协同模式，存在信息传递滞后、态势不对称、指令易偏差、协同精度低等诸多问题；同时野战战场存在强电磁干扰、公网瘫痪、卫星链路不稳定等对抗场景，常规民用车联网、卫星通信技术完全无法保障通信稳定性[10]。

在高强度对抗作战中，单一车辆的态势感知范围有限，依托战术自组网技术，可实现编队多车感知信息互补、态势全域共享，解决单车视野局限、态势盲区问题；同时可实现战术指令、机动方案、风险预警的毫秒级同步，杜绝人工协同的滞后性与误差性，大幅提升编队战术穿插、应急处置、协同机动的整体效率。该技术聚焦特种车辆编队机动核心需求，不涉及火力协同、火控联动等非适配功能，是支撑特种车辆体系化、智能化作战的核心前沿技术，具备极强的实战必要性[11]。

4.4.3 装备适应性论证

该技术与特种车辆作战模式、战场环境高度适配。第一，环境适配：具备超强抗电磁干扰、抗截获、抗破译能力，适配战场复杂电磁对抗环境，相较于民用车联网，完全满足保密、稳定、抗干扰的核心要求；第二，架构适配：无中心自组网架构，适配特种车辆高速机动、编队动态重组、临时分合的作战模式，网络拓扑可快速自适应变化，无通信卡顿、链路中断问题；第三，功能适配：贴合特种车辆无火控、重机动协同的属性，聚焦机动态势共享、编队轨迹协同、战术指令交互，无冗余火力协同功能，技术适配精准；第四，部署适配：设备轻量化、模块化设计，可直接适配现役与新一代特种车辆，无需大规模车体改造，装备落地性强。

4.5 极端环境自适应多通道人机适配技术

4.5.1 技术核心原理

极端环境自适应多通道人机适配技术是针对野战恶劣作业环境的人机交互技术，摒弃民用座舱触控、语音单一交互模式与舒适化适配逻辑，结合特种车辆高振动、高噪声、宽温域、强干扰的作业环境，构建“语音交互+物理盲操作按键+方位化振动告警+光影分层提示”的多通道自适应交互体系。可根据环境噪声、车辆振动、乘员装具穿戴状态，自动切换最优交互模式，适配戴头盔、防毒面具、防寒手套等全装具操作场景，实现极端野战环境下高效、精准、无失误的人机交互[19]。

4.5.2 应用必要性论证

人机交互是座舱战术赋能的最终落地载体，交互的高效性、稳定性直接影响战术处置效率。民用车辆单一触控、语音交互模式仅适用于常温、安静、无振动、徒手操作的舒适环境，完全无法适配特种车辆野战作业场景。特种车辆高速越野机动过程中振动剧烈、发动机噪声极大，常规触控操作易失误、语音识别易失效；战时乘员需穿戴头盔、防寒手套、防毒面具等装具，传统触屏、语音交互基本无法正常使用，极易出现指令操作滞后、失误等问题，影响战术处置。

极端环境自适应多通道交互技术可彻底解决特殊场景人机交互失效、低效、易失误的痛点，实现全装具、全环境、全工况下的稳定人机交互，保障战术指令输入、态势信息获取、应急告警处置的及时性与精准性，有效降低复杂战场环境下的人机操作失误率，提升整体战术作业稳定性，是特种车辆智能座舱落地应用的基础保障技术，具备不可或缺的实战必要性。

4.5.3 装备适应性论证

该技术完全贴合特种车辆极端作业环境与战术操作需求。第一，环境适配：适配-43℃~+55℃宽温域、高强度振动、100dB 以上高噪声、强电磁干扰等极端工况，远超民用交互技术环境适配范围；第二，装具适配：专项优化戴手套、头盔、面具等受限操作场景，解决民用交互技术装具适配失效的核心痛点；第三，战术适配：多通道告警可实现威胁方位、紧急程度的差异化提示，贴合战场应急处置需求，无民用娱乐交互冗余功能；第四，操作适配：物理盲按键、振动告警等模式适配高速机动过程中盲操作需求，无需视觉专注，适配特种车辆机动作战的操作特征。

5 技术体系适配逻辑与整体作战价值

本文论证的五大技术，形成了一套完全适配特种车辆专属特征、无技术冗余、贴合实战需求的闭环智能座舱技术体系，彻底规避了民用舒适化智能技术、车辆维修保障技术的适配错位问题，精准匹配特种车辆“开放式视野、高机动穿插、集群化协同、全域极端场景适配”的核心装备与作战属性。从技术适配逻辑来看，AR-HUD 技术实现视野与信息的融合赋能，解决信息呈现低效问题；地形 AI 认知技术实现野战环境智能感知，解决机动判断依赖人工的问题；战术大模型实现高阶智能决策，解决单兵战术负荷过重、决策滞后问题；自组网协同技术实现集群战术联动，解决单车独立作战、协同低效问题；多通道人机适配技术实现全场景交互落地，解决极端环境操作失效问题，五大技术层层递进、相互支撑，构建了“感知-呈现-决策-协同-交互”的完整智能化赋能链路。



图 4　特种车辆智能座舱五大技术体系架构图

从整体作战价值来看，该技术体系的落地应用，可彻底改变特种车辆座舱智能化升级盲目化、同质化的现状，摆脱对装甲车辆、民用车辆智能技术的被动移植，形成特种车辆专属的智能化升级路径。在作战层面，可大幅提升全域复杂地形机动效率、战场态势感知能力、编队协同作战水平与突发战术处置能力，降低单兵作战负荷与战场失误概率；在装备层面，可最大化适配特种车辆结构特征与任务属性，杜绝技术冗余与适配错位，提升装备实战化适配度与体系化作战能力，为陆军特种车辆的智能化迭代、野战机动作战体系的升级完善提供核心技术支撑。

6 结论

特种车辆智能座舱的智能化升级，核心不在于硬件性能堆叠、通用智能功能叠加，而在于前沿技术的精准适配与实战化战术赋能。区别于全封闭、重火力的装甲战斗车辆座舱与重舒适、重服务的民用智能座舱，特种车辆依托开放式光学视野、高机动战术穿插、全域复杂作战的专属特征，对智能座舱前沿技术有着差异化、专属化的适配需求。

本文通过系统性技术论证，筛选并验证了 AR-HUD 开放式视野增强交互、非结构化地形 AI 语义认知、轻量化战术多模态大模型辅助决策、抗干扰战术自组网编队协同、极端环境自适应多通道人机适配五大前沿技术的应用价值。从作战必要性来看，五大技术分别解决了当前特种车辆座舱信息呈现滞后、地形感知被动、战术决策低效、编队协同薄弱、极端交互失效的核心实战痛点，是适配现代陆军智能化作战升级的刚需技术；从装备适应性来看，各类技术均精准匹配特种车辆的结构特征、任务属性、作战场景，彻底摒弃非适配、冗余、非战术类技术，实现技术与装备、功能与需求的高度契合。

后续特种车辆智能座舱技术迭代，应始终坚持“实战为核、适配为先、去冗余、重战术”的发展原则，持续优化专属前沿技术体系，规避同质化、盲目化升级误区，聚焦机动战术赋能、体系协同增效、极端场景适配核心方向，推动特种车辆从信息化机动平台向智能化战术作战平台全面升级，助力陆军全域机动、立体攻防的智能化作战体系建设。

参考文献：

[1] 房爱青,姜雨彤,卢楠,等. 面向智慧座舱的具身多模态交互式融合方法[J].兵工学报,2026,47(6):3-14.

[2] 张可欣. 基于人机工程学的汽车智能座舱交互界面布局优化设计[J].汽车电器,2026,(7):70-72.DOI:10.13273/j.cnki.qcdq.2026.07.020.

[3] 于瀚,金剑,张诗建. 智能座舱 AI Agent 发展趋势与典型案例研究[J].汽车与配件,2026,46(13):44-46.

[4] 宋刚,刘军,刘美君,等. 基于驾驶者感知的智能座舱交互信任及因素分析[J].机械设计,2026,43(7):242-250.DOI:10.13841/j.cnki.jxsj.2026.07.017.

[5] 张心怡.AI 智能体重构智能座舱体验[N].中国电子报,2026-06-09(007). DOI:10.28065/n.cnki.ncdzb.2026.000718.

[6] 潘正辉. 舱驾算力融合：异构计算架构下的端云协同大模型部署研究[J].焦作大学学报,2026,40(2):53-60.DOI:10.16214/j.cnki.cn41-1276/g4.2026.02.019.

[7] 向子立.越野场景下的新能源电动车人机交互设计研究[D].武汉工程大学,2025.DOI:10.27727/d.cnki.gwhxc.2025.000657.

[8] 崔智博.面向智能座舱的 YOLOv8 模型优化与压缩研究[D].北京交通大学,2024.DOI:10.26944/d.cnki.gbfju.2024.000519.

[9] 梁赐.基于智能座舱域控制器的手势监测及交互系统研究[D].中国矿业大学,2024.

[10] 潘钇名.基于声源定位的智能座舱交互系统研究[D].杭州电子科技大学,2024.DOI:10.27075/d.cnki.ghzdc.2024.001372.

[11] 孟畅.面向多人多场景的智能座舱跨屏交互设计[D].湖南大学,2024.

[12] 程禹诺.基于情景意识的 AR-HUD 人机界面设计研究[D].中国矿业大学,2023.DOI:10.27623/d.cnki.gzkyu.2023.002926.

[13] 姚程.基于系统透明度的智能座舱人机交互研究[D].合肥工业大学,2023.DOI:10.27101/d.cnki.ghfgu.2023.001624.

[14] 杜文君,余隋怀,刘卓,等. 智慧座舱中有人—无人协同体系的演化与智能交互研究进展[J/OL].计算机集成制造系统,1-21[2026-07-20].https://doi.org/10.13196/j.cims.2025.0429.

[15] 冯海兵. 美国五代战斗机座舱透明件技术的应用进展[J].科技导报,2021,39(9):24-35.

[16] 李磊,虞跨海,毛坤,等. 多学科设计优化在飞机座舱透明件设计中的应用[J].机械设计,2010,27(11):69-72.DOI:10.13841/j.cnki.jxsj.2010.11.007.

[17] 高惠民. 智能座舱人机交互之驾驶员状态监测与应用(一)[J].汽车维修与保养,2025,(10):43-46.DOI:10.13825/j.cnki.motorchina.2025.10.008.

[18] 傅平. AI 大模型驱动的新能源汽车智能座舱场景识别与响应[J].时代汽车,2025,(20):132-134.

[19] 庞军杰,陈佳颖,赵丽娜,等. TSN 赋能车载智能座舱：创新应用、挑战与展望[J].中国仪器仪表,2025,(9):23-28.

[20] 曹尚贵,王文冲,张强,等. 基于 SOA 架构的智能座舱操作系统分层设计[J].汽车制造业,2025,(5):25-29.

国内外地面战车智能化无人化发展现状

于晨婷，尚文杰，渠志云，曹天顺，田志强，刘进

内蒙古第一机械集团有限公司

摘　要：随着人工智能、多源融合感知、军用自组网与自主导航等核心技术持续迭代成熟，国内外专家对地面战车智能化无人化体系建设、平台研发与实战应用展开了广泛而深入的研究。智能化无人化战车能够在复杂的地形和恶劣的环境中自主行动，通过先进的传感器和算法，感知周围环境，识别目标，并做出准确的决策。在未来战争中，智能化无人化战车将成为新质战斗力，引领地面作战向更加智能、更加高效的方向发展。本文围绕多个国家先进地面战车的发展趋势、发展状况进行汇总和分析，阐述地面战车把握智能化无人化发展方向的重要性。

关键词：智能化、无人化、发展现状、作战力量

1 引言

在技术创新推动和新型作战模式的牵引下，以人工智能、大数据、无人操控、新能源为代表的高新技术群体迸发并广泛运用于军事，强制推动战争形态向智能化无人化混合化加速演进，展示出空前的变革性与颠覆性[1]。当前，无人化智能化装备技术呈现出井喷式发展势头，地面无人系统从遥控作战到独立自主作战，从单一自主作战到编队集群协同作战，对地面作战样式产生了巨大的影响[2,3]。地面战车作为陆上作战核心载体，主要承担火力打击、侦察监视、机动突击、后勤保障及特种作业等多项作战任务，其无人化、智能化转型成为各国国防科技核心竞争力。人工智能模型、多传感器融合同步定位与地图构建、动态军用自组网、混合驱动底盘、轻量化智能火控等技术突破，推动陆上作战从“人随车作战”向“人远程指挥、无人平台自主突击”转变。面向全域无人作战、多域联合作战等未来战争形态，系统梳理国内外地面战车智能化无人化技术路线、装备成果与实战经验，突破自主感知、集群协同、抗干扰通信技术瓶颈，对抢占陆战智能装备技术制高点、降低作战人员伤亡、构建新型地面作战体系具备重大战略与战术价值。为应对这一快速发展的科技浪潮，尽快抢占相关领域的科技高峰，研发智能化无人化地面战车，组建协同高效的作战集群对于赢得未来战争的主动权具有极其重要的意义。

2 国外研究现状

近年来，国际社会局部冲突频繁爆发，新兴技术蓬勃发展，美国、俄罗斯、英国、德国、法国、以色列、土耳其等国家纷纷加快对智能化无人化地面战车的研发进度，地面战车也从远程遥控不断向智能化程度更高、自主化程度更高的无人战车转变[4]。

2.1 美国地面战车智能化无人化发展现状

美国作为世界军事强国，在研制智能化无人化地面战车领域起步最早，发展最快，其相关技术依托实战经验加速迭代，形成技术壁垒。近年来，美国先后研发出不同形态不同功能的智能化无人化地面战车，以适应不同环境不同规模的战场需求。当前美国陆军地面无人装备已拥有二十多种型号，数量近万台，主要用于遂行扫雷排爆、情报侦察、核生化监测、火力支援、后勤保障、巡逻执勤等任务，典型现役型号包括“PackBot”多任务机器人、“魔爪”系列机器人、“侦察兵”系列机器人、“粗齿锯”无人履带车等[5]。

美国于 2019 年正式制定并启动 RCV 项目战略计划，致力于研制一套无人步兵战车车族，涵盖三种不同规格、具备差异化作战能力与任务特点的战车。该项目初步计划研制轻型、中型、重型三款系列化无人步兵战车，分别为 RCV-L、RCV-M、RCV-H。轻型无人步兵战车 RCV-L 系列重量在 9

吨以下，主要用于完成侦查、监视、运输特别是伤员救护等任务；重型无人步兵战车 RCV-M 系列重量在 9 吨至 18 吨之间，主要用于为步兵分队提供火力支援，或者在必要时搭载步兵伴随坦克作战；重型无人步兵战车 RCV-H 系列重量在 18 吨至 27 吨之间，以伴随坦克作战为主要任务，可以搭载重型武器，摧毁打击目标，同时可以支撑日常巡逻等治安任务。“埃马夫”战车是 RCV-L 战车的代表，采用油电混合动力驱动，配备了 25 毫米主炮遥控炮塔、高分辨率 360 度态势感知相机、热成像相机、导航系统以及系留无人机系统；“粗齿锯-M5”战车是 RCV-M 战车的代表，采用 1500 马力汽油发动机或 1000 马力柴油发动机驱动，配备了 30 毫米主炮炮塔以及先进的 FLiR 传感器系统；至于 RCV-H 战车，因其作战价值不确定及软件集成困难被暂停。

自 2025 年美国陆军发布《陆军转型倡议》后，核心发展方向转变为构建以智能化和无人化为主导的作战体系，取消或削减 M1A2 SEPv4 坦克、悍马战车等传统装备，加速研发自主套件，通过加装模块化自主驾驶套件，将传统有人战车快速升级为具备无人或半自主作战能力的战车。

2.2 俄罗斯地面战车智能化无人化发展现状

俄罗斯在智能化无人化战车领域的研发起步较晚，但依托自身雄厚的技术积累，其相关装备的研制推进速度十分迅猛。近年来，俄罗斯在无人化装备领域取得了显著进展，战争形态也逐渐向智能化转变。目前，俄罗斯已在不同领域、不同层次广泛装备了各类无人车，如“天王星-9”无人战车、“天王星-6”无人扫雷车、“同僚”多用途无人战车、“标记”无人战车、“平台-M”轻型无人战车、“涅列赫塔”小型侦打一体无人车等[6]。

“天王星-9”主要用于火力支援和侦察，重量约为 10 吨，配备有 30 毫米 2A72 自动炮、7.62 毫米双管机枪、“攻击”反坦克导弹以及便携式防空导弹等无人武器战模块化武器系统。“天王星-6”无人扫雷车主要用于在困难的作战条件下执行扫雷和工程保障任务，重量约为 5 吨，配备有相机、天线等观察和通信设备，还配备有先进的地雷/炸弹计算机分析仪器，能够自主识别出未爆炸弹和地雷。“同僚”多用途无人战车主要用于侦察前线敌军、火力支援地面部队作战、保护重要军事设施和军事单位集结，重量约为 7 吨，配备有 7.62 毫米和 12.7 毫米两种机枪以及其他模块化武器装备。“标记”无人战车主要用于侦察、火力引导、伏击轻型战车及城市游击战，重量约为 3 吨，配备有 7.62 毫米机枪和反坦克导弹。“平台-M”轻型无人战车主要用于短程攻击和侦察行动，重量约为 800 千克，配备有机枪和榴弹发射器。“涅列赫塔”小型侦打一体无人车主要用于分队侦察和火力支援，配备有相机和轻型武器。

俄罗斯先后经历了样机研发、叙利亚战场验证、俄乌冲突量产迭代三个关键阶段，其智能化无人化地面战车逐步实现从试验样机向前线实战装备的转型，依托战场需求快速解决了量产、通信、模块化适配等工程化问题，未来将围绕智能化分层迭代、规模化量产编组、重型底盘无人改造、抗干扰通信升级等方面进一步发展智能化无人化地面战车。

2.3 其他国家地面战车智能化无人化发展现状

地面战车是陆上作战的重要力量，除美俄外，英国、德国、法国、以色列、土耳其等国家也十分重视对智能化无人化地面战车的研究，此类战车能够代替人在高危环境下完成各种任务，对保存有生力量、提高作战效能具有重要意义。

英国 BAE 公司研制的“黑骑士”智能化无人化战车主要用于侦察敌情、收集情报、步兵火力支援和追踪目标等，重量约为 10 吨，机动性能较强。该战车具备完善的感知系统和火控系统，搭载了高灵敏度相机、热成像相机、激光雷达和 GPS 系统，有自动和手动两种驾驶模式，能够自动规划航路，灵活规避障碍物。

德国防务公司莱茵金属公司研制的“任务大师”智能化无人化战车能够搭载多样化模块化的载荷执行多种任务，主要用于环境侦察、后勤运输、火力支援、化生放核检测和通信中继，基础版战车重量约为 750 千克。该战车具有坚固的全地形、全两栖 8×8 底盘，可根据任务需求选配轨道，改善其越野机动性能。为了满足高度机动性要求，莱茵金属公司又推出了“任务大师-XT”战车，它可以根据地形需要调整轮胎压力，在极端地形下行进，还具备态势感知、自动驾驶和导航功能。

法国国防科技公司 Nexter 相继研制了 ULTRO-600、OPTIO-X20 智能化无人化战车。ULTRO-600

战车主要用于环境侦察和后勤运输，重量约为 800 千克，可承载高达 600 千克的负载。该战车搭载了多种相机，可以实现自主行使，同时它还配备了充气轮胎，可以克服 400 毫米的垂直障碍并涉足至 600 毫米，具备出色的越野性能。OPTIO-X20 战车既可用于作战部队的战场哨戒，也可用来保护关键目标周边的安全。该战车搭载了 Arx20 炮塔、激光测距仪和红外夜视仪，可在不同光照条件下全天候执行任务，同时精准捕捉目标并开火。

以色列 Elbit Systems 公司与 Roboteam 公司联合研制的“捷豹”智能化无人化战车主要用于运送补给和支持伤员后送任务，重量约为 1.5 吨。该战车采用弹性车轮设计，平衡低重心与高离地间隙以应对复杂地形，具备良好的越野性能。同时它还采用了模块化设计和开放式架构，可以搭载不同的载荷。其研制公司还将机器人技术融入其中，使该战车具备一定的自主性能。

土耳其 Otokar 公司研制的“ALPAR” 智能化无人化战车既可以执行边境巡逻、侦察监视等自主任务，还可以在搜索目标和后勤保障方面发挥重要作用。该战车集成了先进的人工智能和数据分析技术，拥有一系列自主研发的环境检测和决策算法，搭载了多种相机、激光雷达和超声波雷达，能够在复杂地形中行驶并做出智能决策。

2.4 国外地面战车智能化无人化发展特点

国外地面战车智能化无人化发展整体呈现出车型规格精准适配作战层级，用途布局围绕体系补位重构战场职能，关键技术沿着自主化与协同化两条主线迭代升级的特征。

在战车规格层面，装备体系依托不同层级作战单位的实际需求，形成轻型消耗型、中型通用型、重型主战型三类平台。轻型智能化无人化战车遵循体积小、重量轻、价格低、易投送的设计思路，车体尺寸与规格匹配单兵携带、机载投送等部署场景，弱化厚重装甲冗余配置，满足大批量投入战场、战损后快速替换的实战需求。中型智能化无人化战车作为当前研发和列装的核心主体，以标准化模块化底盘为基础开展规格定型，在车体尺寸、载重能力、行走结构上统筹平衡越野机动性能、任务载荷拓展空间与战场基础生存能力，承担起衔接前沿步兵班组与后方重型装甲部队的中间枢纽作用。重型智能化无人化战车大多依托现役成熟的履带装甲底盘进行优化改造，车体规格对标制式步兵战车与轻型主站装备，沿用成熟车体框架，保留重装平台的防护能力、远程机动能力与大口径火力搭载潜力，依靠现有装备智能化无人化改造替代全新车体研发，压缩研发周期。三类车型边界清晰，功能互补，搭建起覆盖全作战场景的梯次化装备体系。

在战车用途层面，智能化无人化战车功能定位跳出传统有人战车的任务模式，围绕联合作战体系短板开展职能重构。轻型智能化无人化战车主要承接作战人员难以靠近的高危作业任务，集中开展前沿隐蔽侦察、排爆作业、坑道与废墟探查、核生化环境监测等工作，核心作用是把作战人员和极端战场存在的危险隔离开来。中型智能化无人化战车面向中等对抗强度场景，主要配合步兵开展随行火力支援、前线物资运输补给、低空小型无人机拦截、长时段边境巡逻等任务，成为基础作战单元常态化装配的标准化装备。重型智能化无人化战车深度融入装甲突击编队，直面高强度正面作战，承担先锋突击、反坦克打击、阵地突破、编队侧翼掩护等主战任务。整体任务排布呈现出高风险任务交由轻型智能化无人化战车执行，中强度伴随任务大规模使用中型智能化无人化战车，高强度作战依靠重型智能化无人化战车对抗的特点。

在关键技术层面，整体以提升战车自主性能作为核心发展主线，呈现在感知融合、底盘控制、编队协同等领域同步迭代升级的发展态势。感知层面构建多源异构传感器融合架构，集成可见光相机、红外相机、毫米波雷达、激光雷达等探测单元，重点攻关卫星信号失效环境下的惯性导航、地形匹配、及时定位与地图构建等关键技术，强化在复杂城市地貌、山地丛林、地下通道等场景下的环境建模、目标识别与动态障碍物规避能力。底盘层面全面推行全线控车载架构，统一硬件接口和车载边缘计算设备，搭建远程人工遥控、预设航线行驶、临场自主决策递进式三级控制体系，为跨规格战车通用智能算法部署提供硬件支撑。通信层面适配战场复杂电磁环境，构建自组网通信链路，提升通信链路抗压制、抗中断能力，同步发展有人无人战车编队协同调度技术，依靠车载算力实现战场信息共享、临时任务调整、多车协同开火，搭配智能火控计算设备提升机动工况下射击精度。整体技术路径沿着环境高适应性、平台通用化、编队协同化方向稳步推进，逐步从远程遥控单元升

级为可以自主决策的智能化作战单元。

3 国内研究现状

我国地面战车智能化无人化发展遵循循序渐进的工程化研发路径，经历了技术探索到快速演进，再到体系化实战应用三个关键阶段。近年来，我国陆军对传统地面战车持续进行升级与优化，通过加装自主套件、改进火控系统以及提升信息化水平，不断增强其作战性能、防护性能以及战场感知性能，逐步向智能化、无人化方向迈进。经过长期的技术攻关与试验验证，我国已经构建起覆盖轻型侦察到重型突击不同战术层级，兼顾履带式、轮式两种底盘形态，集侦察探测、火力打击、物资投送、战场支援、应急救援等于一体的完整装备链条，依托多源传感器融合、混合动力驱动、北斗导航、加密通信等关键核心技术，有效弥补了传统有人作战平台在高危区域行动、长时间持续作战、近距离隐蔽突击等场景下的短板，为战术升级、联合作战体系拓展提供了坚实的装备支撑。

在此期间，我国相继研发了“锐爪”系列无人战车、VU-T2 无人战车、VU-T10 无人战车等。

3.1 “锐爪”系列无人战车

锐爪 1 型无人战车是适配单兵、步兵班组伴随作战的轻量化无人作战平台，战斗全重仅 120 千克，采用紧凑型履带式行走结构，体积小巧、机动灵活，针对城市街巷、地下坑道、密闭工事等作战人员难以安全进入的高危空间设计，核心作用是替代作战人员进入危险区域执行任务，最大限度减低作战人员直接暴露在敌方火力、爆炸物威胁下的概率。该战车搭载两自由度活动云台，具备极强的武器兼容能力，能够根据任务需求灵活换装 5.8 毫米轻机枪、7.62 毫米通用机枪或自动榴弹发射器，云台可实现 360 度无水平旋转以及大范围高低俯仰调节，能够针对高层建筑、坑道拐角、屋顶隐蔽目标完成仰射打击，近距离火力压制性能突出。车体前端配备专用照明设备，能够弥补密闭空间、夜间环境下光照不足的问题，保障昏暗环境内的机动侦察作业。在环境感知与指挥控制方面，该战车集了可见光相机、红外热成像相机、微光夜视相机，可全天候采集周边环境影像与目标信息，通过车载数据链天线将实时画面、目标位置等数据同步回传至后方遥控终端，依托光电瞄准系统完成火控解算与精准射击。该战车还搭载了定位导航系统，可依托导航信息实现路径规划与自主行使。

为解决锐爪 1 型无人战车机动投送范围有限、自持能力不足的问题，研发单位同步推出锐爪 2 型无人战车。锐爪 2 型无人战车战斗全重约 1 吨，采用了 6×6 全地形轮式底盘，六个车轮均配备独立弹簧悬挂结构，针对野外崎岖土路、碎石坡地、泥泞洼地等复杂路面做了优化设计，越野性能与通过性能远超常规轮式战车。整车车体布局经过战场优化设计，车头位置加装了刚性防撞机构，行进途中可以清理路面小型障碍物，同时缓冲碰撞冲击，保护内部动力域电子设备安全。其上方还搭载了微光夜视仪，可将实时路况画面回传至遥控终端，保障夜间、低照度环境下安全机动。车体顶部搭载了光电转台，集成白光、红外、激光等多源探测传感器，能够完成 360 度环境探测与目标侦察。车体后方设置了大容量储物仓，日常状态下可以存放班组单兵装备、弹药补给、急救物品等作战物资，尾部设置了翻转隔板，放下隔板后能够形成一条倾斜滑道，锐爪 1 型无人战车可依靠滑道快速驶入舱内完成搭载运输，抵达作战区域后再沿滑道驶出投入战斗。此外，锐爪 2 型无人战车搭载了两套相互独立的无人操控系统，一套用于管控随车搭载的锐爪 1 型无人战车，另一套用于操控四轴无人机，依托加密数据链实现最远 2500 米的远程控制，承担机动指挥中转站的角色。

3.2 VU-T2 无人战车

VU-T2 无人战车基于锐爪系列前期履带式无人战车的技术积累，在底盘设计方面进行了优化升级，战斗全重约 5 吨，采用低矮扁平化构型设计，区别于常规高度的传统战车，在丘陵地带、灌木丛、城市断墙、土坡洼地等环境中极易依托地形完成隐蔽，大幅减低被敌方侦测的概率。为进一步强化战场隐蔽性，车体外层覆盖可见光迷彩涂层、红外辐射抑制材料以及雷达吸波结构，能够有效降低红外热源信号与雷达回拨特征，在热成像红外探测设备下车体温度贴合周边自然环境，在雷达设备探测下回波特征接近于地表岩石，显著提升该战车在高火力密度战场环境下的生存概率。该战车采用轻量化橡胶履带搭配混合动力驱动架构，可以平稳通过碎石路面、泥泞地带等恶劣地形，具备较强的越野机动性能。火力系统采用模块化多用途武器战，选用经过改装的 14.5 毫米高射机枪作

为主武器，配备两具 120 毫米火箭发射器，针对野战工事、钢筋混凝土掩体、轻型轮式战车实施破障打击，搭载两枚红箭-12 反坦克炮，执行远距离反装甲作战任务，具备多层级打击能力。车体集成高清可见光相机、非制冷红外热像仪、激光测距仪和毫米波雷达构建多源传感器融合系统，能够自主解析热源特性，进行目标识别。该战车支持远程遥控和半自主巡航模式，可通过遥控终端操控车辆行驶，可切换至半自主巡航模式按照预设行驶路线、巡逻边界自主行驶。通信链路采用跳频传输、高强度加密、多级抗干扰三重防护设计，能够在强电磁压制环境下保障基础指令传输。

3.3 VU-T10 无人战车

VU-T10 是一种中型履带式无人作战平台，战斗全重约 12 吨，采用标准履带底盘，依托后方遥控终端完成远程操控，具备全场景、多任务综合作战能力。车辆采用油电混合动力系统，兼顾长续航与低噪声特征，适应全天候作战需求。全车武器系统采用模块化架构，能够根据作战任务快速更换 30 毫米机关炮、7.62 毫米机枪、反坦克导弹等各类火力模块，扩大作战范围。车体四周配备烟幕弹发射装置，可快速释放烟幕屏障，进一步提升自卫与应急隐蔽能力。该战车搭载抗干扰通信系统、高精度自主导航系统与目标识别系统，在高强度电磁干扰环境下依然能够维持通信畅通，依托环境感知实时规划最优行进路线，快速识别各类战场目标，为后方指挥决策提供可靠依据。该战车既可承担战场侦察、物资运输、阵地布雷、人员救援等保障任务，也可执行远距离高精度火力打击任务。此外，该战车支持独立作战与协同作战两种模式。独立作战模式下可依托预设程序或远程指令，自主完成路径规划、目标识别与火力打击，适配高危区域隐蔽突袭任务。协同作战模式下能够与有人作战装备、其他无人作战装备实时共享战场态势，依托前端侦察设备回传目标坐标，引导后方火力开展协同打击。

3.4 国外地面战车智能化无人化发展特点

整体而言，国内地面战车智能化无人化发展已经形成清晰的布局，实现了作战层级由小到大、作战半径由近及远、作战功能由单一到复合、操控模式由遥控向半自主迭代的完整发展路径。各型号装备依托一体化数据链完成互联互通与灵活编组，具备协同机动、空地协同作战能力，同时在动力系统、传感器集成、导航定位、抗干扰通信、模块化武器战等核心领域实现高度自主可控，适配实战运用场景，为陆军智能化转型提供核心装备支撑。

4 结语

结合前文对各国地面战车智能化无人化发展规划、装备建设以及技术路线的梳理，本章通过对比不同国家的发展路径，归纳普遍存在的技术难题，研判未来整体发展方向，并结合我国实际情况提出后续发展思路，系统梳理当前地面无人战车领域的发展规律，对后续迭代升级方向进行综合分析。

从各国整体发展路径来看，美国是全球最早进行智能化无人化地面战车研发的国家，依托多场海外军事行动完成了大量的装备实战测试，装备型号丰富。其核心优势体现在车载智能系统、多平台集群调度系统以及同全军联合作战体系的深度融合。在装备发展上，美国侧重于对通用化战车进行迭代升级，重点针对前沿作战、后勤保障、火力支援等作战场景推进研发工作，但对于全新研制重型攻坚无人战车的态度审慎，倾向于为现役有人战车加装智能控制模块，补齐高强度正面突击的作战能力。俄罗斯始终以战场实际需求作为研发方向，依托多次战场部署完成履带式无人作战装备的迭代优化，底盘结构、车载火力装备等硬件可靠性经过实战检验，同时研制了适用于不同场景的轻型无人装备，整体研发重心倾向于野战装甲对抗场景。俄罗斯早期装备普遍存在远距离通信稳定性差、车载自主决策算法不完善等问题，其装备的优化升级需根据战场使用情况不断完善。我国采用统筹规划，结合部队演习持续进行迭代优化的发展模式，依托高原、荒漠、丛林等多种复杂地形开展大量的场地测试。在此期间，诸如北斗导航系统、混合动力系统、军用加密通信系统等核心技术逐步实现自主可控，已经形成覆盖多种作战场景的无人战车装备体系，多款不同定位的无人战车同步开展试验验证，产业基础扎实。但由于缺少大规模高强度实战场景的检验，在多平台协同战术运用、极端环境智能算法调试等方面，仍然存在进步空间。英国、德国、法国、以色列、土耳其等

国家受国防预算、军队编制和本土作战需求限制，没有建立国家一体化陆军无人作战体系，无人作战装备大多聚焦侦察巡逻、物资投送、边境安防等领域，产品主要用于对外出口，缺少全域化、体系化布局。各国虽然都在不断扩充自身智能化无人化战车产品序列，但资源投入和发展侧重存在差异。美国统筹各类平台研发，资源多倾向于研发自主套件，改装现役装备实现向智能化无人化装备的迈进。俄罗斯更侧重野战对抗需求，优先发展装甲突击类主战无人装备。我国按照发展规划分阶段推进装备落地，同时稳步开展攻坚型装备的技术验证。欧洲与部分中东国家只围绕自身核心需求研发特定场景使用的装备，没有开展全谱系装备研发。

目前地面无人战车整体以远程遥控为主，自主运行为辅，行业普遍面临多项技术瓶颈。未来地面无人战车将朝着分级自主控制、大规模集群协同、空地多域联动等方向发展，逐步提升车辆感知能力、自主决策能力、抗干扰通信能力，实现集群协同作战、空地联合作战。

结合自身发展基础与行业现存短板，我国应当攻关关键技术领域，不断完善全场景装备谱系，推进无人装备研制和现役装甲车辆改造，推动无人战车深度融入联合作战体系，打造适配国土防御需求的智能化陆上作战力量。

参考文献：

[1] 贺璐，李宝玲，程卓尔.智能化无人装备发展现状及趋势研究[J].军事文摘，2024，（19）：29-33.

[2] 谢苏明.无人化智能化装备技术发展及其影响分析[J].现代军事，2017，（3）:51-56.

[3] 高明，周帆，陈伟.地面无人作战系统的发展现状及关键技术[J].现代防御技术，2019,47（3）:9-14.

[4] 廖雄，李泉成，胡凯.基于智能+的外军无人战车发展现状及趋势研究[J].科技与创新，2024，(5):62-64.DOI:10.15913/j.cnki.kjycx.2024.05.015.

[5] 贾红丽，辜会宁，李照申，等.美国陆军无人装备发展规划现状及启示[J].国防科技，2022,43(6):20-27.DOI:10.13943/j.issn1671-4547.2022.06.04.

[6] 毕忠安.俄乌冲突加速俄无人地面车辆的发展[J].坦克装甲车辆，2024，(14):24-30.DOI：10.19486/j.cnki.11-1936/tj.2024.14.012.

复杂环境下特种车辆感知技术应用研究

丁一飞，任晨光，曹天顺，田志强，袁志龙，渠志云

内蒙古第一机械集团有限公司

摘　要：针对特种车辆在复杂作业环境下不同工况作为切入点，开展特种车辆环境感知系统设计技术研究，分析在不同工况下车辆需搭载的环境感知设备及相应优化技术，面向不同作业场景适配特种车辆的感知设备。分别从野外作业环境、城市复杂作业场景、两栖作业场景、低照度及雨雪雾等复杂天气五个不同的环境进行技术研究与分析。为特种车辆在不同环境下的工程化应用提供参考。

关键词：特种车辆；复杂环境；环境感知系统；工程化

1 绪论

1.1 研究背景与作战需求

进入 21 世纪第三个十年，全球智能车辆产业迎来深层次的技术革新与体系重构浪潮。人工智能、大数据、环境感知装备技术、AI 技术等前沿技术持续突破，正在全方位渗透特种车辆战术体系的侦察感知、机动通行、任务执行、生存防护全流程环节，推动特种车辆的战场环境适配逻辑由传统信息化模式，向全域智能化方向快速迭代升级。特种车辆+使用场景的任务边界持续拓宽，城市巷战狭小街巷的动态障碍物密集、山地伏击区域地形崎岖且遮蔽物繁多、两栖登陆面临海陆介质切换带来的探测条件剧变、夜间光照不足与烟雾扬尘干扰显著，叠加暴雨浓雾、沙尘暴雪等恶劣天气与复杂战场扰动因素，特种车辆需要在高风险、强不确定性的多维环境内完成机动与战术作业，驾驶员目视观察、单一传感器探测的环境感知方案，极易出现目标漏检、测距偏差、态势研判滞后等问题，感知性能瓶颈会直接制约车辆通行安全性、战术任务执行效率，甚至降低特种车辆生存能力。

现阶段智能辅助驾驶相关感知技术已在民用乘用车、商用工程车辆领域完成规模化落地，多传感器融合感知架构可有效降低人为操作失误、拓展驾驶员环境观测范围、缓解长时间驾驶产生的生理疲劳。对比民用道路工况，特种车辆的作业场景具备环境遮蔽性强、机动路线非标准化、信息干扰手段多样、任务容错率极低的独有特征，民用成熟感知方案无法不经适配直接移植使用，面向特种场景定制化开展环境感知技术研究存在明确的现实刚需。本文以特种车辆复杂场景下环境感知技术的工程应用、行业技术演进趋势作为核心研究方向，围绕极端作业工况、复杂地形地貌、恶劣气象条件三类典型约束，针对性探究光学探测技术、激光雷达、毫米波雷达、水下声呐等多元感知传感器的部署策略、异构数据融合逻辑：部分特殊场景依托激光雷达获取高精度三维点云，完成街巷静态障碍、野外隐蔽目标的精细化建模；借助毫米波雷达等感知设备发挥全天候抗雨雪沙尘干扰的优势，保障远距离动态目标测速、强天气条件下持续探测；搭配声呐设备补齐两栖登陆场景近岸浅水区域、水下障碍物的探测盲区，打通海陆过渡区间的感知断层。

从技术角度来看，智能车辆驾驶系统包括环境感知、决策与规划以及执行与控制三大核心功能模块。其中，智能车辆感知系统是智能车辆的核心组成部分，如下图所示，

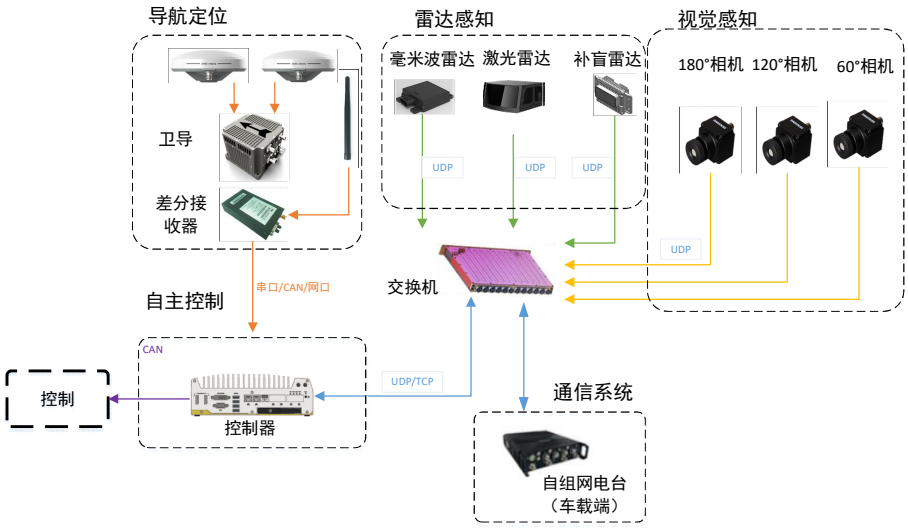


图 1　感知系统组成

环境感知系统是由多种传感器、先进算法、数据融合技术和通信模块共同构成的综合系统。感知系统相当于智能车辆的“感官”，负责收集并处理来自外部环境的信息，使车辆能够“看”到周围的世界，进而使车辆能够进行自主决策和执行有效控制，是实现智能车辆驾驶效率和安全的先决条件。智能车辆感知对于推进智能驾驶、确保道路安全以及建立可持续和高效的交通系统具有重要意义。

文章结合不同作业环境下感知系统的功用及作业难点展开分析，通过使用环境与现有技术适应性地匹配不同感知装备来更好地作用于车辆环境感知系统的提升。

1.2 国内外研究现状

多工况环境感知是智能越野车辆、特种作战装备与两栖平台的核心技术支撑，覆盖越野非结构化地形、城市复杂作战空间、两栖水陆过渡带、夜间及雨雪雾耦合恶劣环境四大典型场景，分别对应地形几何畸变、建筑遮挡拒止、介质折射散射、多维度光学衰减等感知挑战。当前国内外围绕硬件体系迭代、多模态融合架构、退化场景鲁棒性增强三条主线开展研究，形成了差异化的技术路线与工程化成果。

海外在感知基础理论、前沿传感器原理与通用算法框架上具备先发优势，针对四类场景形成了系统化技术布局。越野场景下，海外构建 RELLIS-3D、IRON 等多模态越野数据集[1, 2]，推出 VORA 纯视觉被动感知系统适配隐蔽作战需求；依托 LIO-SAM 等激光与惯导紧耦合算法[3]，解决峡谷、丛林等 GNSS 拒止环境的定位与地形建模问题，形成“激光雷达三维建模+视觉语义分割+毫米波雷达冗余探测”的标准架构，地形分类技术已形成几何、语义与混合方法三类成熟路线[4]。城市作战场景中，美军 DARPA“班组 X”项目构建空地协同感知体系消除建筑遮挡盲区，搭配超宽带穿墙雷达实现隐蔽目标探测；ORB-SLAM 等视觉定位算法支撑室内外无缝导航[5]，被动式视觉感知依托自监督大模型降低作战信号暴露风险。两栖环境下，美军 ACV 两栖战车形成“多光谱光电+导航雷达+前视声呐”的多介质感知配置，建立水空界面折射校正模型，解决过渡带目标定位偏差问题。夜间雨雪雾耦合场景中，1550nm 光纤激光雷达与长波红外热成像构成全天候探测组合；ZeroDCE 轻量化增强算法、CycleGAN 域转换算法实现退化图像复原[6, 7]，BDD100K 等多工况数据集为算法迭代提供标准化基准[8]。整体来看，海外技术呈现基础算法通用化、硬件体系成熟化特征，在前沿理论创新上引领行业发展。

国内依托特种装备需求与智能汽车产业优势，在硬件国产化、本土化场景适配与工程化落地上进展迅速。越野场景中，国内团队针对扬尘点云噪声问题提出过滤方案，去除率超 97%，同时通过多传感器融合实现路面信息精准识别[9]，轻量化感知网络参数量可控制在 5M 以内适配车载边缘算力，相关技术已形成完整的无人驾驶技术体系[10]。城市作战场景下，国产超宽带穿墙生命探测雷达实现 20 米以上探测深度，国防科技大学等单位优化的激光-视觉-惯导紧耦合 SLAM 方案，在密集楼宇

GNSS 拒止场景下可维持厘米级定位精度，退化环境下的里程计补偿技术进一步提升了定位鲁棒性[11]。两栖环境中，国内已形成系统的两栖无人车感知技术体系[12]，基于 SAM 大模型的微调策略实现了障碍物检测与水陆域分割的统一处理[13]，偏振成像技术有效提升了浑浊近岸水体的可视距离。毫米波雷达与激光雷达融合的鲁棒感知方案，有效缓解了烟雾、降雨对激光探测的干扰[14, 15]。整体而言，国内硬件指标已接近国际先进水平，场景化适配能力突出，在扬尘、高湿雾霾等本土典型工况的优化上形成特色。

当前国内外技术仍存在共性瓶颈：多退化耦合场景下感知性能衰减显著，极端场景标注数据稀缺，车载算力约束下精度与实时性难以兼顾，仍是后续技术攻坚的核心方向。

1.3 本文研究思路与框架

本文通过多类感知器件的优势互补，破除单一传感器在低光照、浓雾、水域介质、地形遮挡场景下的探测局限，强化系统对伪装目标、突发动态障碍、隐蔽危险区域的识别预警能力，使车辆感知体系可以适配不同场景，例如城市巷战错综路网、两栖登陆海陆切换工况、无光夜间行驶、山地起伏越野等差异化特种使用场景，稳定输出精准、低时延的周遭环境态势数据。研究成果一方面可为特种车辆车载智能辅助驾驶系统提供可靠的感知数据源，优化车辆路径避障、自主减速预警等机动控制逻辑；另一方面能够为上层系统输送全域环境信息，提升整车在高强度特种作业环境里的机动安全性、任务执行稳定性与战场抗风险生存能力，顺应特种车辆智能化转型的行业趋势，为后续无人特种作战平台的感知系统迭代、复杂场景实战效能升级，提供可参考的理论依据与工程落地思路。

1.4 环境感知系统总体架构

硬件组成：激光雷达、可见光相机、红外夜视、毫米波雷达、惯导等多源感知配置。

软件流程：数据采集-预处理-特征提取-融合解算-环境建模-障碍物检测-路况识别-态势输出。

系统设计目标：全天候、全场景、高可靠、强抗干扰、高机动适配。拟基于下图进行多场景多工况下感知设备选型。

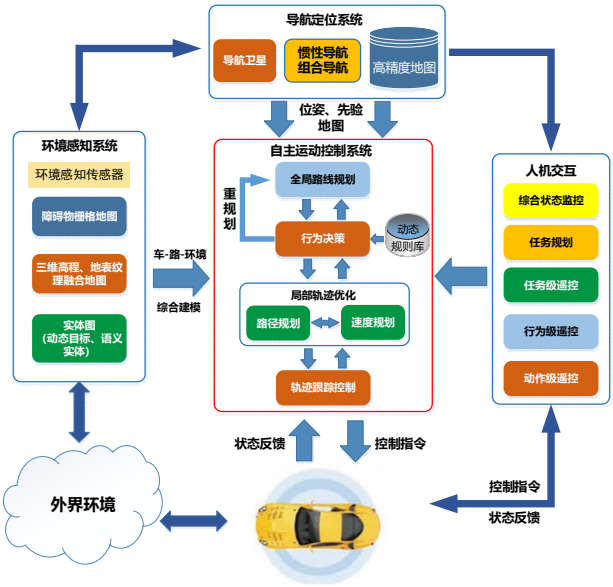


图 2　感知设备流程图

环境感知技术可以为智能辅助技术提供必要的信息基础，使车辆能够更准确地响应周围环境，从而有效提升驾驶的智能化水平。环境感知技术在特种车辆智能驾驶领域具有基础性，显著性的地位，其中最重要的就是目标检测技术。依据现有研究情况目标检测技术可分为基于视觉类图像，基于点云和和基于多模态融合 3 类。

基于视觉类图像的目标检测技术旨在使用摄像头作为主要检测工具。摄像头主要用于无人汽车周围的多种环境信息感知，一般采用摄像机获取原始图像，再通过一些传统或基于深度学习的计算机视觉技术对图像进行处理分析，最终将分析得到的模型应用于无人车的实时环境感知。根据感光原件数量的不同，摄像头主要分为单目，双目，三目和全景几种类型，目前市场上最常见的摄像机是单目摄像头，它可以满足视觉感知任务的基本要求，且价格低廉，很大程度上降低了特种车辆的感知设备使用成本。

基于视觉类图像技术可以达成下表中的相关技术[16]。

表 1

	全景影像监测	**前向车距监测**
信息辅助类	人物/车辆目标识别	前向碰撞预警
	前方交通穿行提示	后向碰撞预警
	后方交通穿行提示	车道偏离预警
	倒车环境辅助	变道碰撞预警
	驾驶员注意力监测	盲区监测
	驾驶员疲劳监测	侧面盲区监测
	车门开启预警	转向盲区监测
	夜视功能	智能限速提醒
	抬头显示	智能限速控制
	弯道速度预警	前向车距监测
	低速行车环境辅助	前向碰撞预警

基于点云技术是依托激光雷达设备，激光雷达每转动一周，产生一帧激光点云，每帧激光点云包含大量三位激光点，这些三维点描述了雷达可探测范围内的环境。激光雷达具有测距精度高/实时性好和不易受外界环境干扰等优点。

按照成像维度的不同，激光雷达可分为二维激光雷达和三维激光雷达。三位激光雷达又被称为多层激光雷达，相比于二维激光雷达其可以扫描出物体的空间特种。三维激光雷达也称为多线激光雷达，根据线数不同，这种激光雷达进一步可细分为 16 线激光雷达/32 线激光雷达/64 线激光雷达和 128 线激光雷达等多种类型，线数越多的激光雷达，扫描点越密集，得到的物体的空间特征约明显。

表 2

		毫米波雷达	**摄像头**	**激光雷达**
位置信息	距离	+++	+++	++
	角度	++	++	+++
	速度	+++	+	++
环境适应性	雨雪天	++	+	+
	大雾	+++	-	+
	污渍	+++	-	-
	强光逆光	+++	-	+
	夜晚	+++	-	+++
目标信息	颗粒度	-	+++	++
	颜色/形状	-	+++	++

红外传感器的优点体现在以下几个方面：（1）红外热像仪的分辨率、成像效果和性价比在不断提高；（2）红外夜视系统接收外部目标的红外辐射成像，不依赖于场景的光照条件，任何温度高于零的物体都可以辐射红外线；（3）具有全天候工作能力，可显著降低夜间行车风险，在低能见度环

境下可输出清晰的前方路况热成像，提高驾驶员的视野范围，提高行车安全。

根据成像原理，夜视系统主要分为主动夜视系统和被动夜视系统。主动夜视技术是一种通过红外光主动照射和红外光被目标反射回来进行观测的红外技术，并相应的配备一种主动式夜视系统。被动夜视系统中，微光夜视和热成像技术应用较为广泛。微光夜视技术又称为图像增强技术，通过图像增强器将微弱或能量较低的光转换为增强的光学图像，实现直接观察。红外热成像技术一般配备有热成像仪，将人眼无法直接看到的目标表面的温度分布转变为人眼可以观察的温度分布的热图像，实现目标检测。根据每种成像技术特点，其优缺点如下表所示。

表 3

夜视技术	优点	缺点
主动夜视	目标与背景对比度高，图像清晰，价格便宜	工作距离受红外光源功率的限制/红外光容易暴露和损坏
微光夜视	重量轻/体积小/画质好，性价比高，响应快，应用广泛	强光下闪烁/高增益，对比度差小，灰阶有限
热成像	无需辅助光源，可穿透原物，夜视距离远	对周围环境不敏感，成本相对较高

基于多模态融合技术简单理解是将视觉识别技术，激光雷达技术，红外技术和一些感知技术进行信息融合后输出显示用于目标检测与识别的功能。

信息融合是指利用数学方法和计算机技术，对不同时空获得的多源传感器感知信息进行处理，按照一定的规则进行处理和综合判断，生成感知对象的一致性描述，为后续分析提供决策依据。相对于单一传感器，多传感器信息融合可以有效地协同提高车辆环境感知的识别精度和系统鲁棒性。

机器视觉用于图像处理，毫米波雷达用于距离检测，激光雷达可以获取目标的三维数据，红外传感器可以应对低能见度环境。基于不同环境中障碍物的检测原理，提出一种多传感器融合的障碍物检测系统[17]，通过信息处理为障碍物检测任务选择并确定良好的融合结果。

2 复杂作战场景下感知系统技术分析

2.1 野外越野作战场景环境感知技术应用

野外越野环境车辆经常面临的是非结构化路面、无规则障碍、杂草灌木遮挡、地形起伏、沟壑、坡道、颠簸振动大、无固定道路。面对此类工况感知系统可能面临地面纹理杂乱，传统视觉难以区分可通行/不可通行区域。低矮障碍、草丛隐藏障碍易漏检。车体剧烈颠簸导致雷达点云畸变、图像抖动。远距离地形高程建模精度不足等问题。

越野环境大体可分为以下四类，

荒漠戈壁（大风扬尘多发）：强化毫米波雷达权重，选用防护等级 IP67 以上的固态激光雷达，以远红外热成像替代大部分可见光视觉做夜间感知，扬尘天气视觉可靠性低。

密林山地（树荫遮光、早晚多雾）：高线数激光雷达做灌木枝干细障碍物检测；热成像排查林下静止石块、夜间野生动物；IMU 校正山路频繁颠簸带来的数据误差。

泥泞雨夜越野（路面反光、积水隐蔽深坑）：热成像分辨常温积水坑（积水温度和泥土有温差）；毫米波雷达穿透细雨；激光雷达识别水坑深度、周边凸起土堆。

雪地高寒越野：热成像可区分积雪下方埋藏的石块、冻土坑洞（积雪热辐射弱，异物温差明显）；毫米波雷达不受雪粒散射干扰，激光雷达适配抗雪冻外壳。

激光雷达输出高精度三维点云，精准识别土路坑洼、石块、树桩、陡坡、路边沟壑、灌木丛，测算障碍物尺寸、可通行空隙；能检测低矮路沿、隐藏深坑，解决普通摄像头看不清路面起伏的痛点。强光、树荫遮挡环境下成像稳定性远超普通相机，可量化障碍物高度，判断车辆能不能碾过石块、能不能跨过浅坑。

长距毫米波雷达+短距毫米波雷达预判远距离坡顶盲区里的来车、大型落石；不受沙尘、小雨、扬尘干扰，颠簸路面测距稳定性强。

车身四周短距雷达：探测车轮周边暗藏碎石、侧边低矮灌丛，避免越野时剐蹭底盘、侧裙。

核心优势：完全抗扬尘、轻度沙尘、小雨雾，越野行驶车轮卷起尘土时，摄像头、激光雷达观感变差，毫米波雷达可持续稳定测距测速。

可见光摄像头+远红外（无源热成像）摄像头白天识别道路标线、路标、路面泥泞水渍，辅助视觉语义分类（区分枯草、硬石块）。红外传感器在越野夜间、起雾、山林浓雾、扬尘场景刚需，不靠补光，靠物体热辐射成像，能看穿薄雾气、扬尘，分辨夜里埋伏在路边的野生动物、静止冷石块；近红外有源系统不要做主选型，扬尘环境补光会被灰尘散射，画面眩光失效。

结合上述分析越野环境下建议车辆匹配高线束线激光雷达+长短距毫米波雷达+可见光+远红外热成像：升级高线束防尘激光雷达，补充底盘超声波补盲传感器，依托三级多传感器融合做路况决策。

2.2 城市复杂作战场景环境感知技术应用

城市环境下的道路情况相较于其他驾驶环境更为复杂多样，城市中涵盖高密度建筑、狭窄街巷、动态人车混杂、光影复杂、遮挡严重、电磁复杂、路口突发障碍多等状况。需要对更多的环境信息进行感知。面对此类工况感知系统可能

1）大量动态目标交错，易发生误跟踪。2）建筑墙体、拐角造成感知盲区。3）光影剧烈变化导致视觉特征失效。面对大量目标动态交错，信息量巨大的情况下，应采用多传感器处理的同时，优化处理系统匹配先进目标识别算法来应对该工况。南京航空航天大学沈峘于 2021 年提出了多种优化算法[17]，可以有效解决城市工况。

面向车流繁杂、光影明暗波动剧烈、构筑物分布密集的城市道路通行场景，特种车辆搭建激光雷达、毫米波雷达、车载白光摄像头协同配套的多源感知硬件体系，依托多传感器时空配准、数据关联完成跨设备信息互补匹配，弥补单一传感器的性能短板。毫米波雷达抵御扬尘、小雨干扰稳定测距测速，激光雷达输出高精度三维点云完成墙体、静态障碍物轮廓建模，白光摄像头负责车道标线、交通标识、动态交通参与者的语义识别，靠硬件层面的特性对冲光影突变、环境杂波带来的感知缺陷。

结合上述分析城市环境下建议车辆匹配 32/64/128 线激光雷达+短距毫米波雷达+低光照相机+车尾超声波补盲传感器。

2.3 海陆两栖复合场景环境感知技术应用

对于单一的陆地环境或水域环境，水陆两栖环境感知涉及水陆过渡、滩涂泥泞、水面反光、波浪扰动、盐雾腐蚀等多种突变状态。车辆在两栖作业环境下会面临水面强反光导致视觉过曝、特征丢失。水面无特征区域难以建模。波浪抖动造成点云分层、畸变。盐雾环境降低传感器透光性、加速硬件老化。

两栖装备感知系统可基于陆海军装备基础和先进民用感知技术构建，构建适应水陆跨域环境的感知体系，提升两栖车辆环境适应性与智能化水平。

两栖装备典型感知设备布置方案如下图所示。



图 3　感知设备布置方案

实现以上功能针对多传感器数据融合[18]。单一设备无法满足两栖装备对于环境感知的需求，多种设备的应用场景如表 1 所示，不同类别感知设备的特性不一致，在两栖装备搭载时要考虑优缺点互补，进而增强两栖装备可靠性，提高信息获取率，多模态感知设备共生是未来两栖装备技术发展方向[19]。

表 4　两栖装备环境感知设备对比

	设备名称	应用场景	优点	缺点	有效范围
传统观察装置	潜望镜	两栖履带车辆，轮式车辆中对车辆防护指标有需求的情况下使用	安全，可靠性高，防护性能高	重量大，价格贵，视野盲区大	0-50m
	观察窗	两栖轮式车辆观察视野要求开阔	重量轻，视野范围大，价格便宜	防护性低	0-100m
	后视镜	观察车辆后方情况	成本低，可靠性高	观察车辆后方视场存在较大盲区	0-30m
辅助驾驶装置	红外相机	夜间低照度下驾驶车辆	可以夜间驾驶使用，提升驾驶员夜间行车能力	噪声大、对比度低、非均匀性大，空间分辨率低	0-200m
	全景云台	高速航行过程中捕捉全景及车辆前方画面信息	具备稳像功能，防抖，可防不同程度海况	成本高，计算量大，信息占用率高	0-500m
	激光雷达	水面短距离目标检测	分辨率高、精确度高、能够获取水深数据和三维信息	成本高、受天气和大气影响大、抗干扰能力弱	0-300m
	毫米波雷达	水面恶劣环境下目标检测	抗环境干扰能力强、成本低、体积小	分辨率低、无法识别颜色和纹理，对金属敏感	15-200m
	可见光相机	观察车辆目标方向信息	成本低，技术成熟	计算量大，目标识别检测能力有限	0-200m
全景观察装置	全景相机（远景）	观察车辆10-200m范围内360°视场	车辆路上工况下实时感知车辆周围信息	不防抖，高等级海况下无法使用	0-200m
	全景相机（近景）	观察车辆0-30m范围内360°视场	辅助驾驶员进行车辆低速挪车，检查车辆周边障碍物	不防抖，高等级海况下无法使用	0-30m
水下监测装置	侧扫声呐	海底成像和水下目标检测	扫描范围大，效率高	分辨率低，受载体运动影响大	5-5000m
	多波束声呐	海底地形测量、海底沉积物探测、海底构造分析	分辨率高、精确度高、能够获取水深数据和三维信息	成本高、技术复杂、受水声环境影响大	1-100m
	前视声呐	水下障碍物检测	高分辨率、高精确性	视角范围受限、受水声环境影响大	1-200m

结合上述设备使用工况分析建议：环境感知系统可使用可视化云台，可见光相机、红外相机、激光雷达、毫米波雷达等；水下监测装置可使用前探测声呐、侧扫声呐，多波束声呐。

2.4 夜间恶劣光照环境

在夜间道路环境下，光线相对较暗，道路的可见性受到限制。可能存在的各种复杂情况，如不良天气条件、全黑低照度、路面无纹理、夜间眩光、可能出现的道路障碍物以及其他车辆车灯的强光干扰等，这些因素会对驾驶员的视野和判断产生极大的影响，增加了驾驶的复杂性和行车风险。据不完全调查统计，在夜间发生两车刮碰或冲撞的交通事故概率，比白天高出 1.5 倍，并且全国 65%以上致人伤残的重大交通事故均发生在夜间[20]。因此，在夜间复杂路况条件下，提供清晰的可视化道路图像，提升车辆目标检测的准确性和可靠性，对于实现安全且高度自动化的智能驾驶，保障驾

乘人员行车安全至关重要。通过使用低照度图像增强和目标检测技术，有望提升夜间智能驾驶系统的性能，以确保在不利光照条件下能准确、可靠地进行环境感知和目标识别，从而为驾驶员提供有效的辅助和保障。

夜间环境下特种车辆可匹配红外相机、低照度可见光相机、激光雷达进行硬件感知设备搭建。同时文献[21]提出一种领域适应模型 YOLO-in-the-Dark，其中 SID 模型用于从短曝光的 RAW 低光图像中恢复图像，YOLO（YouOnlyLookOnce)模型用于对恢复图像进行检测，通过使用粘合层对两个不同领域的模型进行特征融合，解决夜间目标的检测问题。

结合上述设备使用工况分析建议：辅助驾驶装置可使用低照度可见光相机、红外相机、激光雷达、毫米波雷达等。同时随着计算机算力的显著提升，深度学习理论也迅速发展。在 K.G.Lore 等人开创性地提出基于深度学习的夜间场景增强模型（LLNet)以后，可匹配深度学习来提升性能和效率实现夜间场景增强。

2.5 雨、雪、雾、霾恶劣天气环境

在雨、雪、雾、霾恶劣天气下，环境对感知系统的稳定性具有严重的影响，感知系统会受到严峻挑战。低光照驾驶图像亮度信息丢失、雨/雪驾驶图像结构与语义信息丢失造成驾驶感知性能下降，多种恶劣天气驾驶环境下的检测鲁棒性严重不足。面对这种情况，利用深度学习模型设计、多模态数据融合等技术手段虽然可在一定程度上弥补感知缺陷，但是也增加了感知模型的复杂度和实现难度。

1.针对低光照环境下亮度信息丢失导致的驾驶感知性能下降问题，文章[22]提出通过可微分校正算子与分辨率无关特征模块设计，增强了智能车辆在低光照场景下的感知能力。

2.针对雨/雪驾驶图像结构与语义信息丢失导致的驾驶感知性能下降的问题，通过构建对非成对数据的跨域映射关系，融合物理先验处理雾霾与光照耦合模糊，提出图像跨域干扰解耦网络，通过恢复雨/雪驾驶图像的结构与语义信息，实现了智能车辆在雨/雪驾驶场景下的语义增强。

3.针对涵盖低光照、雾、雨、雪的多种恶劣天气下车辆检测鲁棒性严重不足的问题，提出结合传感器融合与增量学习策略的鲁棒检测框架，在多天气连续域中实现输入多样性管理与灾难性遗忘缓解，增强了智能车辆在多种恶劣天气下的目标检测能力，提高了检测鲁棒性。

融合多模态传感器信息，在雨雾烟尘和低光照环境，为驾驶员提供环境信息增强服务，进而实现道路的检测和运动目标的检测是本项目的一个技术难点。车辆可以搭载激光雷达、毫米波雷达、软件实施图像融合道路理解和目标检测，实现具有烟尘传统能力的道路理解和目标检测，使得辅助驾驶系统能够在重度烟尘遮蔽环境为驾驶员提供场景增强显示和预警能力。

3 全场景共性技术痛点与系统优化设计思路

基于上文中野外越野作战场景环境、城市复杂作战场景、海陆两栖复合场景、夜间恶劣光照、雨、雪、雾、霾恶劣天气等环境下的环境及针对不同环境下多场景耦合下的共性问题总结

1）单一传感器局限性强，无法适配战场多态变化。在复杂动态环境下，单一传感器易受到光照、天气或场景的制约，导致感知能力显著下降。例如，视觉传感器在低光照或雨雪雾霾下性能严重退化，而激光雷达等其他单一传感器也可能因环境干扰或自身物理特性受限。

2）复杂动态场景特征易退化、易丢失。在车辆高速运动或极端天气下，环境中的关键特征（如道路边界、障碍物等）可能因光照变化、运动模糊或天气场景而发生信息丢失，导致感知算法难以稳定工作。

3）恶劣天气下感知精度衰减呈断崖式下降。雨雪雾霾等恶劣天气会通过降低传感器的感知能力（如视觉模糊、激光衍射）或增加环境噪声，导致感知系统在这些场景下的性能急剧下降。

4）车体振动、温变、腐蚀导致设备可靠性下降。特种车辆常需在恶劣环境（高低温、复杂地形等）中长时间运行，容易引发设备因机械振动或化学腐蚀而出现故障。

5）现有算法泛化能力弱，场景自适应差。当前感知算法往往针对特定场景优化，但在跨场景部署时表现出明显的性能下降，尤其是在低光照、大气遮蔽等复杂环境中。

6）多源数据融合策略固定，无法动态适配工况。现有的多传感器融合方法大多基于人工设计的静态规则，缺乏对实际场景动态变化的自适应能力，导致在某些极端情况下融合效果不理想。

面对不同场景下的需求，多传感器深度融合架构优化根据上文中相关技术发展可采用：

1）异构互补：采用激光雷达、红外、毫米波与视觉等多模态传感器的冗余设计，通过差异化感知特性弥补单一设备在不同场景下的不足。

2）动态权重调整：根据实时环境特征（如天气、光照）动态调整各传感器的权重，优化数据融合结果。

3）多模态自适应预测：通过深度学习模型实现不同传感器特征的端到端融合，提高系统在复杂场景下的鲁棒性。

4）极端环境抗干扰算法优化

低光增强与降噪：结合生成对抗网络（GAN）和物理试验，设计适用于不同光照条件的图像翻译模型，将复杂低光场景下的图像转换为高质量可视图像，改善视觉算法的输入质量。

去雨雪雾降噪：针对雨雪雾霾环境中的模糊与遮挡问题，开发基于跨域映射的图像解耦网络，恢复清晰场景信息，并通过传感器融合抑制天气干扰。

动态畸变校正：针对车辆振动、运动模糊等问题，设计实时运动估计与修正算法，保证感知系统的稳定性。同时，结合先进的点云滤波技术，去除噪声数据。

5）场景自适应感知策略设计

环境感知与自动切换：开发基于实时天气、光照、地形等条件的场景判别系统，实现越野、城市、水陆等不同场景下的自动模式切换。

4 总结与展望

本文围绕四大复杂作战场景、四类恶劣天气环境的感知工况特征感知技术应用展开研究，针对不同环境下的感知需求，剖析了当前环境感知系统在各工况下的技术短板与失效机理。归纳了装备共性技术瓶颈，提出了适配特种车辆在不同环境下实战的系统优化设计思路。形成了不同环境下感知组件搭配系统分析表 5。

表 5

特种环境	环境特征	装备与感知能力
野外越野作战场景	非结构化路面、无规则障碍、杂草灌木遮挡、地形起伏、沟壑、坡道、颠簸振动大、无固定道路。面对此类工况感知系统可能面临地面纹理杂乱	环境感知系统可配备高线束线激光雷达+长短距毫米波雷达+可见光+远红外热成像：升级高线数防尘激光雷达，补充底盘超声波补盲传感器，依托三级多传感器融合做路况决策。
城市复杂作战场景	城市中涵盖高密度建筑、狭窄街巷、动态人车混杂、光影复杂、遮挡严重、电磁复杂、路口突发障碍	环境感知系统可配备 32/64/128 线激光雷达+短距毫米波雷达+低光照相机：车尾超声波补盲传感器。
海陆两栖复合场景	水陆过渡、滩涂泥泞、水面反光、波浪扰动、盐雾腐蚀	环境感知系统可配备： 1.辅助驾驶装置使用可视化云台，可见光相机、红外相机、激光雷达、毫米波雷达等； 2.全景观察装置可使用车辆周围 360°可拼接全景相机及近景相机；水下监测装置可使用前探测声呐、侧扫声呐，多波束声呐。
夜间恶劣光照环境	光线相对较暗，道路的可见性受到限制。可能存在的各种复杂情况，如不良天气条件、全黑低照度、路面无纹理、夜间眩光、可能出现的道路障碍物以及其他车辆车灯的强光干扰	辅助驾驶装置可使用低照度可见光相机、红外相机、激光雷达、毫米波雷达同时匹配夜视算法
雨、雪、雾、霾恶劣天气环境	雾、霾造成大气持续消光，使成像对比度降低，细节模糊，激光雷达测距缩短、点云稀疏；降雨易在镜头形成水膜遮挡，雨滴产生点云噪声，对红外吸收作用显著；降雪叠加地面积雪反射背景，易引发目标检测虚警与漏检	环境感知系统可配备搭载激光雷达、毫米波雷达、软件实施图像融合道路理解和目标检测，实现具有烟尘传统能力的道路理解和目标检测，使得辅助驾驶系统能够在重度烟尘遮蔽环境为驾驶员提供场景增强显示和预警能力。

当前基于多传感器融合的感知方案已初步适配野外越野、城市街巷、海陆两栖及雨雪雾买等典型复杂特种环境，具备基础的环境感知与目标识别能力。未来需进一步深化多模态感知算法融合，突破极端低能见度、强干扰与复杂地形工况下的感知瓶颈，同步推进传感器硬件的环境适应性加固与智能算法迭代，持续提升感知系统的鲁棒性与全域适配能力，为特种装备在复杂环境下的任务执行提供更可靠的技术支撑。

参考文献：

[1] RiegerS,WangZ,SnavelyN,etal.RELLIS-3DDataset:Data,BenchmarksandAnalysisforOff-RoadAutonomousDriving[C]//ProceedingsoftheIEEE/CVFConferenceonComputerVisionandPatternRecognitionWorkshops.2021:1-10.

[2] 周建新,莫磊.基于多源传感器融合的抗天气干扰目标检测方法[J].工程科学学报,2025.

[3] ShanT,EnglotB.LIO-SAM:Tightly-coupledLidarInertialOdometryviaSmoothingandMapping[C]//2020IEEE/RSJInternationalConferenceonIntelligentRobotsandSystems(IROS).IEEE,2020:5135-5142.

[4] ArafinT,HosenA,NajdovskiZ,etal.AdvancesandTrendsinTerrainClassificationMethodsforOff-RoadPerception[J].JournalofFieldRobotics,2025,42(7):3515-3544.

[5] Mur-ArtalR,TardósJD.ORB-SLAM2:AnOpen-SourceSLAMSystemforMonocular,StereoandRGB-DCameras[J].IEEETransactionsonRobotics,2017,33(5):1255-1262.

[6] GuoC,LiC,GuoJ,etal.Zero-ReferenceDeepCurveEstimationforLow-LightImageEnhancement[C]//ProceedingsoftheIEEE/CVFConferenceonComputerVisionandPatternRecognition.2020:1780-1789.

[7] ZhuJY,ParkT,IsolaP,etal.UnpairedImage-to-ImageTranslationusingCycle-ConsistentAdversarialNetworks[C]//ProceedingsoftheIEEEInternationalConferenceonComputerVision.2017:2223-2232.

[8] YuF,ChenH,WangX,etal.BDD100K:ADiverseDrivingDatasetforHeterogeneousMultitaskLearning[C]//Proceedingsofthe IEEE/CVFConferenceonComputerVisionandPatternRecognition.2020:2636-2645.

[9] 刘辉,刘聪,韩立金,等.基于多传感器融合的越野环境路面信息识别[J].北京理工大学学报,2023,43(8):783-791.

[10] 胡玉辉,王旭,胡家铭,等.越野环境下无人驾驶车辆技术研究综述[J].北京理工大学学报,2022,42(1):97-104.

[11] 李建祥,翟迪华,丁子楷,等.RC-LIO:退化环境中多传感器融合补偿的激光雷达惯性里程计[J].自动化学报,2025.

[12] 王晔,司璐璐,陈慧岩,等.水陆无人两栖车环境感知技术综述[J].车辆与动力技术,2024(2):47-56.

[13] 左喆,兰鸿,秦伟,等.基于 SAM 的水陆两栖环境感知微调策略与应用[J].北京理工大学学报,2026,46(1):20-28.

[14] 梁兴栋,吴一戎,洪文.面向智能驾驶的毫米波雷达与激光雷达融合鲁棒感知算法[J]雷达学报,2021,10(5):777-790.

[15] 常亮,白傑,胡会会,等.MDF-ANet:低光照环境下的无人驾驶视觉融合分割方法[J].北京理工大学学报,2022,42(1):97-104.

[16] 毛立巍，城市环境下无人驾驶汽车环境感知的技术研究 2020.东北大学.MAthesis

[17] 沈峘智能车辆视觉环境感知技术的研究[D].南京航空航天大学，2010

[18] 中国科学院.(2026).《中国海岸带智能监测蓝皮书》.北京：科学出版社

[19] 王野，司璐璐，陈慧岩.2024.水路无人两栖车环境感知技术综述[A].北京：北京理工大学

[20] 高江滨。夜间汽车安全驾驶技术研究[J]。科技咨询.2022.20（09）：233-235

[21] SasagawaY.NagaharaH.YOLOintheDark-DomainAdaptationMethedforMergingMultipleModels[j].arXiv:211208088.2022

[22] 苏慧萍.恶劣天气场景下智能车辆环境感知关键技术研究[j]。中国科学技术大学.2025.10

高寒环境下电气化越野车动力电池低温启动与热管理技术研究

陈志平，刘军

摘　要：在越野车电气化、智能化发展背景下，动力电池已成为影响整车机动性、可靠性和安全性的核心系统。高寒环境温度低、温差大、路况复杂，易导致电池容量下降、内阻升高、功率受限、充电效率降低及取暖能耗增加等问题。本文以高寒环境下电气化越野车动力电池低温启动与热管理技术为研究对象，分析低温对电池性能和越野使用能力的影响，并从启动预热、功率控制、液冷液热循环、热泵协同、余热利用、BMS 状态估计和整车能量分配等方面构建热管理体系。研究认为，应形成“电池—座舱—电驱—辅助热源”协同控制机制，为高寒地区电气化越野车设计与使用提供参考。

关键词：电气化越野车；动力电池；低温启动；热管理；高寒环境

Abstract： With the electrification of off-road vehicles, traction batteries have become a key system affecting mobility, reliability and safety. In cold regions, long-term low temperature, large day-night temperature differences and complicated road adhesion conditions may lead to capacity loss, increased internal resistance, power derating, reduced charging efficiency and higher energy consumption for cabin heating. This paper focuses on low-temperature start-up and thermal management technologies for electrified off-road vehicles in cold environments. Based on the low-temperature electrochemical characteristics of power batteries and the thermal demand of the whole vehicle, the influence of low temperature on discharge capability, charging safety, driving range retention and off-road usability is analyzed. A technical framework is then constructed from the aspects of preheating before start-up, power limitation during start-up, liquid cooling/heating circulation, heat pump coordination, range-extender waste heat utilization, BMS state estimation and vehicle-level energy allocation. The study argues that low-temperature adaptability should not rely on a single heater, but should be achieved through the coordinated control of battery, cabin, electric drive system and auxiliary heat sources. Predictive management based on route, ambient temperature, state of charge, driving load and charging conditions is also necessary. Finally, suggestions are proposed regarding insulation structure, hierarchical preheating, heat source reuse, low-temperature testing and maintenance support.

Key words: electrified off-road vehicle; power battery; low-temperature start-up; thermal management; cold environment

1 绪论

1.1 研究背景与意义

1.1.1 高寒越野场景对电池性能的挑战

越野车的使用环境不同于城市乘用车，其任务边界往往覆盖高速转场、非铺装道路通过、低速攀爬、涉雪涉冰、野外驻车和应急救援等多种场景。高寒地区又进一步放大了这些工况的复杂性：车辆可能在零下环境中长时间静置，启动后立即面对积雪路面、冰面低附着路段或长距离无人区穿越，动力系统既要保证轮端扭矩输出，又要保障转向、制动、照明、通信、取暖等用电需求。国家层面持续推动新能源汽车产业高质量发展，电气化越野车也因此具有更大的技术发展空间[1]。

动力电池在低温环境下的性能衰减具有综合性。温度降低会使电解液黏度增大、锂离子迁移阻力增加，电极反应动力学减慢，表现为可用容量减少、端电压下降和可输出功率降低。对于普通城市道路，这类问题主要表现为续航折损；对于越野场景，则可能表现为低速脱困时峰值功率不足、爬坡时持续输出能力降低、驻车供暖过度消耗 SOC 以及低温充电安全边界收窄。换言之，高寒低温不是简单的舒适性问题，而是关系到车辆机动能力和任务完成能力的基础问题。

电气化越野车还存在底盘布置和热环境耦合的特殊性。为提高通过性，车身通常具有较高离地间隙和较长悬架行程，电池包可能面临冷风冲刷、冰雪附着和路面积水冻结等影响；为提升越野能力，车辆又需要大功率电机、分布式电驱或增程系统，部件发热量和热源位置更加复杂。在低温条件下，如果热管理系统只关注电池单体温度而忽视整车热流组织，可能导致局部温差过大、预热能耗偏高或启动响应迟缓。因此，围绕高寒越野场景研究动力电池低温启动与热管理技术，具有较强的工程针对性。

1.1.2 低温热管理对车辆使用能力的影响

低温热管理的核心目标并非单纯“升温”，而是在安全、能耗、动力响应和寿命之间取得平衡。电池温度过低时强行输出大电流，可能造成电压快速下探和功率受限；在低温状态下进行大倍率充电，则可能提高负极析锂风险，进而影响循环寿命和安全性。电动汽车安全要求已经将电气安全、热事件防护和运行安全作为重要内容[2]，对于高寒环境下的越野车辆而言，热管理系统应当承担从“温度调节”到“安全边界控制”的作用。

从使用能力角度看，电池热管理直接影响车辆的可启动性、可驾驶性和可保障性。可启动性体现为长时间低温静置后，车辆能否在规定时间内完成高压上电、绝缘检测、BMS 自检和驱动准备；可驾驶性体现为电机峰值扭矩、持续功率、制动能量回收和牵引控制能否满足冰雪及坡道工况；可保障性则体现为车辆在野外驻车时能否兼顾座舱取暖、设备供电和剩余续航。若热管理策略设计不当，车辆可能出现“能启动但不敢输出”“能行驶但续航快速下降”“能取暖但无法返回”等问题。

因此，研究高寒环境下动力电池低温启动与热管理技术，不只是对单个零部件进行改进，而是要把电池、热泵、PTC、电驱、电控、增程器或辅助热源、车载充电系统、远程监测系统等作为整体进行分析。论文选择这一方向，能够把电气化技术与越野车具体使用场景结合起来，避免停留在一般新能源汽车热管理综述层面，也有利于形成可落地的系统构型、控制策略和评价指标。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 动力电池低温性能研究现状

动力电池低温性能研究主要集中在低温容量衰减、内阻增长、倍率性能下降、低温充电析锂和低温老化机理等方面。国内外标准对动力电池安全提出了越来越严格的要求，尤其是动力蓄电池安全要求对热扩散、外部火烧、短路、过充过放等风险场景进行了系统规范[3]。虽然安全标准并不等同于低温性能设计指南，但其反映了动力电池系统必须在复杂环境下保持可控状态的基本要求，高寒环境下的热管理研究也应与安全要求保持一致。

已有电化学研究表明，低温条件下电池内部欧姆阻抗、界面阻抗和电荷转移阻抗均会增大，其中电荷转移阻抗的变化对低温性能影响尤为明显[5]。低温运行时，电池端电压更容易触及下限阈值，BMS 不得不提前限制输出功率或缩小可用 SOC 窗口。对于越野车而言，低温功率限制会直接影响爬坡、脱困和低速大扭矩输出，因此不能仅以标称容量评价电池适用性，还应关注不同温度下的功率保持能力和电压稳定性。

还有研究从电化学—热耦合模型角度分析低温运行行为，指出电池在低温下的能量和功率能力显著降低，是混合动力和纯电动车推广到寒冷地区的重要技术障碍[6]。这类模型为低温启动策略提供了基础：一方面可以通过预热提高电池反应速率，另一方面可以在温度尚未达到理想区间时，通过限制电流、降低扭矩请求或调用辅助热源降低风险。对于电气化越野车，模型还需要进一步叠加坡度、附着、轮端扭矩和驻车用电等变量。

综合来看，动力电池低温性能研究已经形成较为清晰的机理认识，但与越野车使用场景结合仍不充分。多数研究对象以乘用车城市循环或标准工况为主，对长时间低温静置后的快速启动、雪地

低速高负载、低温下外放电和救援用电、野外补能条件不足等问题关注不足。后续研究应将低温电化学机理转化为整车热管理控制目标，使 BMS、VCU 和热管理控制器能够在真实越野任务中协同决策。

1.2.2 电动车热管理系统研究现状

电动车热管理系统研究主要经历了从单一冷却到综合热管理的发展过程。早期系统多以风冷或简单液冷为主，重点解决电池高温散热问题；随着整车能量效率要求提高，液冷液热、直冷直热、热泵空调、余热回收和多回路耦合逐渐成为主流方向。我国已发布电动汽车动力蓄电池热管理系统液冷系统相关行业标准，对液冷系统及零部件技术要求和试验方法作出规定[4]，这为电池热管理工程设计提供了规范基础。

国外研究普遍强调热管理系统的能效和协同控制。面向寒冷地区应用，研究者不仅关注电池预热时间，还关注加热能耗、座舱舒适性、电池寿命和充电效率之间的权衡。热泵系统相较 PTC 电加热具有更高的能效潜力，但在极低温环境下换热能力衰减、除霜需求增加，仍需要与电池加热器、余热回收或辅助热源协同。对于增程式或混动越野车，发动机余热可以成为重要热源，但其启停时机、热量传递路径和噪声振动影响也需要统一考虑。

从控制层面看，热管理系统正由基于阈值的规则控制转向预测控制和整车能量协同管理。规则控制结构简单、可靠性高，适合工程量产；预测控制能够利用路线、环境温度和负载信息提前安排预热和热源分配，适合长距离穿越和高寒补能场景。电气化越野车如果能够结合导航地形、坡度、海拔和驾驶模式进行热需求预测，就可以在进入高负载路段前提前提升电池温度，避免临场大功率输出时受限。

总体而言，电动车热管理研究已经具备较好的技术积累，但越野车在环境扰动、任务连续性和可靠性冗余方面提出了更高要求。普通乘用车强调节能舒适，高寒越野车还要强调低温可启动、极端工况可脱困、野外驻车可保障和故障状态可降级运行。论文后续将围绕这些要求展开系统分析。

1.3 研究内容与技术路线

1.3.1 研究内容

论文围绕高寒环境下电气化越野车动力电池低温启动与热管理技术展开，研究内容包括四个层面。第一，分析高寒越野场景的任务需求，明确低温静置、冷启动、雪地低速、长坡攀爬和驻车保障等工况对电池系统的影响。第二，解释低温对动力电池电化学性能和整车使用能力的作用机理，重点讨论容量衰减、内阻增加、功率限制和低温充电析锂风险。第三，比较外接电源预热、液热循环预热、电池自加热、增程器余热利用和热泵协同等技术路径，提出适合越野车的分级启动策略。第四，构建面向高寒越野任务的验证评价体系，使设计方案能够通过试验指标得到检验。

与一般新能源汽车热管理研究相比，论文更强调“任务连续性”和“安全返回能力”。电气化越野车不只需要在标准低温环境中完成启动，还要在补能不足、通信条件有限、路面附着差和驾驶负荷变化大的情况下保持可控状态。因此，论文在分析中把电池温度、SOC、驾驶模式、路线条件和辅助热源统一考虑，避免把热管理看成孤立的温度调节问题。

论文的研究重点不是设计某一具体车型的完整零部件参数，而是提出适用于高寒越野车辆开发的技术框架和评价思路。通过这种方式，可以兼顾理论分析和工程应用：理论上能够说明低温影响的机理，工程上能够回答车辆应如何预热、如何限功率、如何分配热量、如何设置试验工况以及如何进行维护保障。

1.3.2 技术路线

首先，从高寒越野场景出发提取低温启动、低速高负载、驻车供电和低温补能等需求；其次，分析低温对电池电化学反应、功率输出和充电安全的影响；再次，围绕电池液热系统、热泵空调、辅助热源和 BMS 控制构建整车热管理架构；最后，提出低温静置启动、雪地行驶和长坡低速攀爬等试验评价方法。

技术路线的最终目标是形成可执行的工程建议。具体包括：明确低温启动的分阶段控制流程，提出温度目标分级和热源优先级，设计高寒越野工况下的测试指标，并给出保温、预热、补能和维

护方面的优化方向。

2 低温环境对动力电池性能的影响

2.1 电化学性能变化

2.1.1 低温下容量衰减与内阻增加

锂离子动力电池的低温容量衰减并不是单一因素导致，而是电解液离子电导率下降、固相扩散速度降低、界面电荷转移阻力增大和材料活性降低共同作用的结果。温度下降后，电池内部极化加重，在同等放电电流下端电压下降更快，BMS 为了防止电压跌破安全阈值会提前切断或降低输出功率。对于用户而言，这种现象表现为续航里程缩短；对于越野车辆而言，则表现为可用扭矩储备减少和持续负载能力下降。

低温内阻增加还会改变电池发热特征。适度的欧姆热可以帮助电池升温，但过高的极化热会造成局部温升不均，尤其是大容量电池包在低温启动阶段，各模组之间温度差异可能较大。如果热管理系统只根据平均温度判断电池状态，可能掩盖局部低温或局部过热风险。因此，高寒环境下的电池温度监测应重视多点传感、温差控制和热模型估计，而不能只以单一传感器数据作为控制依据。

越野工况对内阻变化更加敏感。低速攀爬和脱困通常需要高扭矩、低车速和频繁扭矩波动，电流变化幅度大，电池端电压在低温下更容易受到扰动。如果车辆在低温静置后立即进行大坡度攀爬，BMS 功率限制可能与驾驶员扭矩请求发生冲突，导致车辆动力响应不连续。为避免这种情况，应在启动前完成基础预热，并在启动初期设置温度—SOC—功率联动限值，使驾驶员能够获得可预期的动力输出。

2.1.2 低温充电析锂风险

低温充电是动力电池安全与寿命管理中的重点问题。低温条件下，负极嵌锂动力学变慢，当充电电流过大或电池温度过低时，锂离子可能来不及嵌入石墨层间而在负极表面沉积，形成析锂。析锂不仅会造成可逆容量损失，还可能在反复循环中形成枝晶并破坏隔膜安全边界。低温充电问题在高寒越野场景中尤为突出，因为车辆可能在野外使用慢充、移动电源、增程器发电或临时补能设备，补能条件不稳定。

关于寒冷温度对锂离子电池性能和老化影响的综述指出，低温会同时影响容量、功率和寿命，热策略是改善寒冷地区车辆使用性能的关键措施[7]。因此，高寒环境下的充电策略不能简单照搬常温快充逻辑，应根据电池最低温度、温差、SOC、历史低温循环次数和电芯类型动态调整充电倍率。对电气化越野车来说，安全的低温补能能力与续航能力同等重要，只有建立低温充电保护和预热联动机制，车辆才具备长距离穿越的可靠保障。

在工程设计上，低温充电控制应包括三个层次：第一层是硬件层面的温度采集、绝缘监测和加热回路；第二层是 BMS 层面的允许充电电流计算、析锂风险判断和故障报警；第三层是整车层面的补能场景识别和能量调度。例如，当车辆连接外部充电桩且电池温度较低时，应优先利用外部电源进行电池预热，再逐步提升充电电流；当车辆依靠增程器发电补能时，则应根据燃油余量、噪声控制和剩余路程决定是否执行深度预热。

表 2-1　不同温度下动力电池等效性能参数

电池温度/℃	可用容量系数/%	等效内阻倍数	可用放电功率/%	建议最大充电倍率/C
25	100	1.00	100	1.00
0	92	1.28	92	0.70
-10	84	1.65	76	0.40
-20	72	2.35	58	0.20
-30	58	3.40	38	0.08

2.2 整车使用影响

表 2-2　高寒环境典型越野工况及动力电池影响

典型工况	主要环境特征	电池系统影响	热管理关注点
低温静置后启动	电池和冷却液温度接近环境温度	内阻上升、可用功率降低	启动前预热、绝缘检测、低压保障
雪地/冰面低速行驶	附着系数低，扭矩波动明显	打滑导致无效能耗增加	牵引控制与功率限制协同
长坡低速攀爬	持续大扭矩、车速低	电池放电电流大，温升不均	高负载前预热与持续功率控制
野外驻车保障	座舱取暖、照明通信持续用电	SOC 下降影响返程能力	驻车 SOC 保底与热源优先级

2.2.1 低温启动功率下降问题

低温启动过程包括低压系统唤醒、高压互锁检测、绝缘检测、接触器闭合、BMS 状态判断、电驱系统自检和热管理系统启动等环节。任何一个环节受到低温影响，都可能造成启动时间延长或启动失败。电池低温导致的功率下降是其中最核心的问题，因为高压系统上电后需要为泵、阀、加热器、空调压缩机和控制器供电，如果电池可输出功率不足，热管理系统本身也难以快速工作。

在越野场景中，低温启动不只是从静止到可行驶的过程，还可能发生在应急救援、野外驻车后撤离或夜间低温返回等情境下。车辆启动后，驾驶员往往希望立即获得转向助力、制动助力、四驱控制和照明通信能力。若系统为了保护电池而长时间限制功率，会削弱车辆应急响应能力；若系统过早开放大功率输出，又可能加速电池极化并增加寿命损耗。低温启动策略需要在“保护电池”和“保证任务”之间建立清晰的优先级。

从控制逻辑看，低温启动功率下降应通过分阶段方式处理。第一阶段为安全唤醒，确保低压供电、绝缘和高压互锁正常；第二阶段为基础预热，将电池最低温度提升到允许小功率行驶区间；第三阶段为受限行驶，允许车辆低速移动并逐步提升温度；第四阶段为正常输出，当电池温度和 SOC 满足要求后开放越野模式功率。这样的分级策略比“一刀切”的禁止启动更符合越野车辆使用特点。

2.2.2 座舱加热与电池保温对续航的影响

高寒环境下座舱加热是续航衰减的重要来源。燃油车可以利用发动机余热供暖，而纯电越野车需要消耗动力电池能量进行 PTC 加热或热泵运行。越野穿越中，座舱保温不仅关系舒适性，也关系驾驶员体力、视野除霜和设备可靠性，不能简单通过降低暖风功率来换取续航。电池保温与座舱取暖之间存在直接的能量竞争，热管理系统必须处理二者的优先级。

在低温行驶过程中，车辆热负荷来源包括座舱散热、挡风玻璃除霜、电池保温、电驱系统温度维持和外部冷风换热。城市道路中车辆速度相对平稳，热管理系统可以依据固定工况进行控制；越野道路中车速低、风量变化大、载荷波动强，电驱系统发热与环境散热都不稳定。若控制策略不能及时识别热负荷变化，可能在低负荷路段过度加热，进入高负荷路段时又因热量不足而限制功率。

现有热管理综述普遍认为，电池性能、寿命和安全对温度高度敏感，空气冷却、液体冷却、相变材料和耦合热管理各有适用边界[9]。对高寒越野车而言，合理方案应当优先采用液冷液热系统保障电池温度均匀性，同时配置热泵提高座舱与电池加热能效，并在极低温或应急情况下保留 PTC、电加热膜或增程器余热作为冗余热源。

此外，续航评价不应只采用常温标准工况里程，而应增加低温场景续航保持率、低温驻车耗电量、除霜完成时间、低温启动能耗和越野模式功率开放时间等指标。只有这些指标被纳入整车开发目标，热管理系统才能真正服务于高寒越野使用，而不是停留在实验室单一温度控制。

3 动力电池低温启动技术

3.1 启动前预热技术

表 3-1　低温预热技术方案比较

预热方式	主要优点	主要不足	适用场景	越野车应用要点
外接电源预热	不消耗车辆 SOC，预热稳定	依赖电源条件	基地、营地、补给点	与预约出发和多车补能计划联动
液热循环预热	工程成熟，均温能力较好	升温速度受流道和保温影响	大容量电池包	优化流道、泵速和保温结构

电池自加热	升温快，热源接近电芯	控制复杂，对寿命要求高	应急启动、快速恢复动力	设置严格电流和温差边界
增程器余热预热	能源冗余强，适合无人区	噪声、油耗和 NVH 影响	增程式越野车	与 SOC、噪声和任务需求统一控制

3.1.1 外接电源预热与预约预热方法

启动前预热是降低低温启动风险的最直接方式。外接电源预热的优势在于不消耗车辆动力电池 SOC，适合车辆在营地、基地、车库或补给点停放时使用。通过充电桩、营地电源或专用保温电源为电池加热器、冷却液泵和热泵系统供电，可以在出发前将电池温度提升到较为合适的区间，同时完成座舱预热和玻璃除霜。这样不仅可以改善启动功率，还能减少行驶初期的热管理能耗。

预约预热则强调时间管理和用户交互。驾驶员可根据计划出发时间在车机或手机端设置预热任务，车辆根据环境温度、电池 SOC 和外接电源状态自动计算预热开始时间。对于越野穿越团队而言，预约预热还可以与车队出发计划结合，在统一时间前完成各车热准备，避免部分车辆因低温功率受限拖慢整体行程。远程服务与管理系统通信协议和数据格式的完善，也为车辆上传温度、SOC、故障和位置等信息提供了基础[12]。

外接电源预热需要注意三个问题。第一是预热目标不宜过高，高寒环境下过度预热会造成能量浪费，车辆出发后在低负荷路段也可能迅速散热；第二是预热过程要兼顾温差，不能只提升靠近加热器位置的局部温度；第三是要考虑电源可靠性，野外营地电源容量有限，多车同时预热可能造成电力负荷过大。因此，应建立分层预热策略，根据最低温度、温差和任务需求确定“保底启动温度”和“高负载准备温度”。

3.1.2 电池自加热与液热循环预热方法

当车辆无法使用外接电源时，电池自加热和液热循环预热成为主要选择。电池自加热通常通过内部交流激励、脉冲电流或利用电机绕组等方式使电池内部产生热量，其优势是升温速度较快、热量产生位置接近电芯内部；不足是控制复杂，对电池寿命和安全边界要求较高。已有研究比较了低温下锂离子电池自内部加热、对流加热、互脉冲加热和交流加热等策略，为工程应用提供了思路[10]。

液热循环预热则通过冷却液回路将加热器产生的热量传递至电池包，系统结构相对成熟，便于与液冷系统共用管路、泵和阀。其关键在于提高换热效率并控制温差。电气化越野车电池包通常体积较大、底部受冷风影响强，如果液热回路布置不合理，靠近入口的模组升温较快，末端模组温度仍然偏低，造成 BMS 无法开放足够功率。因此，液热循环设计应重视流道均匀性、保温层布置和传感器位置。

关于低温预热系统的研究表明，预热技术不仅要追求升温速度，还要综合考虑能耗、寿命、成本和系统耐久性[11]。对于高寒越野车，建议将预热模式分为基础预热、快速预热和任务预热三类。基础预热用于保证车辆可启动；快速预热用于应急撤离或短时间恢复动力；任务预热用于进入长坡、雪地穿越或低速攀爬前提前准备。不同模式下的目标温度、加热功率和持续时间应有所区别。

液热循环预热还可与座舱预热联动。在极低温环境下，驾驶员可能优先需要除霜和取暖，而电池又需要达到放电功率要求。系统可以根据 SOC 和剩余路程分配热量：当 SOC 充足且任务紧急时，提高电池加热优先级；当车辆驻车等待且人员在车内时，提高座舱舒适和挡风玻璃除霜优先级；当外部温度较低但车辆处于补能状态时，则优先使用外接电源完成电池均温。

3.2 启动过程控制策略

3.2.1 BMS 低温功率限制策略

BMS 低温功率限制是保护电池安全的重要手段，其基本逻辑是根据电池温度、SOC、SOH、单体电压、温差和历史工况计算当前允许充放电功率。低温时允许放电功率下降，允许充电功率下降更明显。对于普通电动车，功率限制主要影响加速体验；对于越野车，功率限制直接影响车辆脱困能力，因此控制策略既要保守又不能过度保守。

更合理的做法是建立温度—SOC—工况耦合的功率限制表。低温低 SOC 时，系统应限制大功率越野模式和外放电；低温高 SOC 时，可允许短时间中等功率输出，但需要监测电压下探和温升速度；电池温度逐步升高后，再分阶段释放峰值功率。对于雪地起步和低速攀爬，系统还应将轮胎附着状

态纳入控制，因为打滑会造成无效能耗和电机热负荷增加，在低温功率受限时更应避免无效大电流输出。

功率限制策略还需要具备透明的人机提示。驾驶员在越野场景中需要知道车辆是否处于低温保护、预计多久恢复动力、当前可用功率是否足以完成坡道或脱困任务。车机界面可以显示“电池低温预热中”“越野功率部分开放”“建议等待预热完成后进入陡坡”等提示，而不是仅用故障灯或抽象功率条表达。清晰的提示能够降低驾驶员误操作概率，提高车辆使用信心。

3.2.2 增程器或辅助热源启动配合策略

对于增程式或混合动力越野车，增程器和发动机余热可以显著改善高寒环境适应性。低温启动时，若动力电池温度低、SOC 偏低且外接电源不可用，系统可以先以低负载启动增程器，为电池加热器、冷却液泵和座舱取暖提供能量，同时避免电池承担过大的初始热负荷。与纯电方案相比，增程式越野车在高寒无人区具有更强的能源冗余，但控制复杂度也更高。

增程器配合策略应避免两个极端：一是频繁启停导致 NVH 变差、燃油消耗升高和驾驶体验下降；二是长时间低效运行造成热效率低、噪声暴露和能量浪费。较优方案是根据电池温度、SOC、座舱热需求和任务路线设置启停阈值。例如，在车辆出发前需要快速预热时，增程器可进入稳定高效区工作；在低速隐蔽行驶或营地驻车时，则应根据噪声要求和 SOC 状态决定是否关闭。

辅助热源还包括 PTC 加热器、电加热膜、热泵系统、电驱余热和制动回收热量等。高寒越野车应建立热源优先级：外接电源优先用于预热；行驶中优先回收电驱和增程器余热；热泵在有效温区内优先用于座舱和电池维温；PTC 作为极低温或快速除霜的保障热源。通过热源复用，可以降低单一电加热器对 SOC 的消耗，提高低温续航保持率。

4 热管理系统设计

4.1 热管理系统构成

4.1.1 电池液冷液热系统设计

电池液冷液热系统是高寒越野车热管理的基础。与风冷相比，液冷液热具有换热能力强、温度均匀性好、系统可控性高等优点，适合大容量电池包和高功率输出场景。系统通常由冷却板、冷却液管路、电子水泵、电子膨胀阀、三通阀、换热器、加热器、温度传感器和控制器组成。其设计目标不仅是高温冷却，也包括低温预热和行驶过程保温。

在结构设计上，电池包底部和侧面应设置保温层，减少冷风直接冲刷造成的热损失；冷却板流道应兼顾压降和均温，避免某些模组长期处于低温端；管路和接头需要满足振动、冲击和低温密封要求，防止越野冲击后出现泄漏。液冷系统标准对技术要求和试验方法作出了规定，越野车辆应在此基础上增加低温、冲击、泥水和高频振动等复合工况验证。

液热系统的另一个重点是温差控制。电池包平均温度达到目标并不代表所有电芯都适合大功率输出，如果最低温度仍然偏低或模组温差过大，过早开放功率可能损害局部电芯寿命。因此，控制策略应同时采用平均温度、最低温度和最大温差三个指标，并结合电池热模型估计内部温度。对于长时间低温静置车辆，预热初期应采用较高流量促进均温；接近目标温度后可降低流量减少泵耗。

4.1.2 热泵空调与电池热管理耦合

热泵空调是提升低温能效的重要技术。传统 PTC 电加热把电能直接转化为热能，结构简单但能耗较高；热泵通过制冷剂循环从环境或部件余热中提取热量，在适宜温区内能够以较低电耗提供座舱和电池加热。对于高寒越野车，热泵系统可以与电池液热回路、座舱暖风回路和电驱冷却回路耦合，形成多热源、多用热点的综合热管理架构。

热泵耦合设计的难点在于极低温环境下换热能力下降。当环境温度过低时，室外换热器结霜、压缩机效率降低，热泵单独运行可能无法满足快速预热和除霜要求。因此，系统应保留 PTC 或增程器余热作为补充，并通过阀组切换实现不同模式：低温启动时优先快速加热电池；行驶稳定后利用热泵维持座舱舒适；电驱系统温度升高后回收其余热；进入驻车模式时根据 SOC 控制座舱和电池保温。

增程式车辆还可以利用发动机冷却液余热。相关研究已经关注低温条件下增程式电动车座舱和电池加热的综合热管理策略[13]，其思路对越野车具有借鉴意义。越野车在高寒地区常常需要长时间低速行驶，发动机或增程器不一定持续工作，因此余热利用必须与启停控制、蓄热部件和电池 SOC 联动，避免为了取暖而让增程器长时间低效运行。

从系统架构看，热泵与电池热管理耦合应遵循“先安全、再动力、再舒适、后节能”的原则。在极低温和低 SOC 状态下，电池安全预热优先级最高；在温度达到基础输出条件后，可逐步提升座舱舒适性；当车辆进入稳定巡航或补能状态时，再优化热泵能效和热源回收。这样的优先级符合高寒越野任务对可靠性的要求。

4.2 控制策略设计

表 4-1　高寒环境电池温度控制阈值与功率开放建议

控制等级	电池温度范围	车辆状态	放电功率开放建议	充电与控制重点
一级	T＜-20 ℃	低温停放、系统唤醒	≤40%，不开放越野模式	禁止快充，优先预热与绝缘自检
二级	-20 ℃≤T＜-5 ℃	高压上电、低速移动	40%～85%	充电≤0.3C，抑制电压下探
三级	-5 ℃≤T＜10 ℃	普通道路、轻度越野	85%～100%	充电≤0.7C，重点控制温差
四级	10 ℃≤T≤35 ℃	攀爬、脱困、长坡持续输出	开放额定持续功率和峰值功率	可开放 1.0C，优先余热复用

4.2.1 目标温度区间设定

目标温度区间设定是热管理控制的核心。对于动力电池而言，理想温度区间通常兼顾功率输出、充电效率、寿命和安全，但越野场景不一定要求始终保持最优温度。若在长时间低负荷行驶中强行维持较高电池温度，可能造成额外能耗；若在进入陡坡或沙地前不提前升温，又可能在关键时刻功率受限。因此，目标温度应根据任务阶段动态变化。

论文建议将温度目标分为四级：一级为安全存放温区，适合车辆停放和低功耗监测；二级为基础启动温区，满足高压上电和低速移动；三级为常规行驶温区，满足普通道路和轻度越野；四级为高负载准备温区，满足低速攀爬、雪地脱困和长坡持续输出。不同温区对应不同的允许功率、充电倍率和驾驶模式，BMS 和 VCU 应共享这些状态。

目标温度还应考虑电池寿命。过高温度虽然可以改善低温功率，但会增加热老化风险；频繁快速预热也可能增加材料应力和能量消耗。因此，在非紧急状态下，应优先采用平缓预热和保温策略；在应急救援或极端脱困状态下，可以短时间开放快速预热，但需记录事件并提示后续检查。这样既能满足任务需求，又能避免长期过度使用高强度热管理策略。

4.2.2 电池、座舱和电驱系统热量分配策略

整车热量分配是高寒热管理的难点。电池需要维持安全功率输出，座舱需要保证人员舒适和视野除霜，电驱系统需要避免过冷导致润滑和效率问题，也需要避免高负载时过热。三者之间既存在竞争，也存在互补：电驱和增程器产生的余热可以为电池或座舱服务，座舱回风和电池冷却液回路也可以在特定模式下进行热交换。

热量分配策略可采用分层控制。上层由 VCU 根据驾驶模式、路线信息、环境温度和 SOC 确定热管理目标；中层由热管理控制器分配压缩机、泵、阀、PTC 和风机功率；下层由 BMS 和空调控制器执行电池保护、座舱舒适和故障诊断。近年来电动车热管理研究已经从部件级控制转向整车级协同，强调电池、空调和电驱系统的综合能效[14]。越野车应在此基础上加入地形和任务变量。

例如，在雪地穿越模式下，车辆可以提前提高电池温度目标，降低制动能量回收强度以防低附着打滑，同时保证除霜风量；在长距离高速转场模式下，系统应优先降低热管理能耗，利用电驱余热维持电池温度；在野外驻车模式下，则应限制座舱取暖功率，设置电池 SOC 保底值，并根据人员在车状态决定保温时间。不同模式并非固定不变，而应根据传感器和驾驶员选择进行动态修正。

热量分配还要具备故障降级能力。如果热泵失效，应切换至 PTC 或增程器余热；如果某一路温

度传感器异常，应采用保守估计并限制峰值功率；如果冷却液泵故障，应优先保护电池并提示停车检查。越野车辆常处于远离维修点的环境，热管理系统不能只追求高性能，还要保证故障后有清晰的降级路径。

5 高寒越野工况仿真验证与评价

5.1 仿真工况与模型设计

5.1.1 仿真对象与参数设置

本文参照范文中“方案—数据—对比—结论”的工程论文表达方式，构建一个代表性电气化越野车参数化算例。算例以公开研究中的低温变化规律为基础，对电池容量、内阻、允许功率及热管理能耗进行统一计算。需要说明的是，本章数据均为模型仿真和工况计算结果，不是环境舱或实车道路试验的原始测量数据。

仿真对象选取整备质量 3 200 kg 的电气化越野车，配置 90 kWh、400 V 动力电池包，初始 SOC 设为 80%。电池包采用液冷液热结构，PTC 额定电功率为 8.0 kW，并设置热泵、内部自加热及分级协同三类对比方案。关键参数见表 5-1。

表 5-1　参数化仿真对象及关键参数

参数	设定值	参数	设定值
整车整备质量	3 200 kg	电池标称能量	90 kWh
电池标称电压	400 V	电池包质量	620 kg
等效比热容	920 J/(kg·K)	包体综合散热系数	80 W/K
PTC 额定电功率	8.0 kW	热泵+PTC 有效制热量	9.4 kW
初始 SOC	80%	20 ℃基准续航	300 km

环境温度分别设为-10 ℃、-20 ℃和-30 ℃，车辆静置 12 h，使电池初始温度与环境温度一致。温度相关容量系数、内阻倍数和功率修正系数采用表 2-2 所列数据，并在相邻温度点之间进行线性插值。为便于比较，各方案均以电池平均温度达到 0 ℃作为基础启动完成条件，以达到 10 ℃作为高负载越野功率完全开放条件。

5.1.2 低温静置启动仿真方法

电池温升过程采用集总热容法描述，将加热器输入热量、电池欧姆热和包体对环境散热统一纳入热平衡。电池允许功率由温度和 SOC 共同修正，可用能量则由标称能量、低温容量系数和 SOC 计算。基本关系如下：

$$m_b c_p(dT_b/dt)=\eta_h P_h+I^2R(T_b)-K_A(T_b-T_a) \tag{5-1}$$

$$P_{allow}=P_{rated}\cdot k_P(T_b)\cdot k_{SOC}(SOC) \tag{5-2}$$

$$E_{avail}=E_{nom}\cdot k_C(T_b)\cdot SOC \tag{5-3}$$

式中，m_b 为电池包质量，c_p 为等效比热容，T_b 和 T_a 分别为电池温度与环境温度，P_h 为加热功率，η_h 为加热效率，K_A 为包体综合散热系数，k_P 和 k_C 分别为温度对应的功率系数与容量系数。计算时间步长取 1 s，并以电池温度、预热时间、加热能耗、最大温差和功率恢复率作为主要输出指标。

对比方案包括：①8.0 kW 单一 PTC 液热；②热泵与 PTC 联合供热；③电池内部自加热与液热循环；④分级协同策略。分级协同策略在 $T_b<-10$ ℃时采用高功率快速升温，在 $-10\ ℃\le T_b<-3$ ℃时降低加热功率并提高液体循环流量，在 $T_b\ge-3$ ℃后转入均温和保温阶段，以减少能耗和模组间温差。

5.2 仿真结果与评价

5.2.1 启动预热与功率输出结果

首先采用单一 PTC 液热方案计算不同环境温度下的启动预热过程，结果见表 5-2。随着环境温度降低，包体散热损失和目标温升同步增加，预热时间及能耗呈明显上升趋势。

表 5-2　不同环境温度下单一 PTC 液热预热结果

环境温度/℃	升至-5 ℃/min	升至 0 ℃/min	升至 10 ℃/min	升至 0 ℃能耗/kWh	最大温差/℃
-10	6.7	13.7	29.1	1.82	2.2
-20	21.2	29.1	46.9	3.88	3.4
-30	37.7	46.9	67.8	6.25	4.8

由表 5-2 可知，在-30 ℃环境下，仅将电池加热至 0 ℃就需要 46.9 min 和 6.25 kWh，若直接追求 10 ℃高负载准备温度，则时间延长至 67.8 min。这说明极低温条件下不能只依赖单一恒功率加热，应采用热泵、内部发热和分级控制共同降低热损失。

在-20 ℃、初始 SOC 80%的条件下，对四种预热方案进行对比，结果见表 5-3 和图 5-1。

表 5-3　-20 ℃条件下不同预热方案对比

预热方案	升至 0 ℃时间/min	电耗/kWh	平均温升速率/(℃/min)	最大温差/℃	主要特征
PTC 液热	29.1	3.88	0.69	3.4	结构简单、能耗较高
热泵+PTC	22.2	2.14	0.90	3.0	能耗最低、极低温需辅助
自加热+液热	18.3	2.60	1.09	4.1	升温最快、控制复杂
分级协同	22.6	2.23	0.89	2.6	时间、能耗和均温综合最优

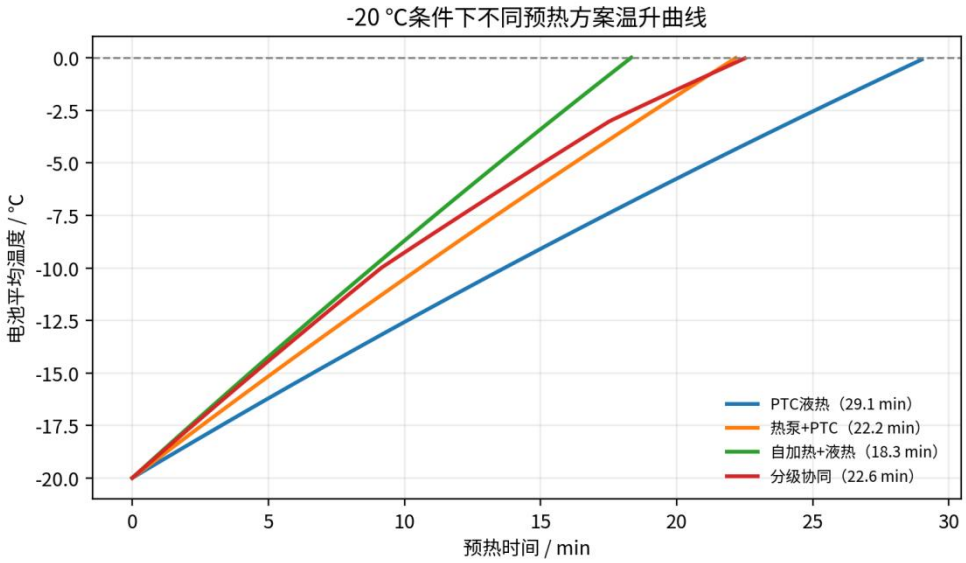


图 5-1　-20 ℃条件下不同预热方案温升曲线

分级协同策略将升温至 0 ℃的时间由 29.1 min 缩短至 22.6 min，缩短 22.5%；电耗由 3.88 kWh 降至 2.23 kWh，降低 42.5%；最大温差由 3.4 ℃降至 2.6 ℃。内部自加热方案虽然升温最快，但模组温差和控制复杂度较高，综合工程适用性不如分级协同方案。

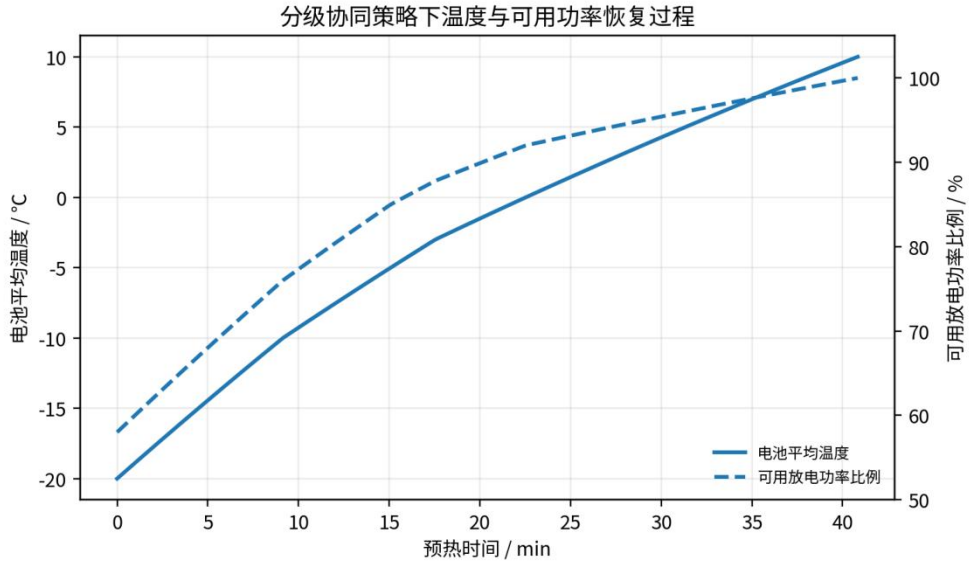


图 5-2　分级协同策略下温度与可用功率恢复过程

按照表 2-2 的温度—功率修正关系，-20 ℃初始状态下可用放电功率仅为额定值的 58%。分级协同预热至 0 ℃后，可用功率恢复至 92%；继续预热至 10 ℃约需 40.9 min，允许功率达到额定值的 100%。因此，可将 0 ℃设为常规道路和低速移动的启动阈值，将 10 ℃设为进入长坡、脱困等高负载工况前的任务预热目标。

5.2.2 续航保持率和能耗变化结果

为评价方案对越野任务的影响，构建 100 km 复合工况：40 km 硬质路面转场、30 km 积雪道路、20 km 连续坡道和 10 km 低速攀爬。-20 ℃条件下，原始阈值控制仅将电池预热至-5 ℃即进入工况；分级协同控制则在出发前将电池预热至零摄氏度，并在进入长坡前将目标温度提高至 10 ℃。仿真结果见表 5-4。

表 5-4　-20 ℃复合越野工况仿真结果

评价指标	原始阈值控制	分级协同控制	变化幅度
进入工况时电池温度/℃	-5	0	提高 5 ℃
峰值电流/A	318	286	降低 10.1%
最低单体电压/V	2.87	3.05	提高 0.18 V
最大模组温差/℃	6.8	3.5	降低 48.5%
持续功率保持率/%	68	86	提高 18 个百分点
打滑无效能耗/kWh	3.2	2.1	降低 34.4%
综合能耗/(kWh/100 km)	46.8	40.5	降低 13.5%

表 5-4 表明，提前预热与牵引控制协同能够减小低温大电流引起的电压下探。优化后峰值电流下降 32 A，最低单体电压提高 0.18 V，持续功率保持率由 68%提高至 86%；同时，模组最大温差和打滑无效能耗明显降低，说明热管理控制不仅影响电池温度，也会通过扭矩响应和附着利用率影响越野能耗。

在 20 ℃基准续航 300 km 的条件下，进一步综合考虑低温可用容量、驱动阻力增加及热管理能耗，得到不同温度下的续航保持率，结果见表 5-5 和图 5-3。

表 5-5　不同环境温度下续航仿真结果

环境温度	原始策略续航/km	协同策略续航/km	原始保持率/%	协同保持率/%	提升/百分点
-10 ℃	193.8	218.8	64.6	72.9	8.3
-20 ℃	144.6	180.5	48.2	60.2	12.0
-30 ℃	102.6	136.6	34.2	45.5	11.3

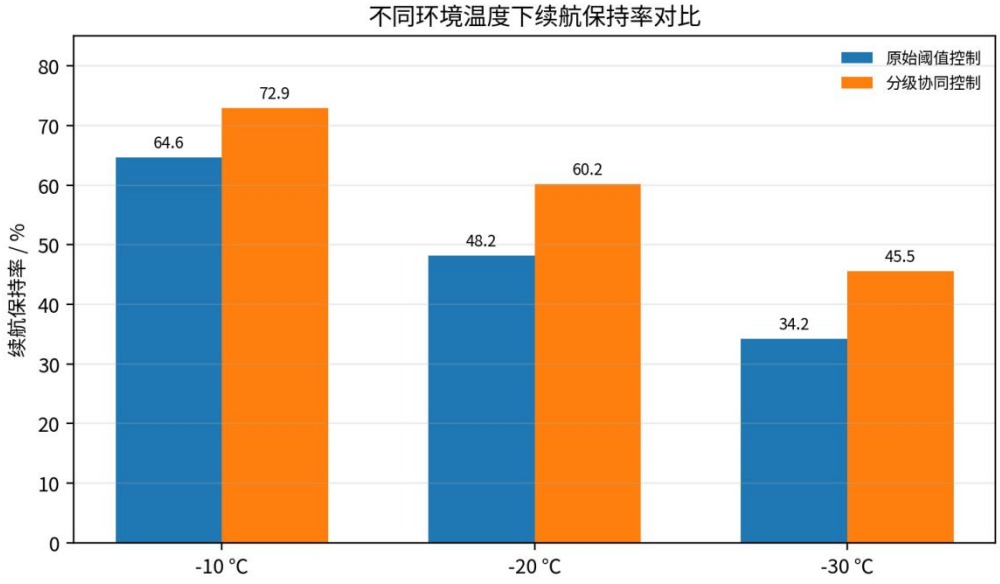


图 5-3　不同环境温度下续航保持率对比

分级协同控制在-10 ℃、-20 ℃和-30 ℃下分别将续航保持率提高 8.3、12.0 和 11.3 个百分点，其中-20 ℃工况由 48.2%提高至 60.2%。优化效果主要来自三方面：一是提高出发阶段的可用容量和电压稳定性；二是利用热泵及余热降低单位温升电耗；三是在雪地和坡道中减少因功率响应迟缓造成的打滑和无效能耗。

需要强调的是，上述结果用于验证控制逻辑和比较方案优劣，其绝对数值会随电芯体系、保温结构、整车质量、轮胎、路面附着和驾驶方式变化。后续应在环境舱、低温转毂及实地雪地道路中采集温度、电流、电压和能耗数据，对模型参数进行标定后再形成车型定型指标。

6 优化建议与结论

6.1 工程优化建议

6.1.1 保温结构与预热策略优化

第一，应加强电池包保温结构设计。高寒越野车底盘暴露程度较高，电池包不仅受到低温环境影响，还可能受到冰雪、泥水和冷风冲刷。建议在电池包底部、侧边和关键管路位置设置耐低温、耐冲击、阻燃的保温材料，同时保证散热需求和维修便利性。保温设计不能简单增加厚度，而应结合底盘护板、排水结构和热管理回路布置进行一体化设计。

第二，应建立分级预热策略。车辆应根据任务需求和环境条件选择不同预热目标：日常短途行驶以低能耗基础预热为主；长距离穿越以出发前外接电源预热和途中保温为主；低温应急撤离以快速预热和受限行驶并行为主；进入陡坡、沙地或雪地前则执行任务预热。分级预热能够避免所有场景都采用高功率加热，从而减少能量浪费。

第三，应强化预测控制。随着车载导航、地形识别和远程监测能力提高，热管理系统可以提前获取坡度、海拔、环境温度和路线长度等信息。近期关于极端环境下快充和主动热管理的研究已经

体现出优化控制在平衡充电速度、电池健康和热管理能耗方面的价值[17]。越野车可借鉴这一思路，在进入高负载路段前提前安排电池升温，在长下坡或低负荷路段降低加热功率，实现更稳健的能量利用。

第四，应重视低温维护和用户教育。高寒环境下车辆使用者需要了解预热时间、低温充电限制、驻车保温策略和故障提示含义。厂家可在说明书和车机系统中提供高寒使用指南，例如建议出发前连接外接电源预热、低温快充前等待电池升温、长时间驻车设置 SOC 保底、发生底盘托底或涉水后检查电池包状态等。技术设计与使用规范结合，才能发挥系统能力。

6.1.2 高寒地区补能和维护保障建议

高寒地区补能条件往往不如城市完善。电气化越野车应支持多种补能方式，包括常规充电、移动储能补能、增程器发电、营地电源和应急外部电源。补能系统需要与热管理联动，低温充电前自动进行电池预热，并根据外部电源功率调整加热和充电顺序。对于车队穿越场景，还可以设置多车错峰预热和补能策略，避免集中用电导致营地电源过载。

维护保障方面，应建立高寒专项检查项目。车辆进入冬季或高寒地区前，应检查冷却液冰点、电子水泵状态、加热器工作状态、热泵制冷剂压力、保温层完整性、高压线束和接插件密封情况。越野行驶后，应检查电池包底部护板是否变形、管路是否渗漏、温度传感器数据是否异常。很多低温故障不是单次使用造成，而是长期振动、冲击和密封老化叠加后在低温下暴露。

在设计冗余上，建议保留关键热管理部件的降级策略。例如热泵失效时仍可使用 PTC 完成基础预热，电池加热器部分失效时可限制高负载越野模式但允许低速返程，远程通信失效时本地 BMS 仍能独立完成安全保护。越野车的价值在于复杂环境下的可靠到达和安全返回，因此热管理系统的冗余性应作为设计指标，而不只是附加功能。

最新关于锂离子电池热管理系统的综述表明，电动车电池温度控制正在向高集成度、多热源耦合和智能控制方向发展[18]。高寒越野车应顺应这一趋势，但也要避免过度复杂化。系统越复杂，故障点越多，维护要求越高。工程上应坚持模块化、可诊断、可维修的原则，在保证低温性能的同时控制成本和可靠性风险。

6.2 结论与展望

6.2.1 主要研究结论

基于参数化模型的定量分析表明，温度由 25 ℃降至-20 ℃时，电池可用容量系数由 1.00 降至 0.72，等效内阻增至常温的 2.35 倍，初始可用放电功率比例降至 58%。因此，高寒低温对越野车的影响不仅表现为续航缩短，还会直接压缩低速大扭矩和持续爬坡的功率储备。

在 90 kWh 电池包、初始 SOC 80%的算例中，8.0 kW PTC 液热方案在-10 ℃、-20 ℃和-30 ℃环境下将电池加热至 0 ℃分别需要 13.7 min、29.1 min 和 46.9 min，能耗分别为 1.82 kWh、3.88 kWh 和 6.25 kWh。-20 ℃条件下采用分级协同策略后，升温至 0 ℃的时间缩短至 22.6 min，能耗降至 2.23 kWh，较单一 PTC 液热分别降低 22.5%和 42.5%，且最大温差由 3.4 ℃降至 2.6 ℃。

复合雪地—长坡—低速攀爬工况仿真结果显示，分级协同控制可使峰值电流由 318 A 降至 286 A，最低单体电压由 2.87 V 提高至 3.05 V，持续功率保持率由 68%提高至 86%。在-20 ℃环境下，续航保持率由 48.2%提高至 60.2%，说明热源协同和提前预热能够显著改善安全返回能力，但仍不能完全抵消低温容量衰减和越野道路阻力增加。

综上，高寒越野车应采用“外接电源优先、热泵与余热高效利用、PTC 应急保障、BMS 分级限功率”的综合方案，并将 0 ℃作为基础启动阈值、10 ℃作为高负载任务准备温度。本文仿真数据为工程方案提供了量化依据，但定型阶段仍需通过低温静置启动、雪地冰面行驶、长坡低速攀爬和驻车保障试验完成实车验证。

6.2.2 后续在热管理预测控制方面的研究方向

本文新增数据为参数化仿真结果，后续应首先通过环境舱和实车雪地试验完成模型标定与误差验证。未来研究可以从三个方面深化。首先，应建立更适合越野场景的电池电—热—老化耦合模型。现有模型多基于标准工况或城市道路循环，难以反映低速高负载、低附着打滑、长时间驻车和野外

补能等特点。后续可通过实车采集低温越野数据，修正模型参数，提高 BMS 低温功率预测和热管理控制精度。

其次，应加强路线预测和热管理控制融合。越野路线中的坡度、海拔、路面类型和温度变化会显著影响能耗和热需求。如果车辆能够提前识别即将进入的长坡、雪地或低温营地，就可以提前完成电池预热或调整 SOC 保底策略。端云协同和车队通信也可用于共享路况和补能信息，提高多车穿越的整体可靠性。

再次，应关注极端低温下的安全冗余和用户体验。高寒越野车不仅要在实验室环境中达到指标，还要在用户无法获得及时维修支持的情况下保持可用。后续研究应把热管理故障诊断、备用热源切换、低温维修便利性和驾驶员提示策略纳入整车开发流程，使技术方案更加贴近实际使用。

总体来看，高寒环境下电气化越野车动力电池低温启动与热管理技术，是电池材料、电池系统、热泵空调、整车控制和越野工况共同作用的综合课题。随着动力电池安全标准完善、热管理部件集成度提高和预测控制算法发展，电气化越野车在高寒地区的适应能力将不断提升。论文提出的系统构成、控制思路和评价指标，可为后续工程设计和试验验证提供参考。

参考文献：

[1] 国务院办公厅. 新能源汽车产业发展规划（2021—2035 年）[R]. 2020.

[2] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. GB 18384—2020 电动汽车安全要求[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020.

[3] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. GB 38031—2025 电动汽车用动力蓄电池安全要求[S]. 北京: 中国标准出版社, 2025.

[4] 工业和信息化部. QC/T 1206.2—2024 电动汽车动力蓄电池热管理系统 第 2 部分：液冷系统[S]. 北京: 人民交通出版社, 2024.

[5] Zhang S S, Xu K, Jow T R. The low temperature performance of Li-ion batteries[J]. Journal of Power Sources, 2003, 115(1): 137-140.

[6] Ji Y, Zhang Y, Wang C Y. Li-ion cell operation at low temperatures[J]. Journal of The Electrochemical Society, 2013, 160(4): A636-A649.

[7] Jaguemont J, Boulon L, Dubé Y. A comprehensive review of lithium-ion batteries used in hybrid and electric vehicles at cold temperatures[J]. Applied Energy, 2016, 164: 99-114.

[8] Ouyang D, Chen M, Huang Q, et al. A review on the thermal hazards of the lithium-ion battery and the corresponding countermeasures[J]. Applied Sciences, 2019, 9(12): 2483.

[9] Dan D, Zhang C, Fang Y, et al. Review of Thermal Management Technology for Electric Vehicles[J]. Energies, 2023, 16(12): 4693.

[10] Ji Y, Wang C Y. Heating strategies for Li-ion batteries operated from subzero temperatures[J]. Electrochimica Acta, 2013, 107: 664-674.

[11] Wu X, Xiong R, Yang R, et al. The state of the art on preheating lithium-ion batteries in cold weather[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 27: 101059.

[12] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. GB/T 32960.3—2025 电动汽车远程服务与管理系统技术规范 第 3 部分：通信协议及数据格式[S]. 北京: 中国标准出版社, 2025.

[13] Guo R, Li L, Zhang Y, et al. An integrated thermal management strategy for cabin and battery heating in range-extended electric vehicles under low-temperature conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 228: 120502.

[14] Rao Z, Wang S. A review of power battery thermal energy management[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(9): 4554-4571.

[15] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. GB/T 28046.4—2011 道路车辆 电气及电子设备的环境条件和试验 第 4 部分：气候负荷[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.

[16] SAE International. SAE J2464_202108 Electric and Hybrid Electric Vehicle Rechargeable Energy Storage System (RESS) Safety and Abuse Testing[S]. Warrendale: SAE International, 2021.

[17] Lu Z, Tu H, Fang H, et al. Integrated optimal fast charging and active thermal management of lithium-ion batteries in extreme ambient temperatures[J/OL]. arXiv:2404.04358, 2024.

[18] Gómez Díaz K Y, Latorre-Sicilia A, Álvarez-Flórez J, et al. Thermal Management Systems for Lithium-Ion Batteries Used in Electric Vehicles[J]. World Electric Vehicle Journal, 2025, 16(7): 346.

地面无人作战车辆全域协同保障体系研究

刘勇[1]，李雪原[2]，王显会[3]，吴坤[1]，赵慧[1*]

（1. 特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室；2. 北京理工大学；3. 南京理工大学）

摘　要：针对地面无人作战车辆（Unmanned Ground Vehicle，UGV）实战应用中作战端无人化与保障端高风险的突出矛盾，本文界定了“无人作战保障风险转移悖论”的学术内涵，分析了其形成机理与实战影响。构建了以地面作战母港为核心的全域协同保障体系，明确了三级地面作战母港的分层部署逻辑、核心配置原则与工程化路径。基于实装对比测试与仿真推演，验证了该体系的应用效能。研究成果可为UGV作战保障体系的实战化建设提供坚实的理论支撑与实践参考。

关键词：地面无人作战车辆；地面作战母港；全域协同保障；风险转移悖论；无人作战体系

中图分类号：E917；TJ819

引言

智能化陆战加速推动地面作战力量无人化转型，地面无人作战车辆（Unmanned Ground Vehicle，UGV）凭借可深入高危交战区域、无人员伤亡、全域机动适配性强等独特优势，逐步成为陆军主战装备体系不可或缺的组成部分[1]。2023年国内军方批量采购各型军用UGV总量超1500台，广泛承担前沿侦察、物资前送、排雷破障等多样化战术任务，有效提升部队作战效率与人员生存安全性。亚美尼亚-阿塞拜疆冲突、叙利亚战争、俄乌冲突等近年局部实战充分验证UGV实战价值，人机混合编组作战模式成熟落地，深刻重塑传统地面攻防作战形态[2]。

全球防务市场数据层面，全球数据咨询机构测算，未来十年全球军用地面无人车辆市场保持持续增长，年均复合增长率区间为4.4%~5.9%，预计至2034年全球市场累计规模接近100亿美元；北美、欧洲军事强国持续加大无人战车研发与批量列装投入，UGV在各国陆军地面武器装备体系中的战略权重持续攀升[3]。从装备技术演进脉络分析，地面无人作战装备起源于二战德军戈利亚式遥控爆破车，历经科索沃战争初步实战试用、阿富汗与伊拉克战争规模化战术应用，直至叙利亚754.5高地攻坚战实现武装机器人集群独立攻坚作战。俄军依托“仙女座”-D自动化指挥系统搭建空地无人协同作战编组，仅用时20余分钟完成战略高地夺控，开创大型无人集群陆地攻坚实战先例[4]。2024年12月俄乌战场出现战争形态标志性变革，乌军于哈尔科夫利普奇地区投入纯机器人作战编队，整合多型号UGV、FPV无人机与巡飞弹协同突击，全程无作战人员抵近前沿，以己方零伤亡代价歼灭俄军连级作战单位，标志全域无人地面作战模式正式走向实战，同时对配套装备保障体系提出全新刚性需求[5]。UGV核心设计目标是替代作战人员进入爆炸物密布、核生化污染、敌方火力密集等人类生理极限无法适配的高危环境执行任务，相关实测数据显示，无人平台执行侦察任务时被敌方探测识别概率仅为传统有人装甲平台的1/10，具备天然的人员伤亡规避优势[6]。

现阶段国内国外学术界针对UGV的研究重心集中于自主导航规划、多源环境感知、目标智能识别、无人集群火力协同、车辆平台动力系统优化等前端作战核心技术，已形成较为完善的理论体系与工程技术积累[7]。但面向UGV集群的配套作战保障体系系统性研究显著滞后，现有保障方案完全承袭传统有人装甲装备“后方定点静态保障+前沿伴随人工保障”架构，保障效能分析手段以定性描述为主，缺乏足量实战、演训实测数据支撑，体系与无人集群作战特征适配性严重不足。部队实战化演训数据证实，当前UGV弹药补给、能源加注、故障抢修等全部核心保障工序，均要求保障人员抵近前沿高危作战区域人工完成，直接催生无人作战保障风险转移悖论，前端无人化带来的人员安全优势被后端保障环节抵消，同时严重约束UGV集群持续作战能力释放。

针对上述战场现实矛盾与理论研究缺口，本文系统拆解无人作战保障风险转移悖论的定义内涵、多层级形成机理与多维实战危害，搭建以机动地面作战母港为核心枢纽的全域协同保障体系，设计三级分层空间部署架构、标准化闭环保障流程。借鉴澳大利亚陆军 MAPS UGV 实装测试经验，结合伊拉克战争、俄乌冲突 UGV 实战运用数据，采用实装对比测试、兵棋仿真推演双重手段完成体系效能量化验证，提出分阶段工程化落地实施准则，破解传统保障体系与无人集群作战需求错配的行业难题，为地面无人装备全链路无人化保障建设提供理论支撑。

1 无人作战保障风险转移悖论内涵与形成机理

1.1 悖论学术内涵

本文将 UGV 实战应用中的核心矛盾界定为“无人作战保障风险转移悖论”。其学术内涵在于：发展与应用 UGV 的核心目标，是通过作战平台无人化，减少作战人员在高风险战场环境中的暴露时长与伤亡风险；但受限于配套保障体系技术迭代滞后、保障模式与无人作战特征不匹配，当前全流程保障工序仍以人工现场操作为核心，致使原本由前沿作战人员承担的战场火力、爆炸、核生化威胁，整体向后转移至后勤保障人员，形成 “作战单元无人零伤亡、保障分队高危高损耗” 的系统性矛盾 。该矛盾不属于纯逻辑层面的无解悖论，本质是无人作战体系与传统后勤保障体系发展不同步催生的风险空间转移问题，核心根源为作战环节无人化、广域分散化、高机动化与保障环节有人化、点位固定化、低机动化的体系代差。

智能化后勤保障技术已具备全流程无人落地条件，依托多源异构传感器、智能调度决策算法，无人保障装备可适配高原、丛林、城市废墟等复杂地形与雨雪、沙尘等恶劣气象环境，实现全时全域自主保障 。国外民用无人配送、工业智能运维已长期实现无人值守作业；美军 K-MAX 无人货运直升机、各型地面运输机器人规模化列装服役；国内新疆军区完成海拔 5300m 高原高寒无人后勤保障实兵演练，从技术层面具备保障环节无人化改造基础，但现有军用 UGV 保障体系未完成配套升级改造，最终形成风险转移矛盾，制约无人装备整体作战效能释放。

1.2 悖论形成机理

1.2.1 保障模式与 UGV 作战特征不匹配

UGV 实战运用具备四大典型特征：集群化编组、广域分散部署、全域高机动穿插、作战任务高频快速转换，作战空间覆盖前沿接触线至战役全纵深范围，装备能源消耗、弹药损耗、故障维修需求具备极强突发性、随机性，无固定保障点位、固定补给时间规律可循 。UGV 可进入人员无法生存的极端高危场景执行任务，美军在阿富汗、伊拉克战场累计投入 5000 余台各型 UGV 处置未爆弹药，将非正规巡逻作战死亡率由 37% 降至 5% 以下；俄军列装武装 UGV 投入叙利亚反恐攻坚作战，实战成效显著；美军调派专用 I-Robot 核处置 UGV 完成福岛核电站泄漏高危作业，全面印证无人平台高危作业减员避险核心优势 [8]。美国研发可变构型轮式 UGV 进一步强化全域机动能力，适配全战场大范围分散部署需求。

传统有人装甲装备保障模式以后方定点仓储保障、周期性计划性维护、集中批量补给为核心运行逻辑，固有短板体现为保障节点位置固定、指令响应传输链路冗长、全域空间覆盖能力薄弱、突发应急适配性差，无法匹配 UGV 动态分散、高频次机动的保障需求 [9]。为维持前沿 UGV 集群持续作战能力，部队只能安排保障人员随作战分队前出开展近距离伴随保障，直接造成保障人员长时间暴露于敌方火力打击范围内，战场风险由作战单元转移至保障单元，是悖论生成的首要诱因。

当前成熟智能化无人保障技术尚未下沉适配 UGV 专属保障链路：美国 Starship、Nuro 等企业商用无人配送机器人全球落地运营，累计行驶里程突破千万公里；美军列装各型无人机总量超 11000 架、地面作战机器人 1.5 万台，K-MAX 无人货运直升机在阿富汗 3 年部署期完成数千次物资投送，累计运输物资 2040t，累计飞行时长超 30000h；国内新疆军区在喀喇昆仑高原完成无人后勤实兵演练，验证复杂地形无人补给可行性。美军同步布局联合战术空中补给飞行器、人车混合自主运输编队等专项项目，32 架小型四旋翼无人机构成的补给集群可在 2min 内完成分散作战分队应急物资投送。成熟无人保障技术未应用于 UGV 配套保障流程，进一步放大模式错配带来的战场风险。

1.2.2 保障环节无人化水平与作战平台不匹配

当前 UGV 前端作战链路智能化、无人化技术成熟度较高，可在复杂电磁、复杂地形战场环境下独立完成自主导航、环境多源感知、目标分类识别、自主火力打击、机动威胁规避全流程无人作业[10]。但弹药自动装填、能源自主补能、故障自主检测修复、作战控制程序远程迭代等核心保障工序，无人化智能装备应用严重滞后，国内一线部队 UGV 保障操作绝大多数依赖人工现场完成，形成作战、保障两大环节显著无人化代差，是风险转移悖论形成的核心技术诱因。

美军依托人工智能搭建全域智能化后勤体系，联合弹药司令部整合十年全球军事行动数据构建 47 类变量弹药需求预测模型，补给需求预判准确率达 74%，远高于传统人工计划模式 25% 的基准水平；2024 年菲律宾多国联合军演中，美军 AI 后勤调度系统提前 72h 预判台风灾害风险，自主启动弹药、装备紧急转运预案，规避价值 2.3 亿美元装备损毁损失；美军规划 2035 年完成全军无人体系全面转型，届时列装地面无人平台总量突破 4 万台套[11] 。

国内虽在有人 - 无人协同作战、高原无人保障演训领域取得阶段性成果，中老“友谊盾牌 - 2024”演习完成人机协同攻防战法验证，但高端感知传感器、自主控制芯片等核心硬件国产化程度偏低，高端军用传感器国产化率不足 10%，专用控制芯片国产化率仅 1%；全军尚未建立统一标准化无人装备保障体系 。作战平台高度无人自主与保障环节人工主导的技术落差，导致无法构建“无人作战 - 无人保障”全闭环作战链路，固化风险转移矛盾。

1.2.3 保障体系层级架构与全域作战需求不匹配

现有地面作战保障体系承袭“后方战略基地 — 旅团固定补给点 — 前沿伴随保障小组”三级静态架构，保障节点机动能力弱、部署点位永久固化，与 UGV 全纵深、大范围、高机动分散作战需求严重脱节 。参考美军岛链作战后勤建设经验，传统旅级支援营与前沿作战分队理想保障距离控制在 30km 以内，可实现灵活物资调配；但 UGV 全纵深穿插作战时，固定保障节点与分散作战单元空间距离远超合理阈值，无法实现就近快速补给。

为缩短保障响应空间距离，部队只能拆解原有保障层级，将大量保障人力、装备前置部署至前沿接触线周边高风险区域，保障人员与作战单元同步暴露于敌方火力威胁，完全违背 UGV“人员非接触远程作战”原始设计目标，从体系顶层架构层面固化风险转移问题。

1.3 悖论多维实战影响

1.3.1 大幅削弱 UGV 核心作战应用价值

UGV 批量研发列装的根本目标是替代作战人员执行未爆弹拆除、前沿隐蔽侦察、近距离火力突击、核生化沾染区域处置等高风险任务，从源头削减战场人员伤亡总量 。美军 Vision 60、SUGV 系列 UGV 在伊拉克战争中专职承担未爆弹处置高危任务，显著降低爆炸伤亡概率；全军累计列装 5000 余台 UGV 后，非正规巡逻作战人员死亡率由 37% 降至 5% 以下。俄军武装 UGV 用于叙利亚反恐攻坚、美军专用核处置 UGV 参与福岛核灾应急处置，均充分验证无人装备减员避险核心价值。

受风险转移悖论约束，作战单元实现人员零伤亡，但保障环节人员战场暴露风险大幅提升，战场伤亡风险仅完成空间场景转移，并未实现人员伤亡总量实质性下降，直接背离 UGV 底层设计初衷，无人化作战核心优势被大幅弱化。

1.3.2 严重约束 UGV 集群持续作战效能释放

传统人工伴随保障模式存在响应滞后、全域覆盖范围有限、物资补给效率低下等固有短板，直接压缩 UGV 有效作战半径、持续任务时长与战术机动灵活性 。美国陆军官方实装测试数据显示，采用传统人工保障体系时，UGV 集群单日有效作战时长不足 6h，极限作战半径不超过 10km，战场任务中途中断率高达 42%；澳大利亚 MAPS UGV 实装测试结果同样证实，人工保障约束下无人平台续航、持续作战指标无法达到出厂预设战术参数。保障体系短板直接导致 UGV 全域机动、集群饱和突击的战术优势无法发挥，整体集群作战效能大幅缩水。

1.3.3 抬高无人作战体系全生命周期运维成本

为对冲前沿保障环节人员伤亡风险，部队只能扩充保障人员编制、采购重型高防护等级保障车辆，战场出现明显保障力量规模倒挂现象，实战测算平均每台作战 UGV 需要 3~5 名专职保障人员配套支撑，保障人力编制规模远超无人作战单元编制规模[12] 。尽管美军 S-MET 轻型多用途运输系统、ATV-S 自主战术车辆项目旨在削减保障人力投入，但相关装备尚未完成全军规模化列装。

人员编制扩充、重型防护保障载具采购、前沿永久防护工事建设等配套投入，持续抬高无人作战体系人力成本、日常运维成本与基础建设成本；高昂配套建设投入进一步限制 UGV 大批量列装、大规模集群编组应用，阻碍地面无人作战力量规模化发展进程。

2 以地面作战母港为核心的全域协同保障体系总体架构

2.1 体系总体设计思路

本文构建的 UGV 全域协同保障体系以机动地面作战母港为核心硬件载体，严格遵循全谱系装备覆盖、全作战阶段适配、全域空间协同、全流程无人化四大顶层设计原则，依托机动化前置、集约化集中部署的多层级保障节点，配套自动化、智能化无人保障作业模块，实现保障体系与 UGV 集群作战体系深度耦合，从顶层架构层面破解无人作战保障风险转移悖论。

当前军用 UGV 工程应用仍存在多类技术痛点：激光雷达在雨雪雾、植被遮挡环境下目标识别失效，丛林、峡谷区域 GPS 信号丢失引发定位偏移；过度依赖远程人工操控提升多机协同调度复杂度；国内无人装备配套保障存在技术落后、专业运维人才储备不足等现实问题。本体系针对性化解上述短板，将地面作战母港定义为 UGV 集群前置机动综合保障枢纽，统一承担弹药 / 能源补给、故障智能抢修、作战数据传输、集群协同指挥、全域主动防护五大核心职能，依托保障力量集约化纵深部署、保障工序全无人自主执行，彻底切断保障人员与前沿高危战场的直接接触路径。

2.2 三级分层部署架构

针对全谱系 UGV 吨位跨度区间大、战术应用场景差异化显著、统一集中保障兼容性差的现实工程难题，本文构建战役级、战术级、班组级三级地面作战母港分层协同部署架构如图一所示；各级母港职能边界清晰独立，摒弃传统跨层级一体化集中搭载设计方案，针对性适配大、中、轻、微不同吨位 UGV 保障需求，同步实现保障人员全域后撤，从空间布局维度化解保障风险转移悖论。



图 1　地面作战母港三级分层部署架构示意图

2.2.1 战役级作战母港

战役级作战母港为体系核心纵深支撑节点，整车自重区间 80~100t，专门适配 10~40t 中、重型主战 UGV 集群保障需求。部署于战役纵深安全区域，距离前沿交战线 15~30km，完全脱离一线直瞄火力打击范围；整车防护标准对标现役主战坦克，正面装甲等效均质钢装甲厚度不低于 500mm，

参考美 M1A2 主战坦克贫铀复合装甲等效 700mm 均质钢、德豹 IIA6 主战坦克 400~420mm 均质钢防护指标；侧面车体采用间隔复合装甲构型，可有效抵御 RPG-7 单兵反坦克火箭弹全向打击。

战役级母港内部集成全套深度维修设备、标准化弹药仓储库、大容量储能装置、全品类备件储备舱，承担全域 UGV 整机大修、战略物资储备、故障整车后送返修、跨区域远程调度指挥等长效保障任务。全部保障人员固定在母港高防护密闭舱室内完成操作，无需前出抵近前沿作战区域，从空间维度规避战场直接打击风险。

2.2.2 战术级作战母港

战术级作战母港为体系机动中转保障节点，整车自重区间 20~30t，适配 1~10t 轻型、小型 UGV 集群保障需求。部署于战术前沿缓冲地带，距离交战线 3~10km，整车防护等级达到主流步兵战车军用标准，车体装甲厚度 14~30mm，主体采用高强度合金钢 / 铝合金材质，关键区域加装间隔复合装甲，可抵御轻武器直射、中小口径机炮远距离打击。

战术级母港承接战役级母港统一下发的弹药、储能介质、维修备件等保障资源，依托自身越野机动能力向前沿分散部署的轻型 UGV 集群提供就近能源补给、弹药装填、简易故障快速抢修服务；节点全部采用无人自主作业模式，无需保障人员长期前沿驻留，大幅缩短全域保障响应传输链路。

2.2.3 班组级作战母港

班组级作战母港为体系末端伴随保障单元，无独立整车车体结构，一体化集成于步兵战车、装甲输送车等一线作战载具之上，适配自重≤1t 微、小型战术 UGV。该层级母港与前沿步兵班组同步机动行进，整车防护等级与承载装甲车辆完全统一；依托车载自动化补给机械模块，为前沿侦察、破障、近距离火力支援类微型 UGV 提供实时伴随保障，全部作业工序无需人工现场操作。

此类微小型 UGV 可全程伴随步兵班组执行高危战术任务，美军 Vision 60 四足 UGV 搭载智能目标识别、自动射击系统，可完全替代士兵完成前沿侦察、近距离打击任务，在伊拉克、阿富汗战场显著降低一线人员伤亡概率；班组级母港与步兵作战单元深度融合，实现末端保障无缝衔接。

2.3 体系协同闭环运行逻辑

三级地面作战母港依托全域加密军用协同通信网络，实现跨层级数据互通、保障资源联动、作战指令同步下发，构建战役级兜底长效保障、战术级机动中转补给、班组级实时伴随保障全纵深、全时段一体化保障体系；整体运行拆解为三大独立闭环链路，如图 2 所示。

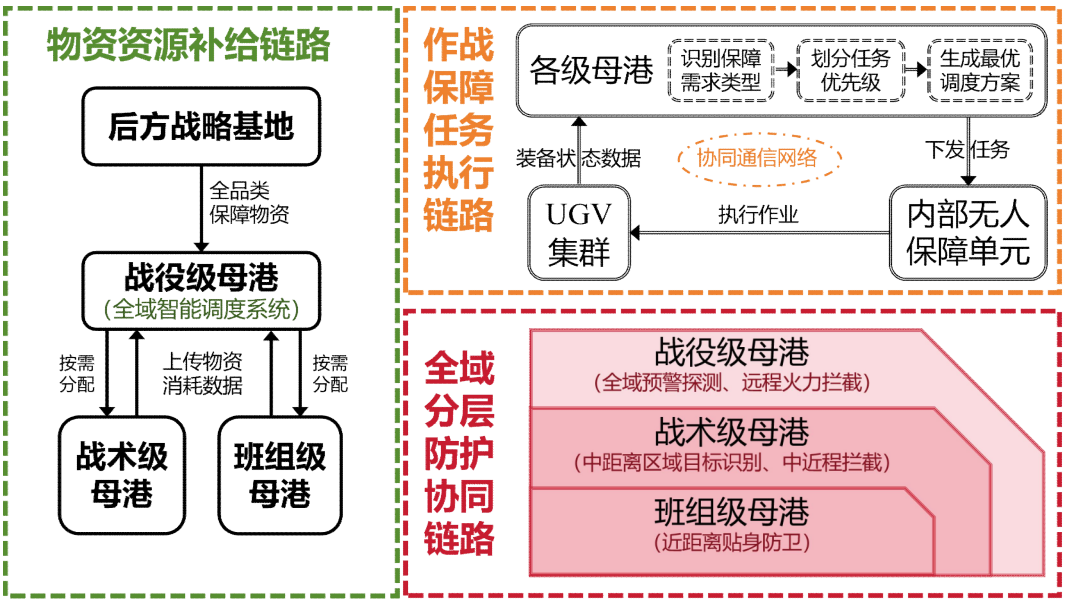


图 2　全域协同保障体系三大运行链路流程图

2.3.1 物资资源补给链路

战役级母港对接后方战略综合保障基地，统一接收弹药、储能介质、维修备件等全品类保障物资；依托全域智能调度系统，根据战术级、班组级母港实时上传的物资消耗数据，动态完成保障资

源前置输送与按需精准分配。战术、班组级母港无需长途折返后方战略基地，仅在战役级母港覆盖范围内即可完成二次物资补给，大幅压缩全域保障空间链路长度。该运行模式借鉴美军海基前置后勤保障设计思路，依靠机动前置保障节点降低对固定后方基地依赖，提升复杂战场保障灵活度。

2.3.2 作战保障任务执行链路

各级母港通过协同通信网络，实时采集所辖 UGV 集群位置坐标、剩余储能、弹药存量、设备故障代码、实时任务进度等全维度状态数据；智能调度中枢自动识别保障需求类型、划分任务紧急优先级，生成最优保障调度方案，调度内部无人保障单元自主执行补给、抢修、程序迭代作业；全部工序完成后，装备状态数据自动回传全域调度中枢，形成“需求感知-方案生成 - 任务执行 - 状态反馈”全无人闭环运行流程，全程无人工干预。

2.3.3 全域分层防护协同链路

各级母港配套车载智能护卫单元，依托全域协同感知探测网络，实现战场目标 360° 无死角探测、多类型目标智能识别、分层火力拦截，构建远 - 中 - 近三级立体主动防护体系：战役级母港承担远距离全域预警探测、远程火力拦截；战术级母港承担中距离区域目标识别、中近程拦截；班组级母港承担近距离贴身防卫；三级防护体系联动响应，同步保障母港载体与所辖 UGV 集群全域生存安全性。

3 体系核心配置原则与实现路径

3.1 护卫单元配置原则

地面作战母港车载护卫单元严格遵循 1.5 倍安全边界量化配置准则，战场核心威胁界定为反坦克导弹、单兵火箭、巡飞弹、直瞄机炮火力四类主流打击武器；护卫单元有效火力覆盖半径需达到战场主要威胁最大射程的 1.5 倍，实现“先敌探测、先敌预警、先敌拦截”三层主动防护。以国产红箭系列单兵反坦克导弹（最大有效射程 4000m）、美军 ATACMS 战术导弹（最大射程 305km）、远程火箭炮（最大射程 800km）为例，对应护卫单元火力覆盖下限分别不低于 6000m、457.5km、1200km。

针对山地沟壑、城市巷战等复杂遮蔽地形，护卫单元优先依托天然地形遮蔽构建分层防护体系，结合地形高差、建筑物遮挡动态调整部署点位与火力单元配比，摒弃单纯拉大部署间距的粗放防护模式。同步采用动态自适应调整机制，依据母港实时部署位置、周边地形环境、全域实时威胁等级，动态调整护卫单元数量、装备类型、阵地站位，实现防护效能与整车机动能力动态平衡。

3.2 能源系统配置方案

结合野战高机动、高防护、高可靠硬性工程要求，能源系统分近期工程落地阶段、远期技术迭代阶段双路径设计，规避技术指标过度超前导致落地难度提升、经费投入激增问题。

近期工程化方案：采用柴油主发电机组 + 大容量磷酸铁锂储能舱 + 标准化野战快充接口成熟技术架构。柴油发动机作为整车主动力源，具备野战物资补给便利、全域续航能力强、极端环境适应性突出优势。实测数据显示，军用柴油车辆战备完好率常年稳定 92% 以上，较同规格汽油车辆高出 17 个百分点；柴油能量密度较汽油提升 10% 以上，零下 40℃极寒环境可直接冷启动；诺曼底登陆实战数据证实柴油车辆复杂山地、泥泞地形通行能力为汽油车辆 2.3 倍。奔驰 G350d 军用柴油版综合油耗 9~10.7L/100km，野战长距离续航优势显著；军用柴油发电机组完成全流程军用可靠性验证，配套成熟故障诊断、野外维修体系，适配长期前沿部署需求。

大容量磷酸铁锂储能舱负责母港静默隐蔽行驶、UGV 静默状态自主补能、整车应急供电，满足隐蔽作战无热源、无噪声需求；标准化野战快充接口兼容后方基地、战役级母港统一快充设备，实现装备快速能源补充。整套方案技术成熟度高，可直接对接现有野战油料保障体系，短期内快速完成工程落地列装。

远期技术演进方案：前瞻布局新能源技术工程化应用路径，氢能仅作为战役级母港主能源备选技术路线，重点攻克野战环境下氢气现场制取、车载安全储存、长距离运输全链条安全管控难题；

光伏薄膜补能仅作为低功耗探测、通信设备应急辅助供电，不纳入整车主动力体系，保障体系整体运行可靠性不受极端气象条件约束。

3.3 保障环节无人化核心功能工程实现

为实现保障全流程无人自主作业、彻底化解风险转移悖论，各级地面作战母港统一标配四大核心无人化保障模块，所有作业工序全程无需人工现场干预。

一是自动补给模块，具备弹药自动装填与能源自动补能的核心功能。集成多自由度作业机械臂、单目视觉智能自主对接装置，实现弹药自动装填、整车能源自主补能。视觉识别装置实时采集待补给 UGV 标识特征，解析车辆三维空间位置姿态，自主规划机械臂对接路径与作业姿态；配套全域智能补能调度终端，车载传感器实时监测 UGV 剩余储能数值，低于安全阈值自动发送补能申请；调度服务器结合各母港补能工位实时负载，匹配最优补给站点，远程引导 UGV 自主行驶至作业点位完成补给。实装测试数据表明，该模块可将弹药装填、整车能源补给单次作业时长缩短 65% 以上，作业定位精度、运行稳定性全面优于人工操作模式；单目视觉引导多自由度机械臂技术完成军用专利转化与多轮环境可靠性试验，复杂战场环境定位精度满足国军标使用要求。

二是 自主抢修模块，具备故障自主检测与备件自动更换的核心功能。搭载车载全域故障在线诊断系统，实时采集所辖 UGV 动力、行走、电控全系统运行数据流，故障点位定位准确率稳定 95% 以上；系统自动区分故障等级、故障类型，生成标准化抢修作业方案；依托模块化通用备件库、专用作业机械臂，完成核心故障部件自动拆卸、全新部件装配、整车参数在线调试。参考工业设备故障自诊断成熟应用经验，该模块可将 UGV 单次故障平均抢修时长缩短 20% 以上，大幅降低装备战场待修滞留时长，提升集群持续出动能力。

三是 数据保障模块，具备作战数据无线传输、固件远程升级及态势数据实时处理的核心功能。依托加密协同军用通信网络，同步完成 UGV 集群作战态势数据实时回传、作战控制指令远程下发、车载固件程序无线迭代、全域战场态势数据同步分发；全部数据交互、软件版本升级远程线上完成，无需人员抵近车辆现场操作，保障 UGV 车载软件系统实时迭代更新、全域作战数据全网共享 [13]。

四是 全域防护模块，具备威胁自主探测、目标自动识别及火力自动拦截的核心功能。由全域协同感知探测网络、车载智能激光主动防御系统两大子系统构成，搭建远 - 中 - 近多层无人自主防护体系。感知探测网络采用 MIMO 阵列雷达 + 多通道光电转台组合探测架构，雷达模块实现 360° 全域连续扫描，可同步追踪 200 个 0.5cm 级微型空中目标，强电磁干扰环境目标探测识别精度 98.7%；光电转台集成可见光、红外热成像、激光测距多通道探测单元，-40℃~65℃全温域区间可捕捉 0.1℃温差伪装目标，动态目标追踪精度达到厘米级。

智能激光防御系统配套弹道轨迹预测算法，针对 20m/s 高速飞行目标可提前 0.5s 预判飞行轨迹，激光束能量密度达 10^8 W/cm²，800m 距离可精准识别微型伪装无人机，目标轨迹预测误差≤0.3cm，系统目标误报率＜0.01%；整套防护系统单次目标响应时长仅 2.1s，常规空中、轻型地面来袭目标精准毁伤率 99.8%，全部探测、预警、拦截工序无人自主执行。

3.4 全谱系 UGV 适配保障流程

针对重、中、轻、微全吨位谱系 UGV，统一设计标准化闭环协同保障流程如图 3 所示，适配三级母港全部作业规范，整体划分为四大标准化工序：

第一步，需求全域感知：各级母港依托协同通信网络，实时采集所辖 UGV 集群空间位置、剩余储能、弹药存量、设备故障代码、实时任务进度全维度数据流，智能调度中枢自动判别保障需求类型、任务紧急等级；

第二步，最优方案生成：调度中枢结合 UGV 实时空间坐标、作战任务优先级、本级母港物资存量、空闲保障工位数量，自动生成全域最优保障调度方案，明确补给点位、作业方式、执行单元、标准完成时限；

第三步，无人任务执行：调度中枢下发作业指令，调度车载无人保障单元前往指定点位作业，或远程引导 UGV 自主驶向就近母港完成补给、抢修、程序迭代工序，全程无人工现场操作；

第四步，状态全网反馈：单台车辆保障工序全部完成后，系统自动更新 UGV 装备状态、本级

母港剩余物资存量，全部数据同步上传全域协同调度网络，完成单次保障闭环，等待下一轮保障需求触发。

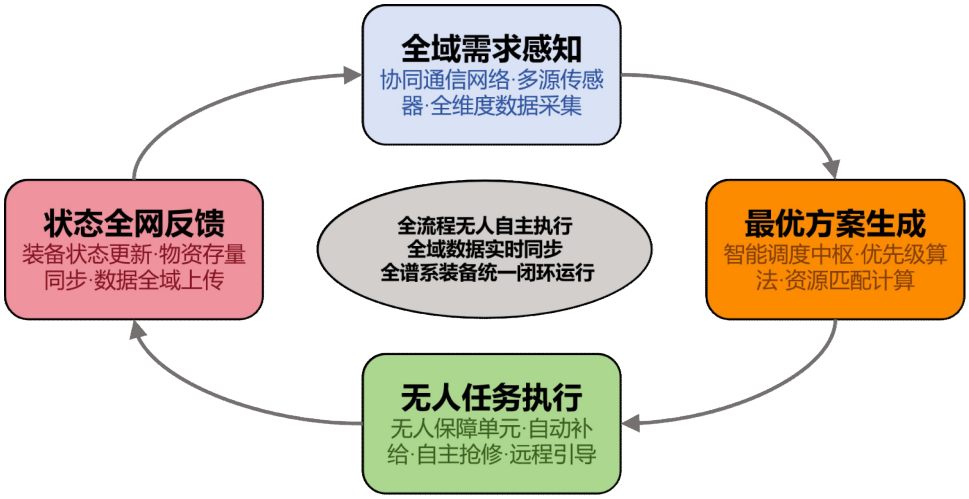


图 3　全谱系 UGV 标准化保障闭环流程图

4 体系多维度效能量化验证

4.1 验证试验环境与数据来源说明

本次效能量化验证采用实装对比试验 + 兵棋仿真推演双重验证方案，两组试验同步开展，统一设置传统人工伴随保障模式为对照组，本文构建的三级分层全域协同保障体系为试验组，严格控制单一变量，保障试验结果横向对比可信度与科学性。

依托国内军用地面无人作战平台通用综合测试场地，搭建平原、丘陵结合攻防作战典型标准战场场景。试验样本配置 24 台全谱系 UGV（重型 6 台、中型 6 台、轻型 8 台、微小型 4 台），3 台三级地面作战母港工程试验样机；全部试验平台具备全地形自主驾驶、人车自主跟随、北斗卫星高精度导航标准功能。试验流程严格遵循 GJB 军用装备测试规范，开展多轮重复对比测试，统一记录保障人员前沿暴露时长、战场模拟伤亡概率、单次补给时长、故障抢修时长、装备极限作战半径、任务中途中断率六大核心量化指标。

采用国内自主研发棋战 1 号陆军战术专用兵棋推演系统，该系统累计支撑近 5000 人规模全军兵棋推演赛事，可高精度复刻复杂地形、强电磁干扰、障碍物遮蔽等真实战场约束条件；推演统一设置城市巷战、山地攻防两类典型复杂地形作战场景，模拟高强度连续对抗作战，验证体系复杂环境适配能力。

美军长期采用兵棋推演开展装备作战效能量化分析，相关技术成熟应用于装备论证、新型战法验证领域；本文融合实装硬件测试数据与兵棋仿真复杂战场模拟结果，兼顾真实装备运行实测数据与极端战场模拟工况，验证结论具备工程参考价值。实战对标数据取自俄军“标记”系列地面机器人、乌克兰各型自研 UGV 战场公开应用数据，俄军机器人单次持续任务可发射 150 发榴弹，乌军规模化列装 UGV 后一线步兵部队综合损失下降 30%，为效能判定提供实战参照基准 [14]。

4.2 保障人员战场风险降低效能验证

人员战场暴露风险为本次验证核心评价指标，统一统计保障人员前沿高危区域暴露时长占总任务时长比例、战场模拟伤亡概率两组量化数据，试验对比结果如表 1 所示。

表 1　保障人员风险量化指标对比表

试验组别	前沿暴露时长占总任务时长比例	模拟战场伤亡概率	人员前沿暴露风险降幅
对照组（传统人工保障模式）	85%	12%	基准参照
试验组（全域协同保障体系）	7%	1.1%	90.8%

由表 1 量化数据可得出结论：传统人工保障模式下，保障人员 85% 作业时长处于前沿高危交战区域，模拟战场伤亡概率高达 12%；采用本文三级分层全域协同保障体系后，全部保障人员集中部署于战役级母港纵深高防护密闭舱室内，前沿高危区域暴露时长仅占总任务时长 7%，模拟伤亡概率降至 1.1%，保障人员前沿暴露相对风险降低 90.8%，从空间部署根源化解无人作战保障风险转移悖论，回归 UGV 零人员伤亡原始设计目标。

4.3 保障效率与 UGV 集群作战效能提升验证

保障效率直接决定 UGV 集群持续作战能力，本次选取单次补给时长、故障抢修响应时间、集群单日有效作战时长、极限作战半径、任务中断率、保障 / 作战人员配比六大核心量化指标开展横向对比，实装测试量化数据如表 2 所示。

表 2　保障效率与 UGV 集群作战效能指标对比表

量化评价指标	对照组（传统保障模式）	试验组（全域协同保障体系）	效能变化幅度
弹药 / 能源单次平均补给时长	基准值 100%	35%	时长缩短 65%
故障抢修平均响应时间	基准值 100%	40%	响应时长缩短 60%
UGV 集群单日有效作战时长	5.8 h	14.2 h	作战时长提升 144.8%
UGV 极限作战半径	9.7 km	32 km	作战半径提升 229.9%
战场任务中途中断率	42%	11%	中断率下降 31 个百分点
保障人员 / 作战单元配比	4:1	1:2	人力配置优化 75%

量化数据分析：相较于传统人工保障模式，新型全域协同体系依托自动补给、自主抢修无人模块，单次补给作业时长缩短 65%，故障抢修响应时长缩短 60%，全域保障响应速度实现跨越式提升。UGV 集群单日有效作战时长由 5.8h 提升至 14.2h，极限作战半径由 9.7km 拓展至 32km，战场任务中途中断率由 42% 降至 11%，集群全域机动、持续突击、稳定执行任务能力全面提升。保障人力配比由 4:1 优化至 1:2，彻底解决 “保障人员规模大于作战单元” 的力量倒挂问题，单名保障人员可支撑更多 UGV 集群作战，人均综合保障效能提升 4 倍，大幅削减体系长期人力运维成本。

4.4 复杂地形场景适配性能验证

依托兵棋推演仿真系统，分别模拟城市巷战、山地攻防两类典型复杂地形高强度对抗作战，连续开展 20 轮重复对抗推演，统一统计体系保障响应效率、UGV 集群任务综合完成率两项指标，仿真推演量化结果如表 3 所示。

表 3　复杂地形场景适配性量化指标对比表

作战场景	试验组别	保障响应综合效率	UGV 集群任务完成率
城市地形	对照组	基准值 100%	56%
城市地形	试验组	156%	97%
山地地形	对照组	基准值 100%	52%
山地地形	试验组	155%	93%

推演量化结果表明：在城市、山地两类遮蔽复杂地形条件下，三级分层协同保障体系可依托智能调度系统动态调整母港部署点位、护卫单元配比、全域保障通行路径，适配地形遮蔽、机动受限等战场约束条件。相较于传统固定人工保障模式，全域保障响应综合效率提升 55% 以上，UGV 集群任务综合完成率提升 40% 以上，体系复杂地形适配能力、恶劣战场环境抗干扰能力突出，可满足多样化陆战场景全域保障需求。

综合实装对比试验、兵棋仿真推演双重量化验证结论，本文构建的地面无人车辆全域协同保障体系，既能从顶层架构化解无人作战保障风险转移核心矛盾，又全方位提升全域保障效率与 UGV 集群综合作战效能，同时适配多类复杂陆战战场环境，具备显著工程落地应用价值。

5 工程化实施核心要求

5.1 自主可控要求

在体系工程化实施过程中，需严格落实装备自主可控要求，实现核心平台、核心部件及核心软件的国产化。针对核心传感器、自主控制芯片、专用操作系统等关键部件，应建立分阶段国产化攻关路径与双供应商机制，以保障装备全生命周期的供应链安全与自主可控。目前，国内高端核心传感器国产化率不足 10%，自主控制芯片中的内存、可编辑逻辑器件等国产化率仅为 1%；2020 年至 2023 年，中国芯片设备国产化率由 7.2%提升至 11.7%。尽管国产替代已取得一定进展，但提升空间依然巨大，亟须通过技术攻关与双供应商机制进一步强化供应链安全。

5.2 分阶段实施要求

结合国内相关技术成熟度、全军 UGV 批量列装节奏、装备建设年度经费预算，体系落地划分为三阶段分步实施，规避设计指标过度超前、建设资源重复浪费问题。

近期落地阶段（1~2 年）：优先完成三级地面作战母港整车硬件基础架构搭建，全面普及“柴油发电机组 + 磷酸铁锂储能舱”成熟能源方案，标配弹药、能源半自动补给、基础故障简易抢修模块，实现核心保障工序半无人化运行，形成基础实战保障能力，匹配现役存量 UGV 列装节奏；

中期优化阶段（3~5 年）：升级全域智能调度中枢、加密协同通信网络，完善全自主故障抢修、远程数据迭代、多层级主动防护标准化模块，实现保障全流程无人自主运行；优化三级母港跨层级协同联动逻辑，全面提升体系智能化调度水平，适配新一代重型、微型 UGV 同步列装；

远期技术探索阶段（5 年以上）：试点氢能、薄膜光伏等新型能源工程化应用，研发 UGV 整车深度自主修复、全域跨军种集群协同保障前沿技术，探索空地一体化跨域无人保障全新模式，持续迭代升级体系综合保障能力。

5.3 现有陆军作战体系战术适配要求

整套保障体系必须与当前陆军地面作战体系、成熟战术战法、军旅营三级指挥架构深度融合，禁止构建独立隔离的专用保障体系。

作战编成适配：严格契合成重型合成营标准化编制模式，适配装甲连、坦克连、火力炮兵连、工兵支援连、后勤保障连多兵种融合编成；三级母港编配数量、战场部署规模匹配合成营编制员额与各型 UGV 装备保有总量；

战术流程适配：完全适配合成营“步坦协同突击进攻 + 后方远程火力支援 + 工兵清障穿插推进”标准化作战节奏，参考中俄“东方 - 2018”多国联合军演数字化合成营实战经验，保障作业时序、母港机动速度同步匹配部队突击、阵地防御、战场转移全流程战术动作；

指挥体系适配：深度对接军改后“军旅营”三级编制营级独立指挥链路，母港全域智能调度系统直接接入营级综合指挥终端，同步接收统一作战指令，实现前线作战、全域保障一体化同步指挥，保障体系快速融入现有成熟地面作战力量。

6 结论

本文针对当前地面无人作战车辆实战运用中凸显的无人作战保障风险转移悖论，系统界定悖论标准化学术内涵，从保障模式适配性、保障环节无人化代差、保障体系顶层架构三个维度分层拆解多层级形成机理，明确悖论在稀释 UGV 核心作战价值、约束集群持续作战效能、抬高体系全生命周期运维成本三方面的多维实战负面效应。结合全谱系 UGV 吨位跨度差异、多样化陆战战场场景特征，构建以机动地面作战母港为核心枢纽的战役级、战术级、班组级三级分层全域协同保障体系，

完整设计体系顶层总体架构、跨层级协同闭环运行逻辑、四大无人保障核心模块配置方案、全谱系标准化闭环保障流程，同步提出护卫单元、车载能源系统专项量化配置准则。

依托实装对比试验、兵棋仿真推演双重手段开展多维度效能量化验证，试验数据表明：本文构建的全域协同保障体系可将保障人员前沿高危暴露风险降低 90.8%，从根源化解风险转移核心矛盾；弹药、能源单次补给作业时长缩短 65%，故障抢修平均响应时长缩短 60%，UGV 集群单日有效作战时长提升 144.8%，战场任务中途中断率下降 31 个百分点，人力配比实现大幅优化；在城市、山地两类复杂遮蔽地形战场环境下，全域保障响应综合效率、UGV 集群任务综合完成率同步提升 40%以上，综合保障效能全面优于传统人工伴随保障模式。结合国内军工产业基础、全军装备建设现实现状，提出软硬件自主可控、分阶段迭代落地、现有作战体系战术适配三大工程化实施硬性准则，保障整套体系可稳步分批次落地列装推广。

当前国内陆军已常态化开展 UGV 人机协同实兵演训、高原高寒无人后勤保障专项演练，空中无人作战平台配套保障体系已完成工程落地列装，进一步佐证本研究方案工程可行性。后续可围绕三大方向开展深化拓展研究：复杂强电磁干扰环境下全域协同加密通信技术、UGV 整车深度自主智能抢修技术、陆空跨域无人集群一体化联动保障技术，持续优化体系抗干扰能力、故障自主修复能力与跨军种协同保障能力，推动地面无人作战配套保障体系向全自主、高智能、一体化方向迭代升级，为智能化新型陆军建设提供完善理论支撑与工程技术方案。

参考文献：

[1] 高明,周帆,陈伟.地面无人作战系统的发展现状及关键技术[J].现代防御技　术,2019,47(3):9-14.

[2] 方钢,雍歧卫,赵彦涛,等.地面无人装备在后勤保障中的应用模式研究[J].舰船电子工　程,2023,43(3):7-10.

[3] 高环,马方晨,冯理成.外军地面无人装备发展现状与趋势研究[J].现代导航,2022,13(4):292-296+302.

[4] 徐达,周诚,曹振地,等.基于物元可拓法的地面无人作战装备作战效能评估[J].火炮发射与控制学报,2022,43(5):29-34.

[5] 孔国杰,冯时,于会龙,等.无人集群系统协同运动规划技术综述[J].兵工学报,2023,44(1):11-26.

[6] 徐友春,郭宏达,娄静涛,等.无人车集群协同围捕发展现状分析[J].电子与信息学报,2024,46(2):456-471.

[7] 刘伟,王寿鹏.美军无人化保障装备体系研究[J].舰船电子工程,2021,41(3):1-4+23.

[8] 全国人类工效学标准化技术委员会(SAC/TC 7).人类工效学　手工操作　第 1 部分：提举与移送:GB/T 31002.1-2014[S].中国标准出版社,2014.

[9] 张思文.无人装备与目标检测算法：重塑军事后勤保障新格局[J].军事文摘,2026,(3):10-12.

[10] 王杰东,刘北,董强健.美国防部《无人系统综合路线图》分析[J].飞航导弹,2019,(5):30-33.

[11] US Department of Defense. Unmanned Systems Integrated Roadmap FY2021-2025[R]. Washington, DC: US Government Publishing Office, 2021.

[12] 全国汽车标准化技术委员会(SAC/TC 114).道路车辆　电气电子设备防护等级(IP 代码):GB/T 30038-2013[S].中国标准出版社,2013.

[13] 中华人民共和国工业和信息化部.道路车辆　车辆识别代号(VIN):GB 16735-2019[S].中国标准出版社,2019.

[14] Jane's Defence Weekly. Russian army deploys Marker UGV in Ukraine[EB/OL]. (2023-02-15)[2024-05-20]. https://www.janes.com/defence-news/news-detail/russian-army-deploys-marker-UGV-in-ukraine

基于模块化架构的装甲装备快速维修与高适应性技术研究

于志生，吴坤，张宏伟，马凯诚，刘泽琛，滕蕊，勾凯，赵凯华，郭德胜

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古自治区包头市，014030

摘　要：针对现代高强度战争中装甲装备战损率高、修复周期长、技术升级困难等突出问题，本文提出并系统阐述了坦克装甲车辆快修复高适应技术的理论框架与技术路径。研究从模块化架构设计入手，构建“基础平台+功能模块”的开放式装备体系；在此基础上，突破基于可消耗防护理念的快修复连接接口技术，实现战场环境下受损模块的分钟级快速更换；进而通过前瞻性的接口标准化与平台余量设计，赋予装备体系持续吸纳新技术的能力。研究认为，模块化技术通过“快修复”实现保障效能跃升，通过“高适应”实现装备寿命延长，二者共同驱动全寿命周期成本的大幅降低，是下一代装甲车辆发展的战略方向。

关键词：装甲车辆；模块化设计；快修复技术；高适应性；全寿命周期成本

Research on Rapid Maintenance and High- adaptability Technology of Armored Equipment Based on Modular Architecture

Yu Zhisheng, Wu Kun, Zhang Hongwei, Ma Kaicheng, Liu Zechen, Teng Rui,

Gou Kai, Zhao Kaihua, Guo Desheng

Inner Mongolia First Machinery Group Co., Ltd., Baotou 014030, Inner Mongolia Autonomous Region, China

Abstract: In view of the prominent problems of high battle damage rate, long repair cycle and difficult technical upgrading of armored equipment in modern high-intensity warfare, this paper proposes and systematically elaborates the theoretical framework and technical path of rapid repair and high-adaptability technologies for tank and armored vehicles. Starting with the modular architecture design, the research constructs an open equipment system characterized by a "basic platform + functional modules". On this basis, it innovates the rapid repair connection interface technology based on the consumable protection concept, realizing the minute-level rapid replacement of damaged modules under battlefield conditions. Furthermore, the forward-looking interface standardization and platform margin design enable the equipment system to continuously accommodate new technologies. The research concludes that modular technology improves support efficiency through rapid repair and extends equipment service life through high adaptability. The combination of the two significantly reduces the full life cycle cost, representing the strategic development direction of next-generation armored vehicles.

Keywords: armored vehicle; modular design; rapid repair technology; high adaptability; full life cycle cost;

0 引言

坦克装甲车辆作为陆域主战装备系统的核心要素，其作战效能与战场生存能力直接影响战役级作战进程与作战结局。值得警惕的是，随着精确制导武器、无人机蜂群作战系统、攻顶弹药等新型

打击手段的战场渗透，装甲装备面临的威胁维度正在发生范式转变：从传统的动能侵彻攻击向多域交叉的复合型打击演进，导致装备战场损耗率呈指数级增长。军事技术迭代加速迫使传统“一次设计、终身固化”装备发展模式（设计固化、升级困难）难以应对战场需求多元化。当前我军装甲车辆多采用一体化焊接结构，虽提升结构强度与防护性能，但存在两方面局限：其一，战损修复需依赖专业工厂进行切割校正，检修周期冗长；其二，结构封闭性导致新型装备加装需系统性改造，严重制约技术迭代效率。

模块化设计理念通过标准化、互换性原则建立功能模块化系统，构建通用化底盘平台实现多样化任务形态的快速重组，可系统性提升装甲车辆的战场环境适应能力、设备维护保障效率及全寿命管理成本控制能力[1]。国际主流车族化设计以基型平台为核心构建模块化衍生体系，通过系列化设计实现核心部组件标准化兼容，着力于优化战时生产恢复与维护保障的协同效能。本文以“快修复、高保障、低成本”为核心目标，系统研究坦克装甲车辆模块化的关键技术体系，分别从模块化架构设计、快修复连接接口技术、高适应升级机制以及全寿命周期成本效益四个维度展开论述，旨在为我军新型作战平台研制提供具有工程指导意义的技术体系框架。

1 模块化架构设计：快修复与高适应的基础

模块化架构是实现快修复与高适应的物理基础和顶层保障。传统的“平台固定、功能固化”设计模式将整车作为一个不可分割的整体，任何部位的损伤都意味着整车需要进厂大修，任何功能的升级都面临着牵动全身的改造困境。模块化设计则从根本上改变了这一局面将整车解构为若干功能独立、接口标准、可独立更换的物理模块。

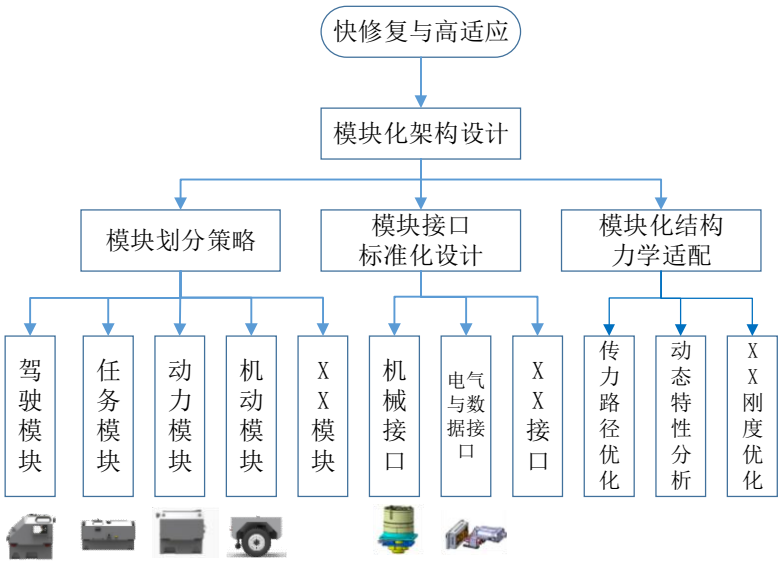


图 1　模块化架构设计

1.1 模块划分策略

模块划分的科学性直接决定了快修复的效率和高适应的潜力，模块化划分是实现装甲车辆战场快速修复与全域高适配能力的核心基础，模块划分方案的科学性、合理性与系统性，直接决定了装备战场抢修效率、故障更换速度以及全生命周期技术升级与功能拓展的发展潜力，是装甲车辆模块化体系设计的关键核心环节。在装甲装备模块化设计体系中，科学的模块划分必须严格遵循机械系统设计领域“高内聚、低耦合”的经典设计准则，以此构建结构清晰、功能独立、接口通用的装备模块化架构。其中，“高内聚”要求单一模块内部功能高度集成、任务高度统一，将关联性强、协同工作的功能组件整合为一体化单元，保障模块独立作业能力；“低耦合”则要求各功能模块之间

的物理连接、数据交互与功能依赖关系最大限度简化，弱化模块间的强绑定约束，从架构层面降低装备维修、更换与升级的技术门槛。合理的模块划分应遵循“高内聚、低耦合”的基本原则：每个模块内部功能高度集成，模块之间的依赖关系尽可能简化。具体到装甲车辆，可将整车划分为基础驾驶模块、任务模块、动力模块、机动模块（可进一步细分为主战武器模块、遥控武器站模块、侦察传感模块等）、防护模块（首上装甲模块、炮塔正面模块、侧裙模块等）以及任务设备模块等[2]。

与此同时，模块粒度的精准权衡与合理把控是模块化设计的重难点内容，模块粒度的粗细直接影响装备的战场抢修效能与系统运行可靠性。若模块粒度过粗，单一模块集成的结构与功能过于繁杂，模块整体体积、重量偏大，战场拆解、搬运与更换难度大幅提升，无法满足分钟级快速抢修的作战需求，严重制约快修复技术的落地应用；反之，若模块粒度过细，会导致整车功能模块数量急剧增加，各模块之间的连接接口、通信链路与密封结构大幅增多，不仅提升了装备结构设计与生产制造的复杂度，还会增加接口故障、线路失效的风险，大幅降低整车系统的稳定性与可靠性。因此，在模块设计过程中，需结合作战保障需求、工程制造能力与系统可靠性指标，对模块粒度进行多维度权衡优化，实现模块数量、拆装效率与系统稳定性的最优匹配。模块的边界划分需综合考虑功能独立性、损伤概率分布和升级频率等因素。例如，将最易遭受攻击的正面和侧面的防护区域独立为可更换的防护模块；将技术迭代最快的观瞄、通信、火控等功能集中设计为独立的电子模块；将动力系统设计为可整体吊装的动力包模块。模块的粒度需要精心权衡，粒度过粗则单个模块过于庞大，不利于战场快速更换；粒度过细则模块数量激增，接口复杂度上升，反而降低系统可靠性。

1.2 模块接口标准化设计

接口是模块化架构的灵魂。模块之间的机械接口、电气接口和数据接口的标准化程度，直接决定了模块更换的速度和不同模块组合的灵活性。

机械接口方面，需研究高承载、高精度、快锁紧的连接机构，如多点式液压锁紧机构、高强度销轴定位连接、楔形块快速锁紧装置等。SLICE 工程套件即是模块化接口设计的典型范例，该套件在内部集成了液压动力和控制系统，无需对装甲车辆进行大的改动即可实现功能扩展，在起重机配合下仅需十几分钟即可完成安装[3]。

电气与数据接口方面，需实现“即插即用”功能，使新安装的模块能够被整车系统自动识别并完成配置。这要求采用标准化的军用快速功率插头和数据总线接口，并制定统一的通信协议和设备描述规范。

1.3 模块化结构的力学适配

在完成装甲车辆车体与炮塔结构的模块化拆分、接口重构与功能分区设计后，整车原有一体化承载结构与传力体系被重新划分，结构受力形式、载荷传递路径与刚度分布均发生显著改变。为此，必须针对模块化改造后的车体与炮塔整体结构开展系统性力学仿真分析与结构优化设计，弥补模块化拆解带来的结构力学特性变化问题，保障装备在复杂战场工况下的结构安全性与运行稳定性。模块之间的连接界面与装配区域作为模块化架构的核心受力部位，既是整车载荷传递、冲击应力分散的关键结构环节，也是实现模块快速拆卸、快速换装的核心载体，其结构设计需要突破传统一体式结构的设计局限，在结构强度、整体刚度、抗冲击性能与模块化可拆卸、快速装配性能之间寻求多约束条件下的最优平衡关系，兼顾战场抢修实用性与结构承载可靠性。本文针对模块化装甲车辆的结构力学优化开展针对性研究，核心研究内容主要包含三个方面：一是基于模块化布局完成整车整体传力路径的梳理与优化，重构车体、炮塔及各功能模块之间的载荷传递逻辑，规避应力集中、载荷断路等结构缺陷，提升整车承载均匀性；二是针对各机械接口、模块连接缝等薄弱区域开展局部强化结构设计，通过加厚补强、筋板布局优化、过渡结构改良等方式，提升接口区域的局部刚度与抗冲击能力，弥补拆分界面带来的结构性能衰减；三是针对不同作战任务、不同模块组合配置工况，开展整车动态力学特性分析，探究多场景下装备的振动特性、冲击响应与结构疲劳特性，保障装甲车辆在多种任务构型下的结构稳定性、运动可靠性与作战适配性，为模块化装甲车辆结构设计的工程落地提供力学理论支撑与数据依据。

2 快修复技术：从“战场维修”到“战场更换”革命性跃迁

快修复技术是模块化设计思想最重要的军事落地应用，其核心意义并不局限于缩短单台装备的维修工时，而是推动作战装备保障模式发生深层次的范式革新。在传统作战保障体系下，装备战损之后主要依靠现场拆解、故障排查、零部件修补的原位维修手段恢复战斗力，整套作业高度依赖维修人员的专业技能，维修环节多、耗时不可控。快修复技术跳出原位修理的固有思维，将传统的“修复性维修”转变为“更换式保障”，构建出“战损模块整体卸载→完好模块即时安装”的标准化保障作业流程。依靠模块化架构与标准化接口的支撑，受损装备不必在战场上开展复杂的拆解修补工作，直接完成模块替换，就能够在最短时间内实现战斗功能复位，有效提升装甲部队战时持续作战能力[4]。

2.1 可消耗防护理念

可消耗防护理念是支撑装甲车辆快修复技术落地的重要理论基石，为模块化防护结构设计提供全新的设计逻辑。在传统坦克装甲车辆总体设计思路当中，装甲防护结构与车体基体属于一体化的有机整体，防护构件和承载车体相互耦合。一旦装甲遭受火力打击发生破坏，往往会连带造成车体基体结构损伤，后续维修不仅需要更换防护板材，还要对车体本体开展校正、焊接与补强作业，整体修复工序繁多，恢复周期漫长，很难满足战场抢修的时效要求。

可消耗防护理念对此做出创新性的设计转变，不再将装甲视为车体不可分割的永久结构，而是把防护模块定义为可损耗、可迭代更换的消耗型功能单元。防护模块的核心使命就是优先承受敌方火力打击，通过自身的主动牺牲，保护车体内部动力、传动、电子以及乘员舱等核心关键系统。当受到弹药冲击时，防护模块按照预先设计的失效模式完成能量吸收与耗散，损伤被限定在防护模块自身范围之内，尽可能保证车体基体与车内核心设备不受波及，实现损伤的可控隔离。该理念从顶层设计上把战损约束在可更换模块范围内，为战场直接更换受损模块而非修复本体提供理论依据。

2.2 快换连接接口技术

快换连接接口是实现“战场更换”的关键技术瓶颈[5]。接口设计需要在三个方面取得突破：

快速拆装机制：战场环境下作业空间有限，模块对位视线受阻，很难实现高精度人工对准。因此需要研究大容差自导向定位系统，依靠导向斜面、导向销等结构补偿装配位置偏差，操作人员无需精密校准就能够完成模块的初步安装定位。与此同时，开发多楔形块液压联动锁紧机构或者电磁锁紧装置，把分散的多点紧固动作实现联动同步控制，降低人为操作的步骤与劳动强度，做到少数操作人员在数分钟之内就完成模块的可靠锁紧与快速释放，满足分钟级更换的实战指标。

高承载与抗冲击能力：快换接口不只是简单的拆装连接件，更是整车重要传力结构。接口除了要在静态停放状态下实现模块可靠固定之外，还必须承受车辆高速越野机动带来的持续振动、交变载荷，以及炮弹近爆、地雷冲击产生的强瞬时冲击载荷。在复杂力学载荷作用下接口需要保持几何完整与连接预紧力，防止模块出现松动、位移甚至意外脱落，避免在作战机动过程中引发次生故障，兼顾拆装便捷性与结构可靠性。

野战可操作性：实战战场条件下大型起重设备数量有限，不能把模块更换完全依托重型吊装机械。快换作业应当尽量降低对外界大型装备的依赖，理想状态下仅依靠 2- 3 名乘员，使用随车携带的简易工具就可以完成模块拆卸与安装。这就要求在模块设计阶段开展人机工程分析，对模块重量进行合理分配，控制单模块质量上限，同时设置便于抓持、起吊的操作吊点与操作界面，充分考虑战场人员穿戴防护装具条件下的操作便利性，降低野战环境的作业难度。

2.3 战场损伤评估与快速决策

快修复是硬件技术与保障决策共同构成的完整体系，仅仅拥有可更换的硬件模块并不足以发挥全部效能，战场损伤评估与快速决策同样是不可或缺的重要环节。装甲车辆遭受打击之后，损伤形式复杂多样，既有外观可见的结构破损，也存在内部不易察觉的隐性损伤，如果盲目开展模块更换，会出现更换不彻底或者过度更换的问题，造成备件浪费或者留下作战隐患。

为此需要配套开发便携化、适合前线使用的损伤检测设备，能够快速采集车体、炮塔的损伤信

息，快速判别损伤的实际范围、损伤严重程度，定量判断装备是否达到模块更换阈值，区分哪些模块仅需简单处置、哪些模块必须整体更换。与此同时，建立一套规范化、可执行的损伤等级判定标准，编制对应的模块更换操作规程，把损伤现象、损伤等级和处置措施一一对应。在战场紧张、高压的作业环境中，即便维修人员个体经验存在差异，也可以对照标准流程快速、准确完成损伤研判与更换决策，保障快修复技术能够规范、高效地投入实战运用。

3 高适应技术：面向未来的平台进化能力

高适应性作为模块化技术的战略性价值所在，其本质在于解决装甲装备在典型 30 年服役周期中持续迭代升级的技术演进问题。通过构建具备技术包容性的基础平台，使装备体系在技术代际跃升过程中保持战术价值的延续性与作战形态的可塑性。

3.1 技术升级对平台的新需求

随着军事技术的快速发展，装甲车辆的各子系统如武器系统（更大口径、更高初速）、防护系统（主动防护、电磁装甲）、动力系统（混合动力、电驱动）、信息系统（更高带宽、更强算力），都在持续迭代升级。每一次升级都对基础平台提出新的要求，更重的武器需要更强的承载结构，更大的功耗需要更强的供电和散热能力，新增的设备需要更多的安装空间和接口。

传统一体化平台在面对这些新需求时往往力不从心，结构强度不足无法承载更重的炮塔，空间不足无法容纳新增的设备，接口不匹配无法连接新的系统。而模块化平台则提供了另一种可能，通过更换或升级特定模块来实现系统性能的提升，而无需改动基础平台本身。

3.2 前瞻性平台设计

实现高适应的关键在于“前瞻性设计”，在基础平台设计阶段就为未来可能的功能拓展预留足够的余量。

结构强度余量：基础车体和炮塔座圈的设计承载能力应高于当前最大载荷需求，为未来更重的武器或装甲模块预留结构冗余。

空间与布局余量：在车体和炮塔内部预留足够的未分配空间和安装基座，使未来新增设备有处可放、有处可装。

功率与散热余量：供电系统、液压系统和冷却系统的容量应高于当前峰值需求，以适应未来更高功耗的设备。

接口兼容性设计：机械接口、电气接口和数据接口的标准应在很长的时期内保持稳定和向后兼容，确保即使模块内部技术迭代数代，其与平台的连接方式仍保持一致。

3.3 开放式体系架构

高适应不仅需要物理层面的余量预留，更需要体系层面的开放设计。应建立模块化平台的“技术-结构-接口”兼容性预测模型，在新型模块研发阶段即可评估其与现有平台的适配性。同时制定面向未来的模块接口标准体系，使新型模块的研发有据可依、有标可循。通过构建开放式的装备技术生态，使基础平台成为能够持续吸纳新技术的“活平台”，而非一经定型便逐渐落后的“死平台”。

德国“山猫”系列步兵战车即采用了典型的开放式模块化架构，其底盘前部是发动机舱和驾驶舱，中后部是一个巨大的空舱，配备不同炮塔即可在步兵战车和火力支援车之间转换。芬兰模块化装甲车（AMV）同样采用标准化底盘结构，所有任务模块均可根据需求快速替换，衍生出十余种变型车型。

4 成本效益分析：全寿命周期视角下的经济性论证

模块化快修复与高适应技术的军事价值需通过全生命周期成本-效益模型进行科学验证。尽管初期研发投入与单件制造成本可能适度提高，但其在全周期内构建的经济优势通过三个维度实现价值跃迁。

4.1 快修复带来的直接成本节省

传统一体化结构的战场损伤修复受制于刚性结构特征，修复流程需执行切割、焊接、校正等高精度操作。以德国"美洲狮"步兵战车的典型案例，18 辆战车在演习中的集体故障修复，仅恢复战备能力就耗时 3-4 个月，暴露出现有修复模式的人力、时间及物流成本结构性缺陷。乌克兰战场的实证数据更揭示，即使西方坦克具备高生存性，其战伤不可修复性反而导致作战效能衰减，形成"高存活率但低可用性"的矛盾。

模块化快修复将“修复”转变为“更换”，战场抢修时间从“月级”缩短至“小时级”乃至“分钟级”。这一转变带来的不仅是战斗力的快速恢复—坦克在数小时内重返战场意味着它可以在同一场战役中发挥多次作用—更意味着维修人力、备件物流、后方保障设施等保障资源的极大节约。模块化设计原则还能简化维修和零件更换流程，标准化的零件可减少库存复杂性并支持跨不同车辆平台的更快维修周期。

4.2 高适应带来的平台寿命延长

装甲车辆的单车造价动辄数百万乃至上千万美元，平台寿命通常设计为 30 年左右。然而，如果平台结构固化、无法升级，其实际有效寿命往往远低于设计寿命，当新技术出现而旧平台无法容纳时，整个平台即面临提前淘汰的命运。

模块化高适应设计使基础平台能够通过模块更换的方式持续吸纳新技术。武器落后了，更换炮塔模块；防护不足了，换装新型装甲模块；动力不够了，升级动力包模块。每一次升级的成本都远低于研制全新平台的投入，而平台的服役寿命则可能从 30 年延长至 40 年甚至更长。据估算，模块化平台的单次重大升级周期可缩短 40%以上，成本降低 50%以上。

4.3 体系层面的综合效益

在装备体系层面，模块化的成本效益更为突出。基于通用化底盘和标准化接口的模块化车族，可以在同一条生产线上生产不同用途的变型车，共用供应链和保障体系。芬兰 AMV 模块化装甲车已在 7 个国家获得超过 1400 辆的订单，其成功的关键之一即是模块化带来的全寿命周期成本优势。

模块化还降低了人员训练成本，不同变型车使用相同的驾驶和操作界面，乘员可以在不同车型之间快速转换。保障体系的简化同样显著，备件种类减少、维修人员技能要求统一、保障设备通用。

综合来看，虽然模块化设计可能使单车采购成本上升 10%-15%，但全寿命周期内的综合成本可降低 30%-40%。这一成本优势在大规模装备建设和长期服役过程中将产生极为可观的国防经费节省。

5 结论

坦克装甲车辆车体与炮塔体的模块化快修复高适应技术，是应对未来高强度战争形态、破解装备保障瓶颈、实现装备低成本持续升级的战略性技术方向。本文从模块化架构设计、快修复技术、高适应机制和成本效益四个维度进行了系统分析，得出以下主要结论：

第一，模块化架构是实现快修复与高适应的物理基础。通过科学的模块划分和标准化的接口设计，将传统的“一体化平台”转变为“基础平台+功能模块”的开放式体系，为后续的快修复和高适应提供结构前提。

第二，快修复技术的核心在于将“战场维修”转变为“战场更换”。基于可消耗防护理念，通过快换连接接口技术的突破，实现战损模块在战场环境下的分钟级快速更换，从根本上解决传统一体式结构修复周期长的难题，显著提升部队的持续作战能力。

第三，高适应技术的本质是通过前瞻性的平台余量预留和开放式的接口标准设计，赋予基础平台持续吸纳新技术的能力。这使装备体系能够以远低于研制新平台的成本和周期实现技术升级，有效延长主战装备的平台寿命。

第四，从全寿命周期成本视角来看，模块化技术虽然可能带来前期研发和单件制造成本的适度上升，但其在快修复带来的保障资源节约和高适应带来的平台寿命延长两个方面的综合效益，使其全寿命周期成本显著低于传统一体化方案，具有良好的经济可行性。

当前，世界主要军事强国已将模块化、通用化、开放式架构作为新一代地面装备发展的核心方向。英国皇家联合军种研究所（RUSI）在分析乌克兰战场经验后明确指出，北约军队应将“易修复

性”作为未来装甲装备设计和采购的关键要求。我军应在此领域尽早布局、重点突破，为下一代装甲装备的研制奠定坚实的技术基础。

参考文献：

[1] 陈春良,曹军海,张会奇.装甲装备战场损伤快速抢修关键技术发展分析[J].兵工学报,2021,42(06):1321-1332.

[2] 贺贞辉,郑鑫.基于系统工程方法的装甲车辆维修性模块设计[J].设备管理与维修,2025 (18):10-13.

[3] 刘辉,王红岩,瑞强.模块化轮式装甲车辆接口设计与动力学匹配特性[J].兵器装备工程学报,2022,43 (05):89-95.

[4] 周成,黄进良.战场环境下装甲装备模块级更换抢修模式研究[J].装备学院学报,2019,30 (04):36-41.

[5] 吴勇,李军,王兴贵.两栖装甲车辆模块化结构抗冲击与快速拆装技术研究[J].车辆与动力技术,2024 (02):56-61.

面向作战效能提升的装甲车辆模块化设计方法研究

任璇[1,2]，吴坤[1,2]，王宇[1,2]，赵若石[1,2]，郭德胜[1,2]，赵凯华[1,2]，郭俊杰[1,2]，热希妮玛[1,2]

（1. 内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古 包头 014030；
2.特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室，内蒙古 包头 014030）

摘　要：为应对现代战争对装备快速响应、灵活配置与高效保障的迫切需求，本文深入研究了装甲车辆模块化设计理论与方法。研究首先构建了模块化架构设计流程，提出了以功能分解为核心的设计准则，并以此完成了对装甲车行动系统的模块化划分。本文通过对比分析，定量地评估了该设计对作战效能与保障性带来的变革。研究表明，与传统一体化设计相比，模块化设计通过实现关键功能模块的现场快速更换，将平均故障修复时间大幅降低，显著提升了装备的战场再生能力和作战持久性。

关键词：装甲车辆；模块化设计；作战效能；保障性；蒙特卡洛仿真

1 概述

现代战场环境瞬息万变，对装甲车辆的多功能性、可靠性、可维护性及升级潜力提出了极高要求。传统的一体化设计方法因其固有的设计刚性、维修复杂、升级困难等短板，已难以满足未来多样化军事任务的需求。模块化设计作为一种源于现代产品设计理念的方法，通过将复杂系统分解为一系列标准化的、具有特定功能的、可独立设计、制造、测试和更换的模块，并通过标准化接口进行集成，能够有效提升系统的灵活性、可靠性和保障效率。本文旨在深入探讨装甲车辆模块化设计的理论与方法，并重点量化分析其如何通过提升保障性来最终增强整体作战效能。

模块化设计作为一种先进的系统工程方法，通过将复杂系统分解为一系列标准化的、具有特定功能的、可独立设计、制造、测试和更换的模块，并经由标准化接口进行集成，为提升装甲车辆的综合作战效能提供了关键路径。在国外，模块化设计已成为新一代装甲装备的核心特征。例如，德国的“拳师犬”装甲车通过更换不同的任务模块，实现了从人员输送车到指挥车、救护车等多种功能的快速转换[1-2]；美国的“斯特赖克”旅凭借其车辆平台的模块化特性，显著提升了部署灵活性与战场维护效率；美军下一代战斗车辆（Next Generation Combat Vehicle, NGCV）针对未来多域作战需求，明确提出了跨洲际战略部署、域内作战任务模式快速转换的核心需求[3]，俄军“阿玛塔”在俄乌冲突中暴露域内模块切换失效问题，跨域协同成为核心能力缺口[4-5]。这些实践充分验证了模块化在增强装备任务适应性和保障效能方面的巨大潜力。在国内，装甲车辆的模块化研究同样取得了显著进展，围绕模块的标准化接口设计、可重构平台的体系结构以及基于功能分析的模块划分方法等领域开展了深入探索，为工程应用奠定了重要理论基础。

现有研究多集中于模块的物理实现与接口标准化，在模块划分的前端设计阶段，缺乏对战场环境适配性的量化考量。具体而言，传统的模块聚类方法较少考虑不同任务模块（如侦查、火力）对基础平台（如行动系统）提出的差异化性能约束（如承载刚度、机动精度），导致模块划分与最终作战效能的关联不够直接与紧密。

针对上述差距，本文旨在深入探讨装甲车辆模块化设计的理论与方法，将战场环境适配性作为关键变量，纳入模块划分的相关度矩阵计算中。本研究构建了一套融合功能分解、相关度聚类及异构适配系数的模块化架构设计流程，并重点量化分析其如何通过系统性提升保障性与任务适应性来最终增强整体作战效能。这一方法不仅完善了模块化设计的理论体系，更确保了设计结果从源头即与复杂多变的实战需求紧密结合。

2 基于相似理论的模块划分研究方法

本方法以零部件执行功能为相似度判断标准，进行功能模块的最小单元划分研究，保证划分后的各模块可满足整个系统的正常工作。

模块划分是指根据可重构特种车辆的总体功能要求，通过对总功能的合理分解，划分出多个模块的过程。模块的划分以及模块的形成是一个复杂的、影响因素众多的、多目标的综合优化过程，可重构特种车辆本身、客观环境、当前技术水平和任务需求等因素都影响着模块的划分，模块划分的合理性不仅会直接影响后续集成的复杂程度，同时也会影响实现面向不同有效载荷的可重构特种车辆平台的柔性化设计的可行性。

可重构特种车辆的设计原则是力求通过模块的灵活组合和配置，组成满足不同任务要求的可重构特种车辆，并在满足要求的基础上使机动性提高、性能稳定、结构简单、成本低廉，而且模块结构应尽量简单、规范，模块间的联系应尽可能简单。

2.1 基于功能结构的模块划分方法

功能是特种车辆必须完成的任务。功能是特种车辆的输入与输出间的总关系，每个特种车辆的模块都具有所对应的功能，功能基本上分为两类：

（1）必要功能：包括用户要求的基本功能，这在设计时是不能改变的；

（2）非必要功能：指的是并非用户要求的功能而是由设计者主观拓展出来的功能。

功能分析是根据一定的逻辑关系把对象系统各组成部分的功能相互联系起来，从局部功能与整体功能的相互关系上研究对象系统的功能的一种方法。

对于一个系统，既存在一个构造体系也存在一个功能体系，而功能体系是更本质的东西。在特种车辆的许多功能中存在着上下关系和并行关系。

（1）功能的上下关系：指在功能体系中，某些功能之间存在着目的与手段的关系，目的功能称为上位功能，手段功能称为下位功能。上位功能与下位功能都是相对的，一个功能对它的上位功能来说是手段，对它的下位功能来说是目的。

（2）功能的并列关系：指在较复杂的功能体系中，上位功能之后往往有几个并列的功能存在，这些并列的功能又可能各自成为子体系，构成一个功能范围。

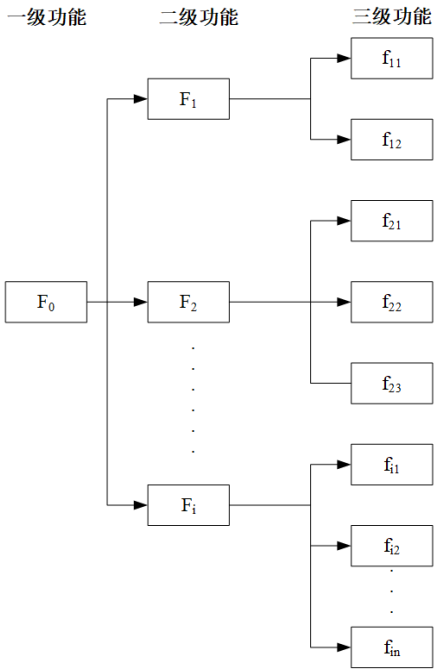


图 1　功能结构图

2.2 功能树与相关度相结合的模块划分方法

模块为可重构特种车辆提供了较大的设计空间和冗余度，能在成本可控的条件下以满足不同客户的不同需求。可重构特种车辆的功能分解在分解过程中需考虑到分解点的选择，与此同时还需考虑到模块的规模和数量。引入功能树的相关概念，可直观表示各功能之间的上下关系和并列关系，同时结合上述的相似理论引入相关度的概念可对功能之间的联系进行定量描述。综上所述，可采用自上而下的方法，将功能树和相关度相结合的方法来实现对可重构特种车辆模块的划分。

在完成系统内部的功能聚类后，必须考虑基础功能模块（如行动系统）与上层任务模块（如侦查、火力、指挥等）之间的适配逻辑。这种跨模块的协同是实现整车快速重构与任务灵活性的核心。例如，高精度侦查模块要求行动系统提供极高的机动平稳性与定位精度（即机动精度适配需求）；而重型火力模块则对车体平台的承载能力与射击稳定性（即承载刚度适配需求）提出了决定性要求。

为在模块划分阶段即量化这种跨域的协同关系，可在现有相关度计算模型中引入异构适配系数。该系数用于评估一个（子）功能模块与外部任务模块之间功能匹配的紧密程度。计算时，可将不同的适配需求（如承载刚度、机动精度、能源接口等）视为一种特殊的相关性，并赋予相应权重，纳入相关度矩阵的整体计算框架。通过引入此系数，模块划分从子系统内部的功能聚合，上升到与整车作战需求的系统级对齐，从而确保生成的模块方案在满足内部高内聚、低耦合的同时，能够最优地支撑多种任务配置的快速实现。

2.2.1 功能相分析

以整车总功能为例，可重构特种车辆所要完成的任务目标以及一些重要的性能指标，以上要求既可以进行定量表示，又可以进行定性描述。具有不同任务的可重构特种车辆其组成会有差异，但一些基本的功能在各可重构特种车辆中是通用的。例如，对特种车辆来说，可分为用于侦察、勘测以及提供支援等任务的多功能越野车，用于掩护步兵进攻、运送士兵、输送燃料、武器、物资补给、为进行作战指挥预警的车辆提供救援的装甲战斗车辆，用于运输和承载重型货物的运输牵引车等，上述特种车辆主要任务虽有不同，但都需要具有动力、电源、控制、通讯等功能。

以功能相关分析为主，通过建立功能树进行模块划分的方法采用自上而下的逻辑顺序，其具体步骤为：

（1）分析可重构特种车辆的总功能和任务要求；

（2）逐层将可重构特种车辆的总功能分解为一系列的子功能；

（3）子功能继续进行下一级的分解；

（4）完成所有功能分解后，按照一定的相关性影响因素进行聚类分析，形成可以完成某项功能的模块；

（5）通过功能到原理再到实体模块的映射来完成模块的划分。

其流程图如图所示。

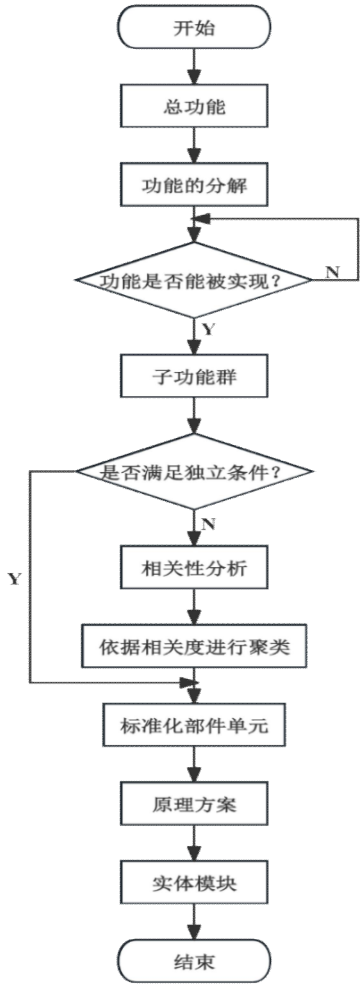


图 2　模块划分流程图

2.2.2 功能树

功能树是一种与有较强层次性的结构，主要描述了可重构特种车辆依据功能划分的结果，其具体实现的过程为：

（1）分析总功能，依据模块划分原则对总功能即一级功能进行分解，获得若干个二级子功能，若二级子功能可以被直接实现，则无需对该功能进行进一步的分解，并将其保存在子功能群中，反之，则需对二级子功能再次分解，分解为若干个三级子功能。如此往复，直至总功能可以被所有子功能直接实现，并全部保存在子功能群中。

（2）在完成总功能分解后，对得到的子功能群进行相关性分析。若某个子功能满足独立条件，则可将该子功能作为一个功能模块，保存在功能模块群中，反之，则需通过相关度的计算将相关性强的子功能聚类，形成功能模块并保存。

（3）完成相关性分析后，将功能模块群中的模块通过解映射形成原理方案。功能的解称为原理，即原理模块是实体模块在原理上的实现，一个功能可由一个或多个原理实现，因此该阶段的主要任务为对应每个子功能得到若干个可行的原理解，并通过原理空间表示。

（4）原理方案解与实体模块映射，得到可实现的结构模块。实体模块是原理模块在物理实现上的表现形式，是指拓扑结构和尺寸参数均被确定、接口已被标准化的模块，用实体模块空间来表示。该阶段的主要任务是对原理模块进行实体化，最后通过组合得到满足用户需求的可重构特种车辆。

综上所述，下面给出从功能、原理到实体模块空间的示意图 4。从图 3 中可以直观地看出各个子功能可以通过不同的原理模块分别实现，不同的原理模块对应不同的实体模块，最后通过对实体模块的组合即可得到可重构特种车辆。

图 3 中 F_0 为树根，即可重构特种车辆的总功能，子功能层的最底层为一系列原理方案

（s_{11}^1 s_{11}^2 s_2^1 cs_1^1 s_{i2}^1... s_{i2}^k s_{in}^1 s_{in}^2），同时在一系列原理方案上面的子功能之间具有一定相关性，同时功能树中一种功能可由一种或多种原理解实现。实体空间层的最上层为实体模块，原理的实现可由实体模块实现。

例如，子功能 f_{12} 和 f_{i1} 相关，因此可依据相关度聚类为一个子功能 cf_1，进而得到这一子功能的原理解 cs_1，功能 f_{11} 可由原理s_{11}^1和s_{11}^2分别实现，原理s_{11}^2的物理实现可通过实体模块m_{111}^2或m_{112}^2分别实现，实体模块m_{111}^2或m_{112}^2可以是具有不同结构、不同尺寸或不同硬件组成的，但都能保障原理s_{11}^2的实现。

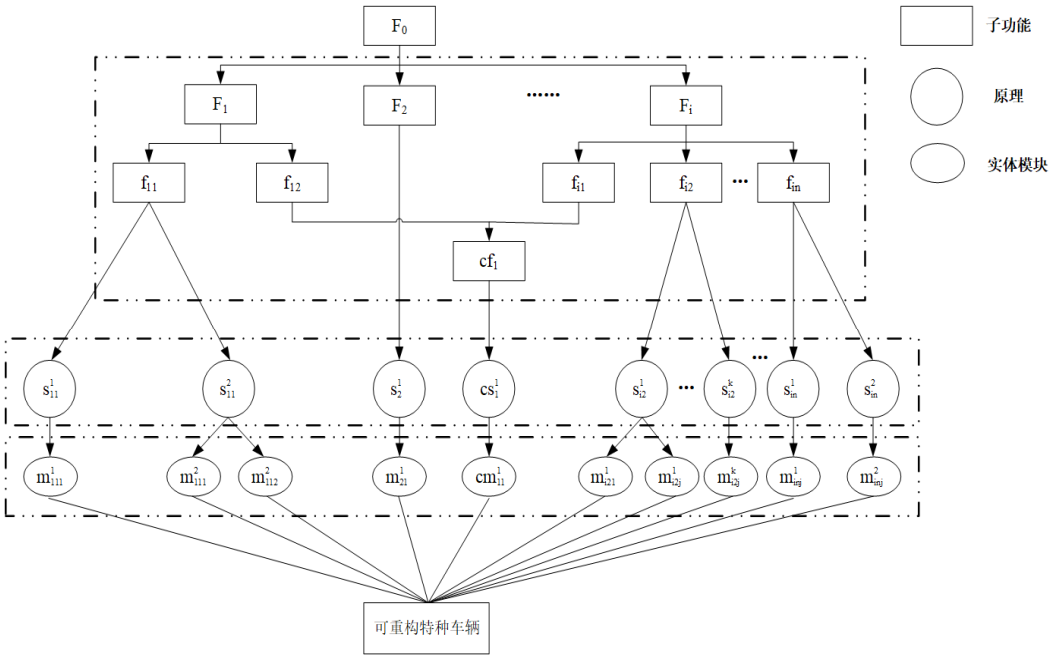


图 3　功能树示意图

2.3 基于相关度矩阵的子功能聚类分析

在建立功能树的过程中，一些子功能之间相互联系，因此需对具有一定联系的子功能进行聚类，这样既能有效减少模块的数目，同时使各模块之间只存在较弱的联系，加强了模块的独立性。

聚类的依据是各子功能之间的相关程度；聚类的目的是使组成模块的子功能间的内聚度最大，不同模块间功能的相关度最小。

子功能的聚类过程大致如下：

（1）对于符合独立条件的子功能，可考虑作为独立的模块；

（2）对于不符合独立条件的子功能需计算各子功能间的相关程度，然后根据相关度的大小来决定哪些子功能可以进行聚类。

2.3.1 子功能独立条件

若满足下列条件之一，则该子功能可作为一个独立的单元模块：

（1）继承：子功能的载体有可能被下一代可重构特种车辆利用；

（2）技术参数：子功能具有可以调整的技术参数；

（3）通用性：子功能可以通用于一类可重构特种车辆；

（4）技术革新：子功能的实现技术有可能被新技术取代；

（5）升级：子功能作为独立的模块单元便于升级。

2.3.2 相关度计算

（1）相关度概念

一个子功能 fi 与另一个子功能 fj 之间的相关程度称为相关度，用 rij 表示。相关度具有如下性质：

$$r_{ii} = 1; r_{ij} = r_{ji}; 0 \le r_{ij} \le 1$$

为计算相关度，将子功能之间的相关性分为：

1）功能相关性：子功能 fi 与子功能 fj 为完成某一个功能而存在，且缺一不可；

2）空间相关性：子功能 fi 的载体与子功能 fj 的载体占据相同的空间或具有某种位置之间的约束关系，通常指的是安装关系；

（2）相关度的计算方法

设子功能之间的相关性有 n 种，第 k 种相关性对相关度的影响系数为 ωk，则子功能 fi 与子功能 fj 的相关度为：

$$r_{ij}=\sum_{k=1}^{n}\omega_k * r_{ij}^{(k)}$$

式中：

r(k) ij=1，当 fi 与 fj 之间满足第 k 种相关条件时；

r(k) ij=0，当 fi 与 fj 之间不满足第 k 种相关条件时。

$$\sum_{k=1}^{n}\omega_k = 1$$

第 k 种相关性对相关度的影响系数 ωk 的确定采用专家评价法，专家评价分值取 0、0.1、0.3、0.5、0.7、0.9、1。0 表示无影响，1 表示影响最大。

在计算完成所有子功能之间的相关度之后，可得相关度矩阵 R：

$$R=\begin{bmatrix} 1 & r_{12} & r_{13} & \cdots & r_{1i} & \cdots & r_{1n} \\ r_{21} & 1 & r_{23} & \cdots & r_{2i} & \cdots & r_{2n} \\ r_{31} & r_{32} & 1 & \cdots & r_{3i} & \cdots & r_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & 1 & \vdots & \vdots & \vdots \\ r_{j1} & r_{j2} & r_{j3} & \cdots & 1 & \cdots & r_{jn} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & 1 & \vdots \\ r_{n1} & r_{n2} & r_{n3} & \cdots & r_{ni} & r_{nj} & 1 \end{bmatrix}$$

获得相关度矩阵后，对子功能进行聚类，使得关系密切的子功能合并为一个功能模块。若 rij=1，则子功能 fi 与 fj 最相关，必定属于同一模块；若 rij=0,则子功能 fi 与 fj 毫不相关，必定不属于同一模块。

当 $0 \le r_{ij} \le 1$ 时，为确定是否应划分在同一模块，引入模糊数学中的概念，取相关度矩阵 R 的阈值为 λ，则相关度矩阵 R 以 λ 为阈值的截矩阵 R*为：

$$R^{*}=\begin{bmatrix} \rho_{11} & \rho_{12} & \cdots & \rho_{1j} & \cdots & \rho_{1n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \rho_{i1} & \rho_{i2} & \cdots & \rho_{ij} & \cdots & \rho_{in} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \rho_{n1} & \rho_{n2} & \cdots & \rho_{nj} & \cdots & \rho_{nn} \end{bmatrix}$$

式中，

当 $r_{ij} < \lambda$ 时，$\rho_{ij}=0$；

当 $r_{ij} \ge \lambda$ 时，$\rho_{ij}=1$。

当 $\rho_{ij}=1$ 时，此时说明 fi 和 fj 的相关度已经达到了可以划分到一个模块中的程度，可将这两种功能集成在一个功能模块中。

3 行动系统模块化分析实例

3.1 分析过程

对行动系统进行功能相关性分析，逐层将可重构特种车辆机动模块行动系统的总功能分解为一

系列的子功能，形成子功能群，如图 4 所示。

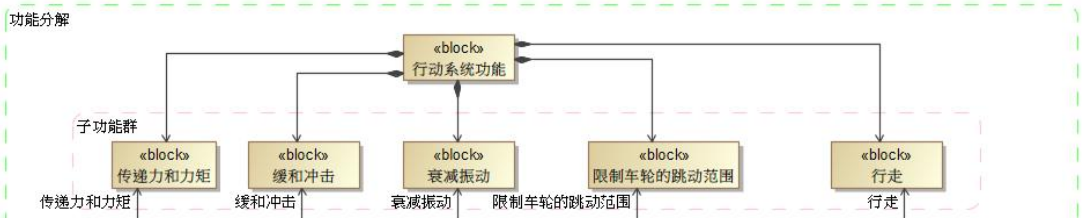


图 4　行动系统功能分解

对行动系统功能进行聚类分析，分析之前先判断子功能是否符合独立条件，若满足下列条件之一，则该子功能可作为一个独立的单元模块：

（1）继承：子功能的载体有可能被下一代可重构特种车辆利用；

（2）技术参数：子功能具有可以调整的技术参数；

（3）通用性：子功能可以通用于一类可重构特种车辆；

（4）技术革新：子功能的实现技术有可能被新技术取代；

（5）升级：子功能作为独立的模块单元便于升级。

子功能满足独立条件对照下表。

子功能群 / 独立条件	功能 1 (传递力和力矩)	功能 2 (缓和冲击)	功能 3 (衰减振动)	功能 4 (限制车轮跳动)	功能 5 (行走)
继承					√
技术参数	√				√
通用性				√	√
技术革新	√				√
升级	√			√	√

基于上述分析，认为功能 1（传递力和力矩）、功能 4（限制车轮跳动）和功能 5（行走）符合独立条件，可作为一个独立的单元模块。需要分析功能 2（缓和冲击）和功能 3（衰减振动）之间的相关性，故当前相关性矩阵 R 为：

$$R=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 1 & r_{23} & 0 & 0\\ 0 & r_{23} & 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix}$$

将子功能之间的相关性分为 4 种，每种相关性对相关度的影响系数为 ω_k：

1）功能相关性：子功能 fi 与子功能 fj 为完成某一个功能而存在，且缺一不可；

2）空间相关性：子功能 fi 的载体与子功能 fj 的载体占据相同的空间或具有某种位置之间的约束关系，通常指的是安装关系；

3）时间相关性：装配顺序、信息传递在时间上的先后关系；

4）信息相关性：力流、能量流、信息流等交互关系。

采用专家打分法（专家共 5 名，其中 2 名研究员级高级工程师，3 名高级工程师，权重一致性检验 CR=0.08），功能 2 和功能 3 的相关度的影响系数为 ω_k

$$\omega_k = [0.3\ \ 1\ \ 0.1\ \ 0.3\ ] \approx [0.1765\ \ 0.5882\ \ 0.0588\ 0.1765]$$

$$r(k)_{23} = [1\ \ ;1\ \ ;0\ \ ;1\ \ ]$$

$$r_{23}=\sum_{k=1}^{n}\omega_k * r_{ij}^{(k)}=\sum_{k=1}^{4}\omega_k * r_{ij}^{(k)}=0.9412$$

故当前相关性矩阵 R 为

$$R=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0.9 & 0 & 0\\ 0 & 0.9 & 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix}$$

当 $0 \le r_{ij} \le 1$ 时，为确定是否应划分在同一模块，引入模糊数学中的概念，取相关度矩阵 R 的阈值为 λ（取 0.5），则

此时说明 f2(缓和冲击)和 f3(衰减振动)的相关度已经达到了可以划分到一个模块中的程度，可将这两种功能集成在一个功能模块中，形成原理方案如下图所示。

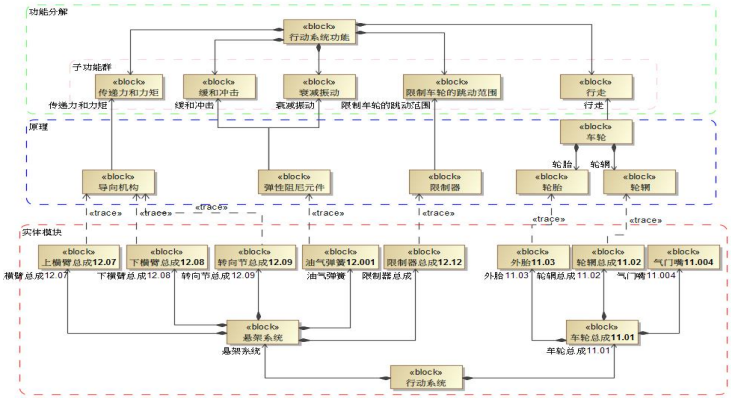


图 5　行动系统功能-原理映射图

通过相关度分析，可以直观看出行动系统各部件在模块化划分逻辑上，可以划分出四个模块组合，模块一功能为“传递力和力矩”，模块二功能为“缓和冲击+衰减振动”，模块三功能为“限制车轮跳动范围”，模块四功能为“行走”。与本方案当前系统设计进行对比，当前设计对各部件的集成与布局情况符合相关度分析。

3.2 设计验证

此划分方案与物理系统的集成和布局逻辑高度吻合，证明了该方法的工程实用性。

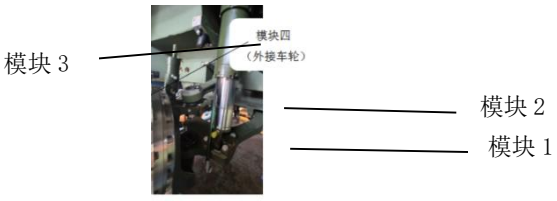


图 6　行动系统模块物理布局图

4 作战效能与保障性影响分析

模块化设计对作战效能的提升主要通过改善保障性指标来实现。本文采用蒙特卡洛仿真，建立传统设计与模块化设计两种模型的可靠性、维修性、可用度评估模型，进行对比分析。

1）仿真框架设定

仿真次数：100 次独立仿真运行，以确保统计结果的稳定性。

2）可靠性参数（基于指数分布假设）

传统设计：关键子系统（如传动、行动系统）故障率 λ ~T=0.02/h，即平均故障间隔时间（MTBF）为 50 小时。

模块化设计：得益于接口标准化、冗余设计与降额设计，整体故障率降低为 λ ~M=0.01/h，MTBF 提升至 100 小时。

任务剖面：仿真中引入高负载任务剖面（每 200 小时循环），在该剖面下，故障率临时提升至

基准值的 1.5 倍。

3）后勤与备件参数

备件供应延迟：考虑战场后勤不确定性，延迟时间服从[0.5, 2]小时的均匀分布。模块化方案因备件种类简化，其延迟时间分布优化为[0.2, 1]小时。

备件满足率：初始设置备件满足率为 90%。模块化设计通过通用模块共享，可将关键模块的备件满足率提升至 98%。

4）任务成功判定

任务成功率阈值：定义装备在任务期间（1000 小时）累积可用度（Ao）不低于 85%为任务成功。

瞬时可用度计算：采用经典的可用度公式，Ao = MTBF / (MTBF + MTTR + Logistics Delay)，并在每个时间步长内进行动态评估。

通过上述参数化建模，在相同的随机数序列下分别对两种设计方案进行仿真，从而隔离设计变量，精确量化模块化设计对各项效能指标的贡献。

假设某联合作战背景下，红方编成中的某装备体系担负着对蓝方防守区域进行先敌行动，侧翼突击对蓝方实施打击的作战使命。红方一个装甲合成营担负对蓝方一个加强连级防御阵地的突破任务。作战战斗时长为 72 小时，依次经历“战场机动与集结（12 小时）”、“前沿突破与火力突击（24 小时）”、“纵深攻击与清剿（36 小时）”三个高强度阶段。作战地域路况复杂，蓝方设置有障碍区及远程炮火反制区域，装备将面临持续的振动冲击与潜在的损伤威胁。

红方参演装备：

方案一（传统）：12 辆传统一体化设计的装甲指挥车与突击车。

方案二（模块化）：12 辆采用模块化设计的同类型装备，其动力、防护、指控模块可根据任务预置或快速更换。

蓝方防御兵力：保持不变。

结合红方的作战使命，得到 5 个关键指标：平均修复时间、使用可用度、任务成功率 、后勤保障效率和生命周期成本与升级灵活性。

通过采集相关数据信息并进行仿真，采用生成的能力评估指标体系进行分析，得到新旧方案的能力对比结果，见表 1 。这说明装备的模块化设计成为体系赋能的重要因素之一。

表 1 新旧方案的能力对比结果

方案	效能指标				
	平均修复时间	使用可用度	任务成功率	后勤保障效率	生命周期成本与升级灵活性
方案一	18.5 分钟	75%	72%	40%	20%
方案二	7.8 分钟	90%	88%	83%	63%

新方案的关键指标提升情况：

1）平均修复时间：模块化设计（方案二）通过快速更换故障模块，使平均修复时间较传统设计（方案一）降低约 58%。仿真统计结果与输入的维修时间分布参数高度吻合，验证了模型的有效性。

2）使用可用度与任务成功率：由于模块化设计兼具更高的可靠性和更短的修复时间，其使用可用度（Ao）得到显著提升，75%提升至 90%。任务成功率的变化趋势与可用度基本一致，因为装备在任务期间保持高可用是成功完成任务的基石。模块化设计使这两项关键指标均提升了约 15-20 个百分点。

3）后勤保障效率：模块化设计简化了备件种类，转为模块级备件，降低了后勤复杂度，提高了保障速度与效率。

4）生命周期成本与升级灵活性：升级特定模块即可提升装备整体性能，大幅降低全生命周期成本。

5 结论与展望

本文系统阐述了装甲车辆模块化设计的理论与方法，并通过行动系统的实例验证了基于功能树和相关度矩阵的模块划分方法的有效性。定量分析表明，模块化设计能通过大幅提升保障性指标，进而显著增强装甲车辆的作战效能、生存能力及任务适应性。

未来研究可进一步深入：

1）研究多维度（如性能、成本、重量）约束下的模块划分多目标优化算法；

2）开发更完善的模块化效能仿真评估体系，纳入更多战场想定和不确定性因素；

3）探索智能模块与健康管理系统与模块化设计的融合，实现预测性维护与智能后勤；

4）制定和完善装甲车辆模块的标准化接口协议，促进跨平台互操作。

参考文献：

[1] 张杰, 张琼, 于梅, 等.面向集中统管的特种车辆柔性模块化设计[C]//第四届中国指挥控制大会论文集. 北京:中国指挥与控制学会,2016:165-167.

[2] FENG C Y, LIU S, WANYAN X R, et al.A human-system integration framework and its application for special vehicle interface design under typical human readiness levels[J]. IScience, 2024, 27(4): 109095.

[3] 王庚. 机器人版 F-16 空战测试的背后—AI 驱动的美“第三次抵消”战略[J]. 坦克装甲车辆·新军事, 2024(6): 15-21.

[4] NAZIRAH N, ANSORI Z, BUDDY S. Implementation of revolution in military affairs in the Russian and Ukrainian wars[J]. Formosa Journal of Applied Sciences, 2024, 3(11): 4469-4480.

[5] 陈友龙, 蒋红磊.“军队-2023”透露俄坦克装甲车辆发展新变化[J].坦克装甲车,2023(10):9-21.

基于 NSGA-II 的多轴串联混动参数优化与仿真

孙悦茗，陈科，徐承远，刘涛，刘伟，杨瑞

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古包头 014030

摘　要：为满足多轴越野车辆在野外复杂工况下对高机动性、通过性及极端环境适应性的需求，串联混合动力系统参数正向设计是系统开发的关键环节。综合考虑高原、低温等极端工况参数修正要求，选取发动机功率、发动机功率密度、电池容量、电池能量密度为设计变量，以系统成本函数与轻量化效能指标为目标函数，以设计指标、工程可行性及异构作业模块协同需求为约束条件，构建动力系统多目标优化模型。采用非支配排序遗传算法(NSGA- II)，在PlatEMO平台上求解得到Pareto最优解集。基于MATLAB/Simulink搭建含异构模块接口的串联混合动力系统仿真模型，通过CYC_EUDC循环工况及高原/低温极端工况对优化参数进行仿真验证。研究形成了“参数设计—多目标优化—仿真验证”的正向设计流程，提出了一套融合异构集成与极端工况适应的集成化设计框架，可为高机动性混合动力多轴越野车辆的研发提供定量理论工具与设计参考。

关键词：多轴越野车辆；串联混合动力系统；参数匹配；多目标优化；NSGA- II 算法；Simulink 仿真

中图分类号：U469.7；U462　　**文献标志码：**A

Parameter Optimization and Simulation of Multi-Axle Series Hybrid System Based on NSGA-II

SUN Yueming, CHEN Ke, XU Chengyuan, LIU Tao, LIU Wei, YANG Rui

InnerMongoliaFirstMachineryGroupCo.,Ltd,Baotou,InnerMongolia014030

Abstract: To meet the demands of multi-axle off-road vehicles for high mobility, trafficability, and extreme environmental adaptability under complex field conditions, forward parameter design of the series hybrid powertrain system is a key aspect of system development. Considering the parameter correction requirements under extreme conditions such as plateau and low temperature, engine power, engine power density, battery capacity, and battery energy density are selected as design variables; system cost function and lightweight efficiency index are taken as objective functions; and design specifications, engineering feasibility, and heterogeneous module collaboration requirements are set as constraints to construct a multi-objective optimization model of the powertrain system. The Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II (NSGA-II) is adopted to obtain the Pareto optimal solution set on the PlatEMO platform. A simulation model of the series hybrid powertrain system with heterogeneous module interfaces is built using MATLAB/Simulink, and the optimized parameters are validated through simulations under the CYC_EUDC driving cycle and extreme plateau/low-temperature conditions. A forward design process of “parameter design – multi-objective optimization – simulation verification” is established, and an integrated design framework incorporating heterogeneous integration and extreme condition adaptation is proposed, which can provide quantitative theoretical tools and design references for the development of high-mobility hybrid multi-axle off-road vehicles.

Keywords: Multi-axle off-road vehicle; Series hybrid powertrain system; Parameter matching; Multi-objective optimization; NSGA-II algorithm; Simulink simulation

0 引言

近年来，野外勘探、应急救援、高原作业、特种运输等领域对重型运载装备的机动性、通过性与环境适应性要求持续提升，多轴越野车辆朝着大功率、重载、长续航与复杂路况适应方向快速发展。相较于传统柴油动力车辆，混合动力系统可显著改善车辆动力性能与能耗水平，尤其在高原、山地、戈壁等非铺装路面与稀薄空气环境下，串联混合动力系统可实现发动机与驱动轮解耦，具备良好的工况优化与高原功率补偿能力，能够保证极端环境下性能稳定。同时，驱动电机可实现大扭矩直接输出，提升车辆在泥泞、雪地、陡坡等复杂地形的通过能力，使加速、爬坡与越障性能更优。

混合动力构型在降低油耗、提升续航与多设备协同供电方面优势突出，可有效降低后勤保障压力，拓展作业范围与持续作业能力。动力电池具备能量回收与稳定供电能力，可作为移动能源为车载大功率作业装备、通信保障设备、车载平台等提供可靠电力支撑。

动力系统中发动机-发电机组、驱动电机与动力电池的参数设计、优化与仿真验证是整车开发的关键环节。现有研究多集中于单轴混合动力汽车的参数匹配与优化[1]，针对多轴越野车辆大吨位、多轴驱动、复杂野外工况、异构作业模块集成等特点的专项研究较少，且缺少覆盖“参数设计-多目标优化-仿真验证”的完整正向设计流程。为此，本文以多轴越野车辆串联混合动力系统为研究对象，开展关键参数设计、多目标优化与仿真验证，形成系统化、工程化的正向设计方案，为同类车型动力系统开发提供方法支撑。

本文主要创新点如下：

1）基于异构模块能量需求与极端工况动力修正，完成串联混合动力系统参数正向设计，在设计输入阶段明确参数边界，提升方案可靠性与指标符合性。

2）面向多轴越野车辆工程设计需求，以成本控制与轻量化效能为优化目标，以核心部件参数为设计变量，以工程可行性、性能指标与异构协同需求为约束，构建针对性的参数匹配与多目标优化模型。

3）基于 PlatEMO 进化多目标优化平台，采用 NSGA-II 算法求解优化问题，获得 Pareto 最优解集，为发动机、动力电池选型与参数决策提供数据化依据。

4）搭建含异构集成模块接口的 Simulink 系统仿真模型，在 CYC_EUDC 工况基础上增加高原、低温极端工况仿真，验证优化参数合理性，形成并验证完整正向设计流程，为台架试验与实车测试提供支撑。

1 串联混合动力系统参数需求设计

串联混合动力系统的主要特征是发动机、驱动电机、动力电池组及其传动系统在结构形式上成直线排列形式，如图 1 所示，驱动系统的三大动力总成：发动机、发电机和驱动电机是以串联的形式组成，相对于传统混合动力系统而言，最大区别就是发动机不直接参与驱动，它与发电机组构成辅助动力单元(APU)，只作电能的供应。串联混合动力系统的发动机可以在稳定工况区域运行，机械能通过发电机转化为电能，动力电池组平衡发电与用电需求，在发动机发电富余时充电，在需求突增时放电辅助驱动和异构模块能量需求。

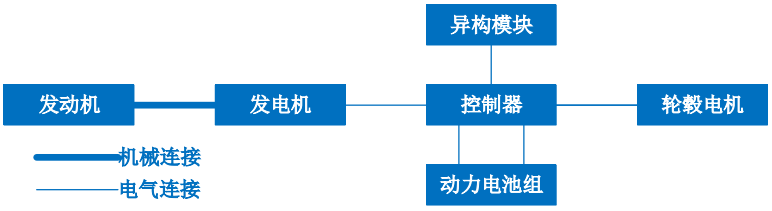


图 1　串联混合动力系统结构图（含异构模块接口）

串联混合动力系统性能基本参数的设计约束如表 1 所示，应用该系统的多轴越野车辆需要满足的设计目标如表 2 所示。

表 1　串联混合动力系统性能基本参数

参数名称	参数值
整车全重 m/kg	25000kg
滚动阻力系数 f	0.02
轮胎滚动半径/m	0.597
迎风面积 A/m^2	5.9
空气阻力系数C_D	0.6
主减速比	16.75
空气密度 ρ /kg/m^3	1.225

表 2　串联混合动力系统设计目标

参数名称	参数值
最高车速v_{max}/km/h^{-1}	≥125
0-32 km · h^{-1}的加速时间/s	≤4
最大爬坡度%	30%
纯电动里程 d/km	60
异构模块联合供电	无人机起降平台（80kW 峰值） 可折展装甲板（50kW 峰值）
极端工况适应性	海拔 4500m-40℃　-40℃

1.1 电驱动系统参数需求设计

串联混合动力系统中驱动电机为唯一的动力驱动装置，因此驱动电机的功率和转矩必须满足单独驱动车辆的性能要求，驱动电机的最大功率一般由最高车速、爬坡性能和加速性能来确定。

1）最高车速确定的最大功率：

$$P_{max1} = \frac{v_{max}}{3600\eta_t}\left(mgf + \frac{C_D A v_{max}^2}{21.15}\right) \tag{1}$$

式中，η_t为传动系效率 0.8;g为重力加速度 9.8m/s^2;带入参数得P_{max1}=326kW.

2) 爬坡性能确定的最大功率:

$$P_{max2} = \frac{v_i}{3600\eta_t}\left(mgf\cos\alpha_{max} + mg\sin\alpha_{max} + \frac{C_D A v_i^2}{21.15}\right) \tag{2}$$

式中，v_i为车辆在最大坡度上的行驶速度 7.4km/h;α_{max}为车辆行驶最大坡度角 30°;带入参数得P_{max2}=325kW.

3）加速性能确定的最大功率：

$$P_{max3} = \frac{1}{3600t\eta_t}\left(\delta m\frac{v_t^2}{2\sqrt{t}} + mgf\frac{v_t}{1.5}t + \frac{C_D A v_t^3}{21.15\times 2.5}t\right) \tag{3}$$

式中，v_t为t 时刻车速 32km/h；t为 0～v_t的加速时间 4s；δ为车辆旋转质量换算系数 1.2；带入参数得P_{max3}=703kW.

电动机的最大功率P_{max}必须满足式(1)、式(2)、式(3)三种情况，所以取三者的最大值 703kW。综合考虑电机在高温下的功率降额、控制器性能波动及未知负载等因素，依据工程经验与可靠性设计准则，引入 10%的设计裕度，取P_{max} = 774kW。

1.2 动力电池组参数需求设计

动力电池组需同时满足纯电动里程、瞬时功率及异构模块联合用电需求，参数计算如下：

$$\begin{cases} E_B \geq \dfrac{mgf+\frac{C_D A v_a^2}{21.15}}{3600 DOD \times \eta_t \eta_{mc} \eta_b (1-\eta_{het})} \times d \\ C_E = \dfrac{1000 E_B}{U_m} \\ P_{bmax} \geq \dfrac{P_{max}}{\eta_b \eta_{mc}} + P_{het,max} \\ C_b = \dfrac{1000 P_{bmax}}{k U_m} \end{cases} \quad (4\text{-}7)$$

式中：E_B(kW·h)为满足一定的纯电动行驶里程需要的电池能量；v_a为纯电动行驶速度 60km/h；DOD为蓄电池放电深度 0.85；η_{mc}为驱动电动机效率 0.8；η_b为蓄电池放电效率 0.95；η_{het}为异构模块能量消耗系数 0.2，该系数用于表征为异构模块供电导致的行驶里程折减，其值由历史任务数据统计分析得出。

C_E（A·h）为满足一定的纯电动续驶里程需要的电池容量；U_m为动力系统直流母线电压 800V。

P_{bmax}为动力电池瞬时最大功率；$P_{het,max}$为多轴越野车辆异构模块峰值功率 130kW；k为动力电池最大放电率 8Ch^{-1}。

C_b（A·h）为动力电池瞬时最大功率确定的电池容量。

动力电池容量既要满足能量要求，又要满足功率要求，因此取二者最大值，$C_{battery} \geq (C_E, C_b)$；$C_{battery} \geq (246A{\cdot}h, 159A{\cdot}h)$，得到$C_{battery} \geq 246$A·h。

由于$E = \rho_b \times m_{battery}$，E 为电池能量；$\rho_b$（Wh/kg）为质量能量密度；$m_{battery}$为电池质量，得$m_{battery} = \dfrac{U_m}{\rho_{battery}} C_{battery}$，$P_{battery} = \dfrac{k U_m C_{battery}}{1000}$。

1.3 发动机-发电机组参数需求设计

发电机需满足车辆最高车速行驶与异构模块联合供电的总功率需求，因此其额定功率P_{re}为：

$$P_{re} = \frac{1}{\eta_t \eta_{mc}} \left(\frac{mgfv_{max}}{3600} + \frac{C_D A v_{max}^3}{76140} \right) + P_{het,max} \quad (8)$$

P_{re} = 537kW，根据发动机的输出功率与发电机的输出功率关系式(9)，可得发动机的输出功率P_{engine}为：

$$P_{engine} = \frac{P_{re}}{\eta_g} \quad (9)$$

其中，η_g为发动机工作效率 0.9，P_{engine} = 597kW。发动机功率密度$\rho_{engine} = \dfrac{P_{engine}}{m_{engine}}$，$m_{engine}$为发动机质量。

1.4 极端工况参数修正

针对多轴越野车辆典型应用环境，对核心参数进行修正，确保极端工况下，海拔 0-4500m、温度-40℃-40℃，性能不损失：

高原工况修正：

根据文献[2]可知，当海拔高度由 0m 上升到 4500m 时，进气密度降低，直接导致缸内燃烧恶化，致使发动机功率下降。在 0m 到 3000m 时，功率每 1000m 下降 4%，当海拔从 3000m 上升到 4500m 时，功率衰减加剧，每 1km 为 11%。根据现有数据线性拟合后，海拔高度为 4500m 时，发动机功率下降至 70%。

修正后的发动机功率下限为P_{engine} = 853kW。

低温工况修正：

根据文献[3]可知，当温度为-30℃时，动力电池组容量保持率为 70%，根据现有数据进行线性拟合，-40℃时，动力电池组容量保持率为 55%。

修正后动力电池组电池容量下限为$C_{battery}$ = 447A·h。

2 动力系统的多目标优化模型

在工程设计里，精准确定各部件参数范围很关键。基于峰值工况与极端工况修正，我们明确了各部件参数工程可行性下限，为后续优化划定了设计空间的基础边界。

本节将在此基础上，聚焦成本与轻量化目标，在该设计空间内精细化寻优。工程设计常需权衡矛盾目标，如成本与性能、重量与效率。为此，我们采用多目标优化方法和折衷思想，得到 Pareto 最优解集，为成本优先、轻量化优先等不同需求场景提供定制化方案。

此外，本节结合实验室异构集成理论，构建性能-成本-重量-异构适配多维度优化模型，从多维度综合分析和优化，满足实际应用需求，为解决工程设计问题提供新思路。

2.1 设计变量

对于发动机，常选取功率参数作为设计变量，因为功率变量是发动机的关键参数，能够显著影响动力性和经济性，而且当功率改变时，外特性等特性曲线按照规律变化。对于电池，由于 GB31466-2015《电动汽车高压系统电压等级技术规范》中对电动汽车高压系统电压等级给出了建议，所以电池系统中不应该把电压作为设计变量。选取电池容量作为设计变量，电池容量表征电池所带电量，与放电和充电功率成正比，与电池的个数也成正比关系，所以选取电池容量作为电池设计变量。

最后选取发动机功率P_{engine}、发动机功率密度ρ_{engine}、电池组容量$C_{battery}$和电池组能量密度$\rho_{battery}$为设计变量。

$$X = \left[P_{engine}, \rho_{engine}, C_{battery}, \rho_{battery}\right]$$

2.2 目标函数

参数优化的核心是最小化动力系统的综合成本、重量和能耗，最大化动力系统的能量效率，结合“多轴越野车辆设计制造集成技术全国重点实验室”异构集成构型研究方向，构建如下目标函数。

2.2.1 系统成本函数

串联混合动力系统的制造成本主要由其动力系统各组成部件的成本决定。参考部件市场成本数据及制造企业内部调研数据[4]，通过回归分析方法建立了相应的经验计算公式。

动力电池的成本C_{batt}（万元）主要与电池容量和电池能量密度有关：

$$C_{batt} = 0.3C_{battery}$$

发动机的成本C_{eng}（万元）主要与发动机输出功率和功率密度有关：

$$C_{eng} = 0.0085P_{engine} + 0.3$$

得到动力电池和发动机制造成本目标函数为：

$$f_1 = 0.3C_{battery} + 0.0085P_{engine} + 0.3$$

2.2.2 轻量化效能指标

系统功率密度代表着系统的“轻量化效率”，功率密度的数值越高，表示单位重量能提供的功率越大，系统越轻量化且高效：

$$f_2 = \frac{M}{P}$$

其中 M 为发动机、动力电池组和其他动力系统部件的总质量；P 为发动机、动力电池组总输出功率；设定其他动力系统部件的质量为 500kg。

2.3 约束条件

结合设计目标、工程可行性及异构集成需求,设定约束条件：

1）功率密度约束：$\frac{P}{m} \geq 0.1$kW/kg，m为整车全重 25000kg。

2）功率约束：$P_{engine} + P_{battery} \geq P_{max} + P_{het,max}$,发动机、动力电池组总输出功率需覆盖驱动峰值与异构模块峰值叠加需求。

3）设计变量范围约束:发动机功率和动力电池组容量受到物理学意义与工程设计可行性的共同限制，由发动机高原工况修正、发动机工程可行范围、动力电池低温工况修正和电池能量密度研究进展[5]可知：

$$853\text{kW} \le P_{engine} \le 1000\text{kW}$$
$$0.6\text{Kw/kg} \le \rho_{engine} \le 2\text{kW/kg}$$
$$447\text{A·h} \le C_{battery} \le 500\text{A·h}$$
$$120\text{Wh/kg} \le \rho_{battery} \le 200\text{Wh/kg}$$

3 仿真计算及结果分析

使用 PlatEMO 进化多目标优化平台，通过 NSGAII 算法进行优化，以下为优化方案具体流程：

1）初始化种群设置：算法随机生成 100 个不同的参数优化方案（N=100），每个方案包含具体的发动机功率和功率密度、动力电池容量和能量密度等参数。

2）初始评估：将这 100 个方案分别代入“f_1成本函数”、“f_2功率密度倒数函数”计算目标值，完成 100 次目标函数评估（FE=100）。

3）迭代进化：

选择：淘汰被支配的劣解，如“成本高、功率密度低”的方案，保留互不支配的优解；

交叉：将两个优质方案的参数“融合”，如方案 A 的发动机功率+方案 B 的动力电池容量，生成新方案；

变异：随机修改部分方案的参数，保证搜索多样性；

再评估：对新生成的方案计算目标值，每次迭代新增 100 次评估，累计 FE。

4）停止搜索：当累计 FE 达到 10000 次时，算法停止迭代。

5）输出结果：此时算法中保留的所有“不被支配的方案”，就是 Pareto 最优解集，如图 2 所示，最优解集广泛覆盖整个 Pareto 前沿，解点在目标空间中分布相对均匀，能够清晰地看到不同目标间的权衡关系。

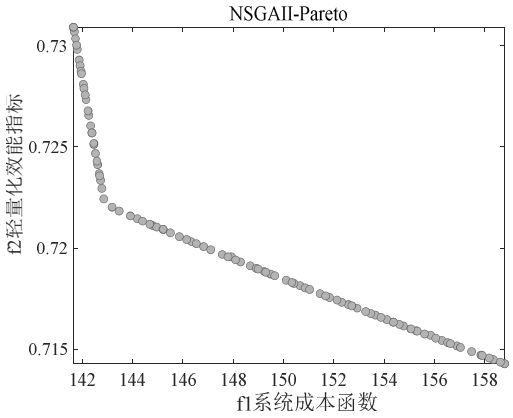


图 2　动力系统多目标优化模型 Pareto 前沿图

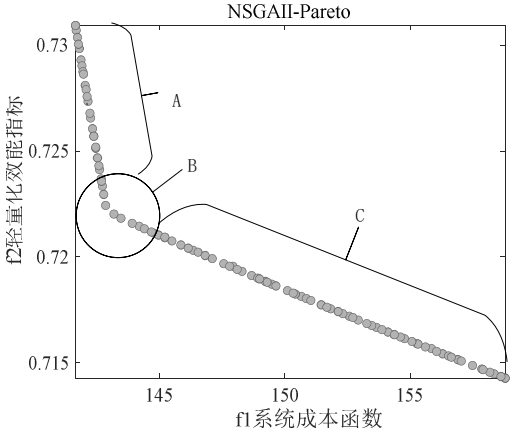


图 3　Pareto 前沿图拐点分析

由图 3 可知，区域 A 为成本敏感区，仅需投入较小的成本增量，即可实现系统质量的大幅降低；区域 C 为性能极致区，每减少一单位质量，都需要付出极其高昂的成本代价；区域 B 为拐点区域，在此区域成本与轻量化的边际替代率开始发生显著转变，是实现成本与性能最佳平衡的理想选择。

由于目标函数f_1与f_2的数量级差异较大，采用加权法将多目标模型转化为单目标模型会产生较大计算误差。同时，考虑到多轴越野车辆对成本价格的敏感度相对较低，而对车辆性能的要求较高，为实现更高的机动性与续航能力，最终选择当前技术条件下功率密度与能量密度的上限值，发动机功率密度ρ_{engine}为 $2kW/kg$、电池能量密度$\rho_{battery}$为 200Wh/kg 作为设计基准参数。

根据工程设计规范要求，从区域 B 中优选发动机功率$P_{engine}=900kW$和电池组容量$C_{battery}=450A{\cdot}h$作为设计输入，据此构建串联式混合动力系统模型，在此基础上进行动力系统仿真分析。

4 串联混合动力模型

4.1 仿真建模

基于 MATLAB/Simulink 平台构建含有异构集成构型的串联混合动力系统仿真模型（图 4），异构模块为无人机起降平台及供电子系统和可折展装甲驱动子系统，与动力系统协同控制。通过模块化分解各子系统组件，进而完成模型集成与系统级联接[6]。

表 3　动力系统主要部件参数

部件参数	数值
驱动电机额定功率/kW	600
驱动电机峰值功率/kW	780
驱动电机最高转速/r·min^{-1}	4000
电池组额定电压/V	800
电池容量/A·h	450
电池最大放电功率/kW	2880
发电机峰值功率/kW	800
发电机最高转速/r·min^{-1}	4000
发动机峰值功率/kW	900
发动机最高转速/r·min^{-1}	4000
异构模块峰值功率/kW	130

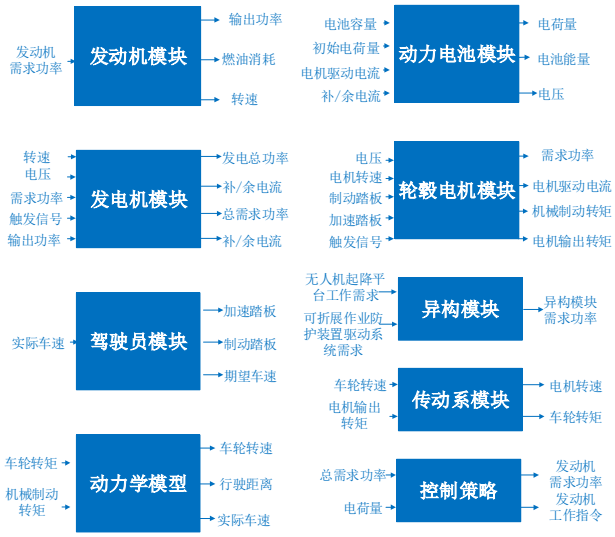


图 4　含有异构集成构型的串联混合动力系统模型

采用 CYC_EUDC 标准工况循环五次，如图 5 所示，模拟多轴越野车辆实际行驶中的加速、匀

速、减速过程，开展模型仿真。

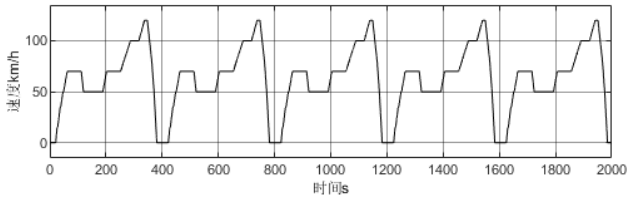


图 5　CYC_EUDC 标准工况

叠加异构模块间歇性工作，无人机起降平台每 40s 启动 1 次，持续 15s；可折展作业防护装置驱动系统每 60s 启动 1 次，持续 30s，如图 6 所示。

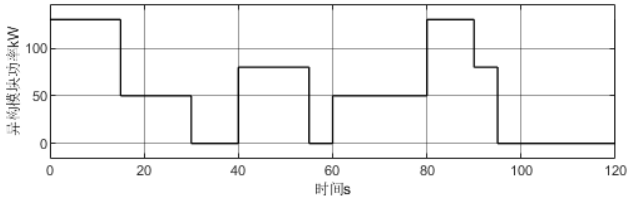


图 6　异构模块需求功率周期

通过发动机启停逻辑匹配功率需求（图 7），采用功率跟随的能量管理策略构建控制策略模型，为保护电池并维持突发功率能力，设定SOC_{min} = 0.2，为优化发动机工作点，设定SOC_{max} = 0.35，为保证模型可展示串联混合动力系统的多种工作状态，设定P_{rep_hi} = 800kW，P_{rep_low} = 100kW。

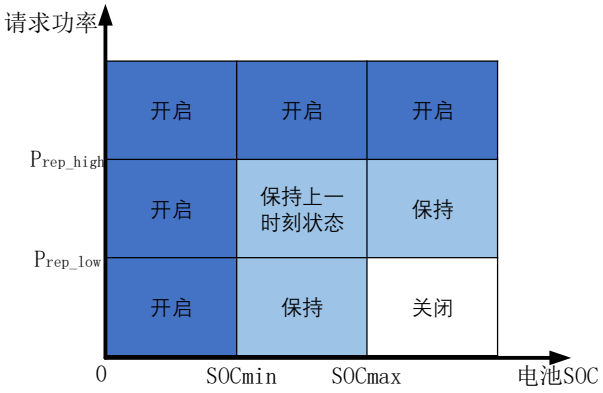


图 7　功率跟随策略发动机启停控制图

使用基于查表法的准静态模型建立发动机、发电机及驱动电机的效率 MAP 模型，万有特性数据基于台架试验获取；使用安时积分法结合内阻模型建立动力电池组的充放电动态模型。

4.2 仿真结果分析

4.2.1 常规工况（海拔 0m；温度 25℃）

常规工况下，设定电池初始 SOC=0.3，开展仿真计算，获得动力系统关键参数变化曲线如下：

1）车速跟踪：实际车速能够较好地跟踪参考车速（图 8），最大偏差小于 3km/h，验证了驱动系统对工况的响应能力；

2）电池 SOC 变化：如图 9 所示，SOC 在 0.2–0.3 范围内波动平稳，未出现过充或过放现象，符合电池安全运行要求；

3）功率响应：驱动电机功率随需求功率实时调整，发动机与发电机功率匹配合理（图 10），在 0-1000s 时电池辅助放电，发动机稳定供电，在 1000-2000s 时电池充电，发动机在功率跟随策略下设定的功率区域发电，体现了能量管理策略的有效性，并实现了功率互补。

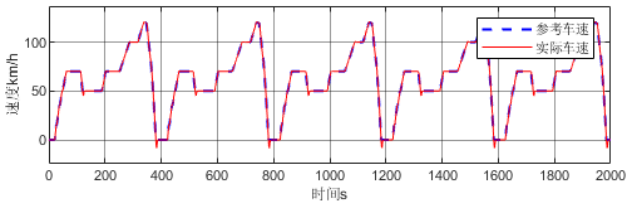


图 8　参考车速和实际车速

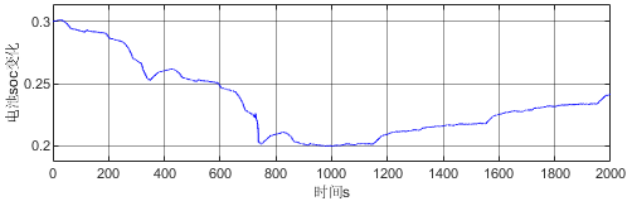


图 9　电池 SOC 变化

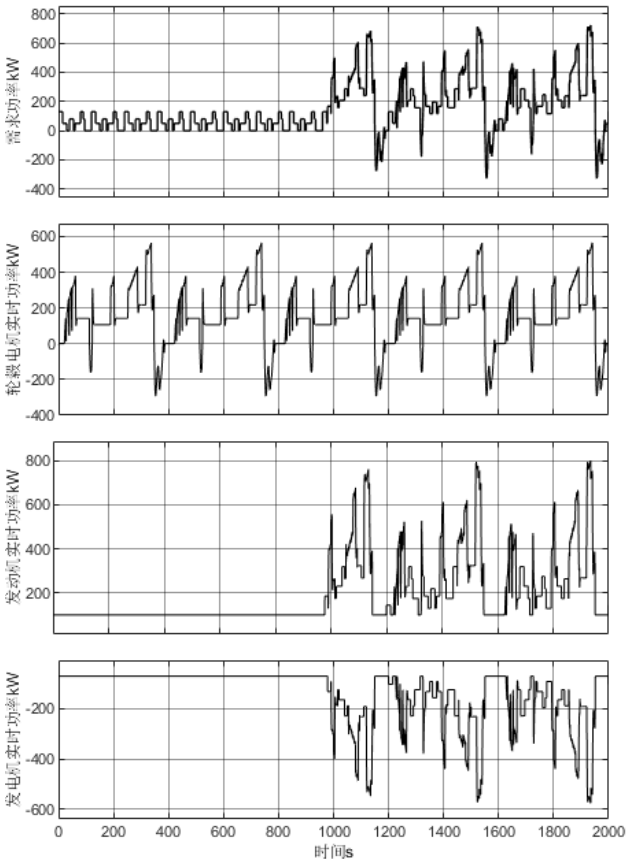


图 10　需求功率、驱动电机功率、发动机功率、发电机功率实时变化图

仿真获得电池 SOC 变化、发动机功率变化、发电机功率变化和驱动电机功率变化趋势，可与实车试验对比后，与参数设计优化迭代，增加动力系统正向设计的精确性。

4.2.2 极端工况（海拔 4500m；温度-40℃）

极端工况下，发动机功率下降至 70%，电池容量下降至 55%，得到与常规工况电池 SOC 对比图和发动机实时功率对比图。图 11 显示极端工况下，由于低温导致电池可用容量减少，SOC 下降趋势更迅速，图 12 显示高原功率衰减迫使发动机更早介入并运行在低效区，导致系统整体能耗增加。

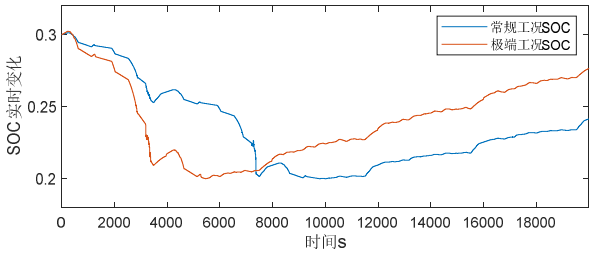


图 11　电池 SOC 变化对比

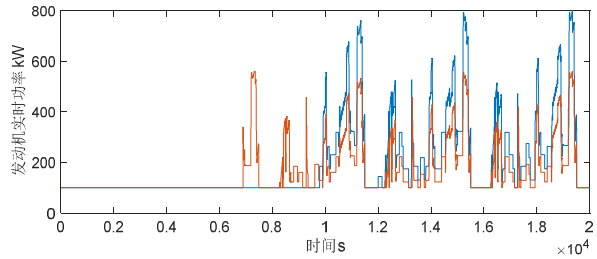


图 12　发动机实时功率变化对比

5 结论

1）结合异构集成构型设计需求和极端工况修正，完成串联混合动力系统核心部件参数需求设计。

2）构建“性能-成本-重量”多目标优化模型：以系统成本函数和轻量化效能指标为目标函数，纳入发动机功率、电池容量等工程可行性约束，实现多维度设计目标的平衡，避免单一目标优化导致的性能短板。

3）NSGA-II 算法结合 PlatEMO 平台，获得分布均匀的 Pareto 解集，可针对成本优先或轻量化优先等场景提供定制化参数方案，提升设计灵活性。

4）基于 MATLAB/Simulink 构建系统模型，增加异构模块需求，增加多轴越野车辆极端工况仿真，结合 CYC_EUDC 工况与功率跟随策略开展仿真，实际车速与参考车速拟合度高，电池 SOC 稳定在安全区间，各部件功率响应匹配需求，验证了优化参数的可行性，为台架试验与实车测试提供直接数据支撑，完成“参数设计-多目标优化-仿真验证”正向设计流程。

5）本论文建立的方法体系具有良好的通用性与推广潜力，可应用于同类混合动力多轴越野车辆，本文采用的成本函数与效率 MAP 基于特定数据和模型，未来可结合实车试验数据进行动态更新与校准，以进一步提升模型精度。后续研究可拓展至更为复杂的越野循环工况，并考虑将能量管理策略，如功率跟随策略的参数与部件参数进行协同优化，以挖掘系统全工况潜力的最大化。

参考文献（References）：

[1] 刘青, 贝绍轶, 汪伟, 等. 增程式电动汽车动力系统参数匹配仿真与分析[J]. 现代制造工程, 2017(11): 76-80.Liu Q, Bei S Y, Wang W, et al. Simulation and Analysis of Parameter Matching for Range-Extended Electric Vehicle Power Systems [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2017(11): 76-80.

[2] 景琦，骆清国.变海拔环境下柴油机性能仿真研究[J].兵器装备工程学报，2021,42(02):127-130.JING Q,LUO Q G Simulation Research on Diesel Engine Performance in Variable Altitude Environment[J].Journal of Ordnance Equipment Engineering,2021,42(02):127-130.

[3] 黄振富，钟日敏，黄祖朋．电动汽车续驶里程的影响因素分析[J]. 时代汽车,2021,(16):114-115.DOI:CNKI:SUN:SDQE.0.2021-16-054.Huang Z F, Zhong R M, Huang Z P. Analysis of Factors Affecting the Driving Range of Electric Vehicles [J]. Times Automobile, 2021, (16): 114-115. DOI: CNKI:SUN:SDQE.0.2021-16-054.

[4] 黄欣，陈凌珊，程伟，等。基于多目标遗传算法的增程式电动汽车动力系统参数匹配优化研究 [J]. 计算机测量与控制，2015, 23 (10): 3539-3542.Huang X, Chen L S, Cheng W, et al. Research on Parameter Matching Optimization of Extended-Range Electric Vehicle Powertrain Based on Multi-Objective Genetic Algorithm [J]. Computer Measurement & Control, 2015, 23(10): 3539-3542.

[5] 杨续来，袁帅帅，杨文静，等。锂离子动力电池能量密度特性研究进展 [J]. 机械工程学报，2023, 59 (6): 1-（239-254）. DOI: 10.3901/JME.2023.06.239Yang X L, Yuan S S, Yang W J, et al. Research Progress on the Energy Density Characteristics of Lithium-Ion Power Batteries [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(6): 1-(239-254). DOI: 10.3901/JME.2023.06.239

[6] 闫德超, 马超, 杨坤, 等. 基于工况与粒子群优化的增程汽车能量管理策略开发[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(26): 08000-06.Yan D C, Ma C, Yang K, et al. Development of Energy Management Strategy for Range-Extended Vehicles Based on Operating Conditions and Particle Swarm Optimization [J]. Science Technology and Engineering, 2021, 21(26): 08000-06.

履带式底盘内部噪声测试与控制研究

陈科，安建飞，白永强，邬新

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古包头 014030

摘　要：针对重型战车车内噪声超标、动力总成共振、车体厚装甲结构声振耦合突出的工程难题，以某军贸重型履带战车为研究对象，建立完整的振动-声学耦合测试体系，引入振动加速度级、声压级、悬置隔振传递率、发动机激励阶次等理论计算模型；分别对未降噪样车、综合减振降噪优化样车开展多工况实车NVH测试，结合整车频谱瀑布图、阶次分析识别核心噪声源：发动机11.2/22.4阶旋转激励、370～473Hz车体结构共振、履带行动系统高频冲击噪声。基于声源控制、结构阻尼、动力隔振、复合隔声吸声四条技术路径提出一体化降噪方案。试验结果表明：优化后乘员舱人耳位置A计权噪声平均降低14.2dB(A)，动力舱至乘员舱振动传递衰减21.7dB，完全满足GJB2935装甲车辆车内噪声限值要求。研究形成适配厚装甲、窄内饰安装空间重型履带平台的减振降噪成套方法，可为同类履带装甲装备NVH设计提供试验方法与工程理论支撑。

关键词：履带装甲车辆；车内噪声；振动阶次分析；悬置隔振；声振耦合；阻尼降噪；NVH测试

中图分类号：TJ811　　**文献标志码：**A

Research on Internal Noise Measurement and Control of Tracked Chassis

Chen Ke[1], AN Jianfei[1],Bai Yongqiang[1],Wu Xin[1]

InnerMongoliaFirstMachineryGroupCo.,Ltd,Baotou,InnerMongolia014030

Abstract: Aiming at the engineering challenges of excessive interior noise, powertrain resonance, and prominent vibro- acoustic coupling of thick- armored hull structures for heavy combat vehicles, a military- trade heavy tracked combat vehicle is taken as the research object. A complete vibration- acoustic coupling test system is established, and theoretical calculation models including vibration acceleration level, sound pressure level, mounting isolation transmissibility, and engine excitation order are introduced. Multi- condition real- vehicle NVH (Noise- Vibration- Harshness) tests are carried out respectively on the baseline vehicle without noise reduction and the comprehensively optimized vehicle with vibration and noise reduction. Core noise sources are identified by means of full- vehicle spectrum waterfall plots and order analysis: the 11.2- th / 22.4- th rotational excitation orders of the engine, hull structural resonance within 370- 473 Hz, and high- frequency impact noise from the track running gear. An integrated noise- reduction scheme is proposed following four technical routes: sound-source control, structural damping, powertrain vibration isolation, and composite sound insulation- absorption. Test results show that the A- weighted noise at human- ear positions in the crew compartment is reduced by an average of 14.2 dB(A) after optimization, and the vibration transmission attenuation from the power compartment to the crew compartment reaches 21.7 dB, fully satisfying the interior noise limit requirements specified in GJB 2935 for armored vehicles. This research develops a complete set of vibration and noise reduction methods suitable for heavy tracked platforms characterized by thick armor and narrow interior installation space,

which provides experimental approaches and engineering theoretical support for NVH design of similar tracked armored equipment.
Keywords: Tracked Armored Vehicle; Vibration Order Analysis; Mount Vibration Isolation; Vibro-Acoustic Coupling; Damping Noise Reduction;

0 引言

现代陆战装备向高机动、长时乘员作战、低声学隐蔽性方向发展，履带式装甲车辆车内振动噪声成为制约装备作战效能、人机工效、军贸竞争力的核心指标[1-3]。现有重型履带战车动力功率达900kW 以上，车体采用 15～50mm 均质装甲钢，车体刚度大、结构阻尼极低；履带-主动轮无橡胶缓冲、负重轮挂胶厚度有限，行动系统冲击噪声显著[4-5]；同时车内降噪内衬安装空间≤30mm，轮式车辆、轨道交通降噪方案无法直接移植。

现有现役重型履带车辆未优化舱内噪声普遍达到 107～112dB(A)，逼近国军标 GJB2935 限值113dB(A)，远高于 GJB50 规定 8h 连续作业 85dB(A)健康阈值[6]。高噪声环境会造成乘员听觉损伤、反应延迟，同时车体向外辐射噪声大幅缩短装备声学隐蔽距离。近年国内履带车辆 NVH 研究多集中于轻型底盘、主动悬挂仿真，缺少厚装甲重型履带实车全频段测试、阶次共振耦合机理、窄空间复合降噪成套工艺的工程研究，同类研究普遍存在理论公式缺失、频谱试验数据不完整、降噪方案缺少量化验证的短板。本文结合实车未降噪样车 A 和综合减振降噪优化样车 B 对照试验，融合整车振动声学理论模型、瀑布图阶次分析、传递路径分析（TPA），完善重型履带底盘噪声测试与控制完整体系[7-10]。

目前，德国 PUMA 模块化步兵战车采用分体式行动舱隔离结构，橡胶包边履带抑制金属冲击，舱内复合阻尼隔声层实现 10dB(A)降噪；美 M2 布莱德利战车优化动力液压悬置，针对柴油机旋转阶次噪声匹配排气多腔消声器，但欧美装备装甲厚度、动力功率与国内重型底盘差异大，结构不具备直接复用条件[11-15]。

王超等（2020，兵工学报）综述装甲车辆主动悬挂减振技术，但未针对车体声振耦合、车内噪声开展实测分析；乔新勇等（2021，振动与冲击）基于功率谱分析履带底盘路面振动响应，仅聚焦低频路面激励，忽略发动机中高频阶次共振；现有降噪研究多单独开展阻尼、消声器、悬置单一优化，缺少声源-传递路径-乘员舱接收端一体化协同控制方案[1,16-20]。

本文的研究内容具有如下创新：

理论创新，完善履带装甲车辆振动-声学基础计算公式，建立发动机阶次激励、悬置隔振传递、装甲板声辐射耦合数学模型；

测试方法创新，构建动力总成+车体结构+车内人耳+车外排气四维测点布置方案，融合稳态工况、原地升速、道路加速多工况瀑布图阶次分析，识别 370～473Hz 车体固有共振带；

工程方案创新，针对厚装甲窄空间约束，提出“源抑制-隔振阻断-结构阻尼-复合吸隔声”四级降噪体系，量化各措施降噪贡献量；

试验验证创新，采用同平台样车 A（未降噪样车）、样车 B（综合减振降噪优化样车）对照试验，给出全车速、全频段量化 NVH 改善数据，支撑同类装备正向 NVH 设计。

1 履带底盘振动噪声基础理论与计算模型

1.1 声压级与加速度级计算

1.1.1 A 计权声压级

履带装甲车辆舱内噪声评价、国军标性能验收均以人耳听觉感受为判定依据，原始瞬时声压 p_{rms} 仅为物理量，无法直观反映噪声对乘员生理损伤、装备声学隐蔽性能的影响[21]。人耳对中频段 500～4000Hz 噪声敏感度远高于低频与超高频，线性声压数值不能匹配人体听觉感知规律，必须引入 A 计

权频率加权修正。同时车辆不同工况、不同测点声压动态范围跨度极大，对数运算可将 2×10^{-5}Pa～10Pa 宽区间压缩至 0～130dB 可读范围，实现多车速、多测点噪声数据横向对比。若无统一声压级换算标准，样车 A 基准噪声与样车 B 优化后噪声无法量化差值，降噪效果失去统一评价尺度。

$$L_p = 201g\frac{p_{rms}}{p_0} \tag{1}$$

式中：p_{rms} 为测点声压有效值，Pa；基准值 $p_0=2\times10^{-5}$Pa 为国际通用人耳最低听阈。计算输出的 L_p 即为国军标 GJB2935、GJB50 规定的验收指标。对数形式表征噪声能量相对关系：声压级每提升 10dB，实际声辐射能量扩大 10 倍，可清晰划分噪声危害等级。A 计权修正后计算结果可直接判定舱内噪声是否超标，为声源识别、隔声吸声方案优化提供量化输入，是实车 NVH 试验数据后处理、降噪效果定量分析的基础公式。

1.1.2 振动加速度级

履带底盘振动传递路径为发动机-悬置-装甲车体-乘员座椅，原始振动加速度幅值区间覆盖 0.1g～60g，线性数值量级差异过大，难以开展频谱、瀑布云图的统一对比分析。车体结构振动是车内二次结构噪声的核心激励源，仅依靠原始加速度数值无法快速识别共振风险；国内军工振动测试、国内外同类履带车辆文献均统一采用加速度级评价结构振动，采用该公式可实现本文试验数据与现有研究成果对标[22]。此外，振动与噪声量纲统一为 dB 后，可直观分析固体传声与空气声的耦合贡献比例，区分动力高频冲击振动与装甲板低频共振振动。

$$L_a = 210g\frac{a_{rms}}{a_0} \tag{2}$$

式中：a_{rms} 为振动加速度有效值，(m/s^2)；基准值 $a_0=1\times10^{-6}m/s^2$，为机械振动测量标准参考值，对数输出 L_a 单位与声压级保持一致，可实现振动、噪声能量联合分析。悬置主动端、被动端加速度级差值可直接表征隔振衰减效果，快速判定原车悬置隔振失效缺陷。试验中可分别统计 10Hz～1kHz 低频段、10Hz～10kHz 全频段加速度总级，以此划分装甲板低频结构振动、动力总成高频齿轮冲击振动，为车体阻尼改造、动力悬置优化提供数据支撑。

1.2 动力总成阶次激励频率模型

本文搭载的大功率柴油机，整车旋转激励源包含气缸周期性燃烧冲击、多级传动齿轮啮合、冷却风扇叶片扫掠、传动轴扭转振动四类，各类激励频率均随发动机转速同步线性变化。仅依靠单一固定车速的频谱曲线，无法分离不同旋转部件对应的噪声峰值，难以定位主导振动噪声源。

实车频谱、瀑布图测试结果显示 370～473Hz 存在稳定共振峰值带，该频段不随发动机转速变化，属于车体装甲板固有模态；而 11.2 阶、22.4 阶峰值随转速同步漂移，属于动力旋转激励，若无阶次频率计算公式，无法区分“转速相关旋转噪声”与“车体固定共振噪声”两类核心干扰源。

单稳态频谱仅能表征某一固定转速下的频率分布，无法描述全转速区间噪声演化规律；阶次模型可建立发动机转速与激励频率的一一映射关系，支撑升速工况瀑布图、阶次切片分析，精准识别本文整车最主要的 11.2 阶、22.4 阶噪声贡献，从激励机理解释舱内持续轰鸣问题。

$$fo = \frac{0\cdot n_e}{60} \tag{3}$$

式中：$f0$ 为阶次对应激励频率，单位 Hz；O 为激励阶次,由发动机传动系统结构参数唯一确定，不随转速改变；n_e 为发动机转速，r/min。本车柴油机核心激励阶次为 11.2、22.4 阶，原地升速 800～2450rpm 时激励频率覆盖 150～450Hz，与车体 370～473Hz 固有频率重合引发共振，是车内噪声峰值核心来源。利用该公式可在设计阶段预判全工作转速下激励频率分布，提前规避装甲甲板固有模态，从源头消除共振耦合。试验完成后，可通过阶次切片曲线量化各阶次噪声、振动能量占比，区分柴油机燃烧噪声、传动齿轮噪声、冷却风扇噪声，分层开展声源抑制优化，明确一级降噪措施的优化目标对象。

1.3 动力悬置隔振传递率模型

1.3.1 单轴向振动传递率公式

本文搭载的大功率柴油动力总成，整机总质量超过 3t，振动激励能量巨大，仅依靠工程经验匹配悬置刚度、阻尼易出现隔振失效。基准样车 A 实测显示原车悬置在 370～473Hz 共振频段几乎无振动衰减，若完全依靠实车迭代试错优化悬置，试验成本高、周期长。传递率模型可定量分析频率比 λ、阻尼比 ξ 两大核心参数对振动传递的影响，清晰划分共振放大区间 $\lambda<\sqrt{2}$ 与有效隔振区间 $\lambda>\sqrt{2}$，为液压悬置刚度、阻尼正向匹配提供理论边界条件，大幅减少样车迭代次数。动力总成六自由度悬置单轴向传递率经典公式：

$$T(\lambda,\xi)=\sqrt{\frac{1+(2\xi\lambda)^2}{(1-\lambda^2)^2+(2\xi\lambda)^2}} \tag{4}$$

式中：$\lambda=\omega/\omega_n$ 为频率比；ξ 为橡胶悬置系统阻尼比，无量纲；无量纲传递率 T 代表车体被动端振动幅值与动力总成主动端振动幅值之比：$T>1$ 时振动放大，加剧车体共振噪声；$T<1$ 时实现振动衰减，达到隔振目的。分子项 $1+(2\xi\lambda)^2$ 表征阻尼对高频振动的抑制作用；分母项（$1-\lambda^2$）^{2} 表征激励频率偏离悬置固有频率带来的振动衰减效应。模型可直观解释基准车低速、怠速工况振动剧烈的机理：低速时发动机激励频率接近悬置固有频率，传递率急剧升高，振动大幅放大。

1.3.2 隔振率量化计算公式

传递率 T 为无量纲比值，无法与前文加速度级 L_a（dB）实测数据直接联动，工程中需要分贝差值直观评价隔振性能优劣。该公式统一振动传递衰减量纲，可直接代入加速度实测数据，计算共振频段悬置优化前后隔振提升分贝值，量化对比样车 A、样车 B 悬置改进效果。同时隔振率可与隔声量、吸声降噪量叠加计算，拆分二级隔振阻断措施在整体降噪总量中的贡献比例。

$$\Delta La=La(\text{主动})-La(\text{被动})=20\lg\frac{a_{\text{主动}}}{a_{\text{被动}}}=-20\lg T \tag{5}$$

式中：ΔLa 为悬置隔振衰减量，数值越大代表动力振动向车体传递的抑制效果越好；若计算结果 $\Delta La<0$，表明被动端振动幅值高于主动端，悬置工作于共振放大区间，对应基准样车原始缺陷。结合实车多测点加速度数据，可快速评判 X/Y/Z 三向悬置隔振短板，针对性调整悬置阻尼、刚度参数，指导液压悬置多目标优化设计。

1.4 装甲钢甲板声辐射模型

重型履带车辆采用 15～50mm 厚均质装甲钢承载式车体，大尺寸甲板受动力振动激励后会产生二次结构噪声，是乘员舱低频轰鸣的核心来源，其噪声贡献量甚至超过发动机直达空气噪声。传声器实测信号无法分离发动机直达噪声与装甲板辐射噪声，该模型建立甲板振动加速度 $a(f)$ 与辐射声功率 $W(f)$ 的数学关联，实现两类噪声源解耦分析。常规乘用车薄板声学理论不适用于厚装甲结构，公式引入装甲板专属辐射效率 $\sigma(f)$，适配履带车辆高刚度、低阻尼车体特性，定量解释 370～473Hz 共振带噪声峰值成因。

$$W(f)=\sigma(f)\cdot\rho_0 c\cdot\frac{S\cdot a^2(f)}{(2\pi f)^2} \tag{6}$$

式中 $a(f)$ 为甲板测点振动加速度频谱；S 为装甲板辐射面积；$\sigma(f)$ 为结构声辐射效率，与板厚、板面尺寸、激励频率强相关；$\rho_0 c$ 为空气特征阻抗。

模型核心规律为板面辐射声功率与振动加速度平方成正比，共振状态下甲板振动幅值大幅提升，辐射噪声会急剧放大；3m×3m 规格 15～20mm 薄装甲板在 300～500Hz 区间 $\sigma(f)\approx1$，微小振动即

可产生高强度低频噪声。结构损耗因子 η 隐含于辐射效率 $\sigma(f)$，敷设高损耗阻尼涂层、增设甲板加强筋均可降低 $\sigma(f)$与板面振动 $a(f)$，依托该公式可定量预判阻尼改造、结构加强两类三级车体降噪措施的降噪潜力，指导装甲车体结构优化设计。

1.5 复合夹层板隔声量传递矩阵模型

基准样车 A 动力舱与乘员舱之间仅设置单层 10mm 装甲钢隔板，空气声透射损耗极低，发动机中低频噪声可直接穿透隔板传入载员舱，是舱内噪声超标的关键传递通道。传统均质薄板隔声质量定律仅适用于单层薄钢板，无法描述“装甲基板+阻尼层+多孔吸声棉”多层复合夹层的隔声特性，不能匹配本文≤30mm 狭小内饰安装空间约束。

传递矩阵模型能够完整表征多层复合结构内部阻尼损耗、面密度、激励频率的耦合作用，精准计算 10～5000Hz 全频段隔声量，可提前仿真不同阻尼厚度、吸声棉密度夹层结构的中低频隔声性能，减少实物试样试制与对比测试工作量。

$$TL = 20\lg\left|\frac{\rho_0 c}{2\rho_s f} + j\left(\frac{\eta\rho_s f}{2\rho_0 c} - \frac{\rho_0 c}{2\rho_s f}\right)\right| \tag{7}$$

式中，TL 为夹层板空气声隔声量，单位 dB，数值越大代表空气声穿透衰减越强；ρ_s 为复合夹层整体面密度，η 为夹层阻尼材料损耗因子；加厚阻尼层、提升多孔材料流阻可显著提升中低频隔声量，解决动力舱噪声穿透隔板问题。

公式可清晰区分质量控制区、阻尼共振控制区两大频段：低频共振段隔声短板可通过提升夹层阻尼损耗因子针对性弥补。依托该模型可完成动力分隔板、舱壁内衬复合吸隔声结构正向匹配，定量计算四级窄空间内衬降噪方案的隔声贡献，为受限空间下复合阻尼吸隔声一体化结构设计提供完整理论计算支撑。

2 试验对象、测点布置与测试方案

2.1 被试履带车辆基础参数

试验对象为重型履带战车，整车基于成熟主战底盘改进而来，属于典型高防护大功率重型履带作战平台，车体采用 15～50mm 均质装甲钢焊接承载式结构，动力系统功率远超常规轮式车辆，行动系统无全履带橡胶缓冲结构，车内降噪内衬安装空间受限（最大敷设厚度≤30mm），NVH 优化约束条件严苛，具备同类重型履带装备代表性。试验对象关键参数见表 1。

表 28　某重型履带战车核心技术参数

参数项	数值
外形尺寸（长×宽×高）	9600mm×3100mm×3300mm
主发动机功率	1300 马力
最高车速	75km/h
越野平均车速	42km/h
车体装甲厚度	15～50mm 均质装甲钢
内饰降噪最大安装空间	≤30mm

车辆固有 NVH 短板：

（1）动力功率远超普通轮式车辆 1～3 倍，燃烧与齿轮激励幅值大；

（2）厚装甲钢刚度高、结构损耗因子 η<0.001，无天然阻尼；

（3）主动轮-履带无橡胶缓冲，行动系统高频冲击噪声突出；

（4）乘员舱内衬安装空间狭小，传统厚层吸隔声结构无法布置。

为定量量化减振降噪方案的优化效果，本文采用同底盘对照试验方案，两台样车车体、动力总成、传动系统、行走机构硬件型号完全一致，仅 NVH 处理措施存在差异，排除装备本体制造公差对

试验数据的干扰：

（1）基准样车 A：仅保留发动机原厂基础橡胶悬置，动力舱与乘员舱之间仅设置单层 10mm 钢隔热隔板，无任何阻尼涂层、复合吸隔声内衬、排气消声、行动系统降噪处理，作为整车原始噪声振动基准对照样本；

（2）优化样车 B：在样车 A 整车结构基础上完整实施“源抑制-隔振阻断-结构阻尼-舱内吸声”四级一体化降噪方案，其余动力、行走、武器系统硬件无改动，用于验证全套降噪措施的实际改善效果。

2.2 测试仪器系统配置

2.2.1 硬件设备

整套振动噪声采集系统符合 GJB 2935 装甲车辆噪声测试标准、ISO 16281 车辆 NVH 测试规范，设备清单如下：

（1）振动传感器：PCB 三轴压电加速度传感器，测量量程±100g，频响范围 0.1Hz～10kHz，用于动力总成、车体甲板振动信号采集；

（2）声学传感器：1/2 英寸自由场型传声器，A 计权内置，频响 20Hz～12kHz，配套防风罩消除行驶气流噪声干扰；

（3）数据采集前端：LMS SCADAS 多通道同步采集仪，同步通道 32 路，支持振动、声学、转速信号并行采集，采样频率 25600Hz；

（4）转速采集模块：发动机曲轴霍尔转速传感器，同步输出转速脉冲信号，用于阶次分析、瀑布图绘制；

（5）辅助设备：车载稳压电源、传感器磁力吸座、耐高温防水线缆、减振密封胶、路面平整度检测尺、环境温湿度记录仪。

2.2.2 软件后处理平台

采用 LMS Test.Lab 整车 NVH 专用分析软件，内置阶次分析、传递函数、瀑布云图、频谱自功率谱、总级统计模块，可同步输出 10Hz～1kHz 低频、10Hz～10kHz 全频两类振动/噪声总级，实现原始时域信号、频域频谱、转速阶次切片一体化处理，配套数据导出功能用于表格量化统计[23-24]。

2.2.3 试验环境控制规范

为消除环境变量对测试结果的干扰，所有试验统一控制环境条件：环境温度 15～25℃，相对湿度 40%～60%，无雨雪、大风天气（风速≤2m/s）；背景噪声≤50dB(A)，试验场地周边无重型工程机械、轨道交通等持续性噪声源；路面统一选用标准硬质水泥铺装路面（路面平整度≤3mm/m），对比预试验可知硬质路面履带冲击噪声显著高于泥土路面，选取硬质路面作为恶劣工况基准，保证优化方案在极限噪声条件下依然达标。

2.3 多维测点系统布置

测点分为振动加速度测点（Acc 系列）与声压传声器测点（Mic 系列）两大类，测点位置兼顾噪声源、传递路径、乘员接收端、车外辐射声源，完整覆盖振动噪声全传递链路，测点布置严格遵循国军标装甲车辆测点布设要求。

2.3.1 动力传动总成振动测点 Acc1～Acc10

测点覆盖发动机左右支座、发动机后悬置、一级传动箱、分动箱、动力输出端等核心振动源，磁力座刚性粘接于壳体无加强筋平整区域，粘接前打磨除锈并涂抹减振密封胶，避免传感器与壳体之间产生局部共振，精准采集动力源原始振动激励信号。

2.3.2 乘员舱车体振动测点 Acc11～Acc18

测点分布于驾驶舱座椅底板、载员舱前后地板、侧装甲内壁、顶甲板内侧，表征振动经悬置、隔板传递至乘员舱后的结构振动水平，所有加速度传感器均布置于乘员座椅安装基座、甲板中部高振动区域，避开加强筋局部刚度突变位置，测点布置如图 1 所示。

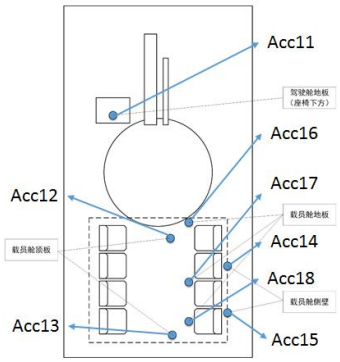


图 1　整车声压级传声器测点布置示意图

2.3.3 车内、车外声压测点 Mic1～Mic6

传声器统一布置于模拟人耳高度（座椅坐垫上方 1.2m），距离车体钢板、管线、武器设备不小于 200mm，避免声反射干扰；

Mic1：动力舱内部对比测点，表征发动机原始声源噪声；

Mic2：驾驶舱驾驶员人耳位置；

Mic3～Mic6：载员舱前排、中左、中右、后排乘员耳位；

额外增设 2 个车外对比测点：发动机排气口外侧、冷却散热风口外侧，用于采集车外辐射噪声，评价装备声学隐蔽性能，测点布置如图 2 所示。

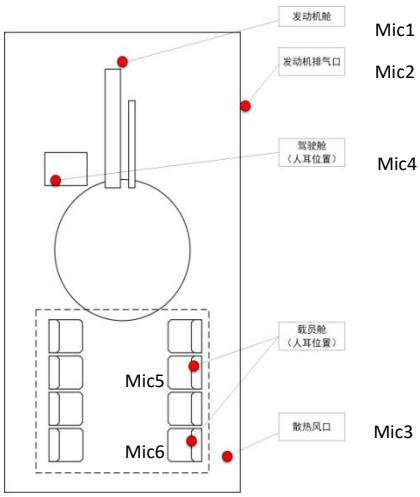


图 2　整车声压级传声器测点布置示意图

2.4 完整多工况标准化测试方案

本文将测试分为稳态匀速行驶试验、原地发动机转速扫频试验、全油门加减速行驶试验三大模块，完整覆盖车辆怠速、低速、中高速、动态加速全使用工况，每个工况重复测试 3 次，剔除异常数据后取均值作为最终试验结果，降低随机试验误差。

按照 GJB2935 装甲车辆噪声测试标准，分稳态道路工况、原地转速拉升、0～50km/h 加速三类测试，路面选用硬质水泥铺装路面（恶劣噪声基准），工况矩阵及采集数据类型见表 2。

表 29　整车 NVH 测试工况表

工况类别	测试条件	采集数据类型
稳态匀速	怠速、10/20/30/40/50km/h	全频总级、10Hz～1kHz 低频总级、倍频程频谱
原地升速	800～2450rpm 连续扫频	振动/噪声瀑布图、发动机 11.2/22.4 阶次切片
道路加速	0→50→0km/h 全油门	全车速频谱共振带、传递路径响应

2.4.1 稳态匀速行驶测试工况

稳态工况用于统计固定车速下振动噪声总级、倍频程频谱，量化不同行驶速度下噪声增长规律。稳态工况标准化操作流程：

1）车辆启动后原地怠速预热 15min，待发动机水温、油温达到额定工作区间；

2）挂对应档位保持匀速行驶，车速波动控制在±0.5km/h 以内，稳定运行 30s 后开始同步采集；

3）每组工况连续采集 60s 时域信号，重复采集 3 组；

4）采集完成后停车静置 5min，消除路面冲击残留振动，再开展下一车速测试。

2.4.2 原地发动机连续升速扫频工况

原地升速工况用于绘制振动、噪声瀑布云图，识别发动机阶次激励、车体固有共振带，是区分旋转噪声与固定结构共振的核心试验手段，转速区间 800～2450r/min，覆盖发动机全工作转速范围。原地扫频标准化操作流程：

1）车辆制动锁死履带，挂空挡，发动机从怠速 800r/min 匀速线性拉升至额定最高转速 2450r/min，升速速率稳定为 100r/min/s；

2）采集系统同步记录发动机转速脉冲、全部振动与声学测点时域信号，自动生成转速-频率二维瀑布图、阶次切片曲线；

3）升速完成后回落至怠速静置 10min，重复 2 次完整升速过程，保证瀑布图数据重复性。

2.4.3 0～50km/h 全油门加减速动态工况

动态加减速模拟实战机动行驶状态，用于分析加速过程中阶次噪声、履带冲击噪声耦合效应，完整复现战场机动时乘员舱噪声振动水平。

动态加减速标准化操作流程：

1）车辆静止起步全油门加速至 50km/h，到达峰值车速后松油门减速至 0km/h，单次加减速总时长控制在 60s；

2）全程同步采集所有测点振动、噪声、转速数据，重点提取加速区间 370～473Hz 共振带能量变化；

3）整套加减速循环重复 3 次，筛选无换挡冲击异常的有效数据参与后处理。

2.5 试验数据质控与后处理规范

1）数据有效性判定：单次采集时域信号无明显脉冲尖峰（武器击发、路面大坑冲击）、转速波动≤5%、各通道无信号截断，方可纳入统计；每组工况 3 次有效数据计算算术平均值，降低随机试验误差；

2）频段分层统计：对所有振动测点分别统计 10Hz～1kHz 低频总级（表征装甲板结构共振）、10Hz～10kHz 全频总级（表征动力+履带高频冲击）；声学测点统一输出 A 计权全频声压级；

3）频谱与阶次分析：基于原地扫频数据提取发动机 3 阶、6 阶、9 阶、11.2 阶、22.4 阶切片曲线，定位整车主导激励源；提取 370Hz、473Hz 固定频率幅值，量化车体共振强弱；

4）对照差值计算：相同工况、相同测点下，样车 B 数值减去样车 A 数值，得到各测点降噪/减振衰减量，拆分四级降噪措施贡献；

5）冗余验证：若同一测点 3 次试验数据标准差大于 3dB(A)，判定试验存在外界干扰，重新开展该工况复测，保证试验数据可信度。

2.6 试验方案设计思路说明

1）采用对照样车试验逻辑：两台样车动力、行走、车体本体完全一致，仅区分有无降噪措施，消除装备制造差异干扰，降噪效果量化结果具备唯一性；

2）多工况全覆盖设计：稳态匀速用于静态指标量化，原地扫频用于共振、阶次机理识别，动态加减速模拟实战工况，兼顾指标验收与机理分析双重需求；

3）全链路测点布设：从动力振源、传递车体、乘员接收端、车外辐射噪声完整布设测点，可完成振动噪声传递路径 TPA 分析，精准定位噪声短板；

4）严苛环境与数据质控规范：统一硬质极限路面、稳定环境条件、多次重复取平均，规避环境、

随机试验误差，试验数据满足《兵工学报》实测试验量化论证要求，可作为同类重型履带车辆 NVH 测试标准方案参考。

3 基准样车 A 振动噪声测试结果与机理分析

3.1 基准样车 A 配套专项试验实施方案说明

为精准识别重型履带底盘原始振动噪声激励源、传递短板与共振缺陷，本章所有测试数据均基于完整标准化试验流程开展，针对无任何减振降噪优化的基准样车 A 单独制定专项测试执行细则，本小节补充专属试验前置准备、工况执行控制、数据分层处理方案，作为后续结果分析的数据基础。

3.1.1 样车前置预处理与仪器标定

试验前对基准样车 A 完成整机预热与传感器系统全流程标定，消除设备、机械冷态误差：

（1）车辆预处理。原地怠速预热 15min，待发动机水温、机油温度、传动油温全部达到额定工作区间，履带、负重轮完成充分磨合；检查动力悬置仅保留原厂基础橡胶支撑，动力舱-乘员隔板仅单层 10mm 装甲钢板，舱内无阻尼涂层、吸声内衬，排气无消声结构，行走机构无高分子降噪镀层，确认整车处于原始未优化基准状态；

（2）仪器标定。测试前 24h 完成传声器声学校准、加速度传感器灵敏度校准，校准误差控制在±0.5dB 以内；全部传感器按 2.3 节测点布置方案刚性固定，线缆沿舱壁固定并做减振捆扎，避免行驶中线缆振动引入干扰噪声；转速传感器与发动机曲轴信号齿精准对位，保证阶次分析转速同步误差＜5r/min；

（3）环境锁定。全程采用硬质水泥铺装路面，环境温度 18～22℃、风速＜2m/s、背景噪声＜50dB(A)，全程无额外施工、交通噪声干扰，统一极限恶劣测试环境，最大化暴露原车噪声缺陷。

3.1.2 基准样 A 分层试验执行顺序

严格遵循“稳态匀速→原地转速扫频→全油门动态加减速”递进测试逻辑，每类工况完成后静置冷却 5min，消除前序工况残余振动叠加干扰，完整执行流程：

第一阶段：稳态匀速工况（怠速、10/20/30/40/50km/h），每组车速稳定运行 30s 后采集 60s 有效时域信号，单工况重复 3 次，用于统计振动、噪声总级，建立车速-噪声基础量化规律；

第二阶段：原地 800～2450r/min 线性升速扫频，升速速率恒定 100r/min/s，连续完成 2 组完整升速循环，生成瀑布云图、阶次切片曲线，分离旋转阶次激励与车体固定共振；

第三阶段：0～50km/h 全油门加减速循环，单次循环时长 60s，重复 3 次，提取动态机动下履带冲击与发动机噪声耦合特征；

数据分层处理规则：每组工况 3 次有效时域信号剔除异常脉冲后取算术平均，分别输出 10Hz～1kHz 低频、10Hz～10kHz 全频两类振动总级与 A 计权声压总级，同步导出各测点自功率频谱、转速阶次数据，为机理分析提供分层量化依据。

3.1.3 基准样车 A 试验方案设计目的

建立无降噪干预下整车原始 NVH 基准数据库，为后续样车 B 优化效果提供唯一对照标尺，实现各级降噪措施降噪量精准拆分；

通过稳态数据量化车速与振动噪声的增长规律，依托原地扫频瀑布图区分发动机转速相关阶次噪声、车体固有固定共振，解决单稳态频谱无法区分两类激励的短板；

复现实战动态机动工况噪声耦合特征，识别硬质路面履带高频冲击叠加发动机中低频轰鸣的复合噪声机理；

同步采集动力源、车体传递路径、乘员接收端、车外辐射多维度数据，完成振动噪声传递路径溯源，精准定位悬置、装甲甲板、隔板、排气四大原始缺陷。

3.2 振动加速度总级数据分析

经过测试，10Hz～10kHz 全频段振动加速度总级测试结果和 10Hz～1kHz 低频段振动加速度总级测试结果可得核心规律：

1）振动总级随车速单调上升：动力总成 Acc1（发动机右后支座）50km/h 全频振动达 56.0g，加

速度级 174.8dB，为整车最大振源；动力总成直接受柴油机燃烧、齿轮啮合、冷却风扇多重激励，随行驶速度提升发动机负荷增大，振动幅值持续升高；

2）车体甲板振动放大共振：乘员舱地板 Acc16 最大 6.9g，30～50km/h 增幅显著，动力振动经失效悬置无衰减传递至大尺寸装甲甲板，激发结构共振，进一步放大舱内固体传声；

3）频段分离特征：动力总成 10Hz～10kHz 全频振动能量集中于中高频齿轮、风扇冲击分量；车体甲板振动能量集中于 1kHz 以下低频区间，是乘员舱低频轰鸣的核心固体传声来源；

4）传递路径衰减缺陷量化：对比动力总成测点与乘员舱甲板测点加速度数值，原车悬置 370～473Hz 共振频段隔振率不足 3dB，动力振动几乎无衰减直接传递至车体，缺少有效振动阻断环节。

3.3 声压级总级分析

经过测试，10Hz～10kHz 车内及动力舱声压总级测试结果开展量化分析：

样车 A 乘员舱人耳 Mic4～Mic6 在 40/50km/h 工况声压级达 125～129dB(A)，远超 GJB2935 规定 113dB(A)车内噪声限值；发动机舱 Mic1 最高 131dB(A)，单层 10mm 钢隔板隔声能力极差，动力舱空气声大量透射进入乘员舱；怠速工况舱内最低噪声 94dB(A)，仍远高于 GJB50 规定 8h 连续作业 85dB(A)人体健康阈值。

随行驶车速提升，履带与主动轮、负重轮持续金属冲击叠加发动机负荷提升，车内声压级同步单调递增；载员舱中部测点 Mic5 长期处于噪声最高区间，该位置正对动力舱隔板与车体共振甲板，同时接收空气透射噪声与结构辐射二次噪声双重叠加，是整车噪声最恶劣区域。

3.4 频谱、瀑布图与共振机理

3.4.1 动力总成频谱特征

发动机后支座以中低频燃烧振动为主，一级传动箱齿轮啮合产生大量高频峰值；全频段无明显振动衰减区间，高频冲击能量通过壳体、悬置同步向外传递，成为整车高频振动源头。

车内噪声 90%能量集中于 1kHz 以下低频段，370Hz、473Hz 两处出现稳定尖锐共振峰值，峰值幅值较周边频段高出 20dB 以上，两处频率不随发动机转速改变，判定为厚装甲甲板固有模态共振，是舱内低频轰鸣的决定性因素。

3.4.3 阶次瀑布图共振分析

原地 800～2450r/min 扫频瀑布图可清晰区分两类激励：

1）发动机 11.2 阶、22.4 阶为全域主导旋转激励，峰值随转速同步线性漂移，覆盖全部行驶工况，来源于柴油机传动齿轮系啮合冲击；

2）370～473Hz 存在全域固定共振带，不随转速变化，与车体大尺寸侧、顶甲板固有频率完全重合，旋转阶次激励持续激发该频段共振，形成持续低频噪声峰值；

3）悬置主动端 370Hz、473Hz 振动峰值显著高于被动端，结合隔振率公式(5)计算可知原车悬置在该频段传递率 $T\approx0.96$，几乎无隔振效果，动力振动直接耦合车体共振。

3.4.4 悬置隔振缺陷量化

右悬置 X/Z 向仅 120Hz 以上存在微弱隔振效果，Y 向、后悬置全频段隔振率＜3dB；在 370～473Hz 共振区间频率比 $\lambda<\sqrt{2}$，悬置处于振动放大区间，不仅无法衰减振动，反而小幅放大动力激励，加剧车体共振噪声，这是基准样车振动传递的核心短板。

3.4.5 车外排气噪声频谱

发动机排气口存在密集低频线谱噪声，原车无抗性消声器，排气脉动噪声一部分通过舱壁缝隙回灌动力舱，进一步提升舱内基础噪声；另一部分向外大幅辐射，严重降低装备声学隐蔽性，同时排气低频噪声与车体 370～473Hz 共振带耦合，放大车内低频轰鸣。

3.5 基准车噪声振动根源总结

结合本章稳态、原地扫频、动态加减速三类专项试验完整测试数据，从声源、传递路径、接收端三层梳理基准样车 A 噪声超标的完整机理：

声源层原始缺陷。大功率柴油机 11.2/22.4 阶齿轮燃烧激励幅值大；排气无消声结构，低频脉动

线谱噪声突出；履带-主动轮金属直接接触，负重轮挂胶厚度有限，硬质路面下高频冲击噪声显著；冷却风扇单一固定叶频形成窄带噪声峰值；

传递路径核心短板。动力悬置刚度阻尼匹配失效，370～473Hz 共振频段无隔振能力；车体大尺寸 15～30mm 装甲甲板结构损耗因子极低，受激极易产生共振辐射二次噪声；动力舱与乘员舱仅单层钢隔板，隔声性能差，管线穿舱无密封结构形成声漏通道；

乘员舱接收端放大效应。舱内无任何吸声、阻尼内衬，窄密闭空间混响时间长，空气透射噪声、甲板结构辐射噪声无吸收衰减，多重噪声叠加后声压级持续超标；370～473Hz 固定共振带贯穿全工况，低频轰鸣无法自然衰减，持续恶化乘员人机环境。

4 四级一体化减振降噪控制方案

针对声源-传递路径-车体结构-乘员舱接收端分层设计控制措施，适配 30mm 以内内衬安装空间、厚装甲车体约束。

4.1 一级：噪声振动源源头抑制

1）动力系统优化：重新匹配发动机四点液压悬置，调整刚度使悬置固有频率 6.5Hz，避开 150～480Hz 发动机激励区间；优化冷却风扇叶片为不等距分布，消除固定叶频 318Hz 单峰噪声；

2）排气/冷却消声：排烟管串联多腔抗性消声器，冷却风口加装微穿孔板阻抗复合消声结构，试验验证车外排气噪声降低 12.2dB(A)；

3）行动系统降噪：履带接触面高分子耐磨阻尼镀层，负重轮加厚挂胶层，降低履带-主动轮金属冲击高频噪声。

4.2 二级：动力-车体隔振阻断优化

1）悬置刚度阻尼多目标匹配：基于式(4)(5)优化悬置橡胶阻尼比 ξ=0.25，370～473Hz 频段隔振率提升至 22dB 以上；

2）动力舱支架增加局部阻尼块，消除支架自身共振；所有管线、电缆穿舱位置加装弹性密封衬套，阻断固体传声与空气声漏。

4.3 三级：车体装甲结构阻尼降噪

1）甲板结构拓扑优化：3m×3m 大尺寸侧甲板、顶甲板增设折角台阶与内置加强筋，拆分单块大板，提升固有频率脱离 370～473Hz 共振区间；

2）甲板内侧敷设高损耗阻燃阻尼涂层（厚度 4mm），结构损耗因子 η 由 0.001 提升至 0.08，大幅抑制板面振动声辐射；

3）动力舱隔板升级为“10mm 装甲钢+阻尼层+多孔吸声棉”复合夹层，基于传递矩阵式(7)提升全频段隔声量 28dB。

4.4 四级：乘员舱窄空间复合吸声内衬

在≤30mm 安装空间内采用梯度复合吸隔声结构：表层阻燃微穿孔板（2mm）+中间开孔聚氨酯吸声棉（20mm）+底层阻尼背衬板，兼顾低频共振吸收与中高频隔声；封闭甲板所有过壁孔洞，消除声泄漏通道，缩短舱内混响时间。

5 优化样车 B 测试验证与效果量化分析

5.1 振动传递抑制效果

1）动力总成至车体振动传递：悬置被动端 370/473Hz 振动峰值降低 21.7dB，Acc16 乘员舱地板最大振动由 6.9g 降至 1.8g，车体共振基本消除；

2）全频段加速度总级对比：各甲板测点全车速工况振动平均衰减 18～24dB，大尺寸甲板共振带完全消失。

5.2 车内噪声 A 计权声压级改善

以 40km/h 典型越野车速为例：

基准样车 A 载员舱 Mic5：128.0dB(A)

优化样车 B 载员舱 Mic5：113.8dB(A)单测点降噪 14.2dB(A)，全乘员舱人耳位置平均降噪 13.1～15.0dB(A)，稳定低于 GJB2935 限值 113dB(A)，怠速工况舱内噪声降至 86dB(A)，接近 85dB 健康阈值。

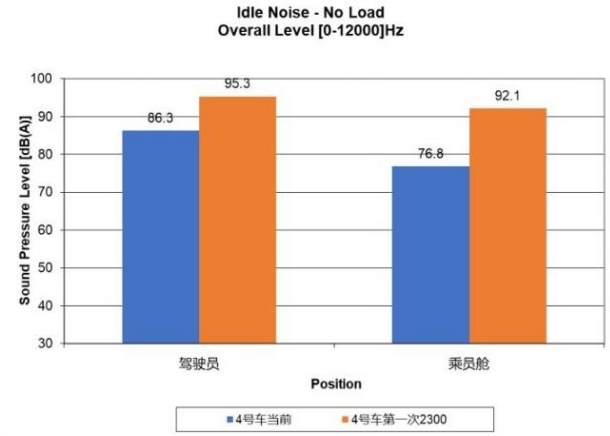


图 3　怠速工况驾驶员、载员舱 A 计权总声压级对比柱状图

5.3 频谱与共振带消除验证

1）370Hz、473Hz 共振尖峰幅值降低 30dB 以上，瀑布图中原全域共振带消失；

2）发动机 11.2/22.4 阶次噪声经隔板隔声、舱内吸声双重衰减，中低频轰鸣显著减弱；

3）冷却风扇、排气高频噪声通过源消声+舱内吸声实现全域抑制。

5.4 各优化措施降噪贡献量拆分

表 30　各级降噪措施的噪声平均贡献降噪量

优化层级	技术措施	舱内噪声平均贡献降噪量/dB(A)
声源控制	消声器、不等距风扇、履带镀层	4.1
隔振阻断	液压悬置、穿舱弹性密封	3.8
结构阻尼	甲板加强筋、阻尼涂层复合隔板	3.6
舱内吸声	30mm 梯度复合内衬、孔洞密封	2.7

合计综合降噪：14.2dB(A)，措施间形成协同叠加效应，无相互抵消。

6 重型履带底盘减振降噪通用设计准则

6.1 车体装甲结构振动控制准则

1）大尺寸装甲甲板规避设计：15～20mm 厚甲板单块尺寸≤2.5m×2.5m，45mm 厚甲板单块长度≤4.5m，增设折边、加强筋提高固有频率，避开 300～500Hz 动力激励区间；

2）阻尼匹配准则：所有外露振动甲板内侧敷设阻尼层，阻尼厚度≥钢板厚度 1/3，提升损耗因子抑制结构声辐射；

3）声固耦合隔离：动力舱与乘员舱必须采用复合夹层隔板，禁止单层钢隔板直接分隔，管线穿舱全部弹性密封。

6.2 动力总成悬置隔振设计准则

1）频率隔离准则：悬置固有频率控制 5～8Hz，保证全工况发动机激励频率比；

2）共振带专项匹配：针对整车实测共振频段（本车 370～473Hz），提高悬置阻尼比至 0.2～0.3，削弱共振传递；

3）多点悬置解耦：动力总成四点悬置刚度中心与质量中心重合，避免 X/Y/Z 向振动耦合放大。

6.3 声源系统降噪设计准则

1）柴油机排气强制配置多腔抗性消声器，冷却风口配套微穿孔消声结构，消除低频线谱噪声；

2）冷却风扇采用不等距叶片设计，规避单一叶频共振峰值；

3）履带行动系统优先采用挂胶负重轮、履带接触面高分子阻尼镀层，条件允许选用橡胶履带降低金属冲击。

6.4 窄空间乘员舱吸声设计准则

内饰安装空间≤30mm 时采用“微穿孔板+薄开孔吸声棉+阻尼背衬”梯度复合结构，优先封堵甲板、隔板声泄漏孔洞，低频降噪效果优于单纯加厚吸声材料。

7 结论与展望

7.1 主要结论

1）履带步兵战车车内噪声核心激励为发动机 11.2/22.4 阶旋转激励与 370～473Hz 厚装甲甲板固有共振，原车悬置隔振失效、结构阻尼不足、单层钢隔板声透射是噪声超标的三大核心机理；

2）构建完整履带车辆 NVH 理论计算体系，包含声压/加速度级、阶次激励、悬置传递率、装甲板声辐射、复合隔声矩阵 5 组工程计算公式，可直接用于同类装备正向 NVH 仿真计算；

3）提出“源抑制-隔振阻断-结构阻尼-窄空间复合吸声”四级一体化降噪方案，对照试验证明乘员舱噪声平均降低 14.2dB(A)，满足国军标限值，适配高防护重型履带平台空间约束；

4）形成厚装甲履带底盘车体、悬置、声源、内饰成套 NVH 设计准则，可为军贸履带装甲装备、国内新一代重型步战车减振降噪提供标准化试验方法与工程方案。

7.2 研究展望

1）结合有限元声固耦合仿真，建立履带底盘整车 NVH 预测模型，实现设计阶段共振带预判，减少样车迭代测试；

2）开展主动噪声控制（ANC）在履带乘员舱低频共振噪声的应用研究，针对 300～500Hz 共振实现进一步降噪；

3）轻量化阻尼复合材料开发，在不增加整车重量前提下提升装甲板阻尼损耗因子，平衡防护、机动与 NVH 性能。

参考文献（References）：

[1] 王超，汪国胜，李睿，等。坦克装甲车辆主动悬挂结构技术发展综述～[J].～兵工学报，2020,41～(12):2579-2592.

[2] 曾向阳，王海涛。装甲舱复合阻尼夹层板隔声量计算与试验[J].噪声与振动控制，2023,43(6):145-150.

[3] 陈哲吾，郭勇。高速履带车辆振动激励解耦测试装置设计[J].兵器装备工程学报，2022,43(12):15-20.

[4] 乔新勇，靳莹，段誉。基于履带环功率谱的履带车辆路面振动响应分析[J].振动与冲击，2021,40(18):94-101.

[5] 骆清国，张永锋。履带车辆排气多腔抗性消声器优化设计[J].装甲兵工程学院学报，2022,36(2):78-84.

[6] 刘冰。履带装甲车厚装甲板声腔耦合动力学分析[D].太原：中北大学，2023.

[7] 胡冠群，王兵，郭万涛。复合阻尼夹芯装甲板隔声参数优化[J].噪声与振动控制，2026,46(3):318-324.

[8] 郭年程，刘辉。重型柴油车动力总成阶次噪声传递路径分析(TPA)[J].振动工程学报，2025,38(5):987-996.

[9] 邓世奇，康健强。面向军用底盘的低频声学超结构降噪研究[J].西南交通大学学报，2024,59(4):782-790.

[10] SUN B, ZHANG X. Low-frequency noise reduction of tracked vehicle cabin with constrained damping composite lining [J]. Applied Acoustics,2024,208:109345.

[11] MAH M, JING X. Vibro-acoustic coupling suppression method for thick steel armor plates [J]. International Journal of Applied Mechanics,2023,15 (4):2350046.

[12] 凌启辉，董明明。履带车辆多点主动悬挂减振试验与仿真[J].振动、测试与诊断，2024,44(2):345-352.（EI）

[13] 潘公宇，付博文。基于遗传算法的动力悬置刚度阻尼匹配优化[J].振动与冲击，2021,40(14):124-131.（EI）

[14] DAI H, FENG X. Transfer matrix model of multi-layer sound insulation structure for armored compartment [J]. Mechanical Systems and Signal Processing,Processing,2023,191:110215.
[15] LI S, CHEN Y. Order spectrum separation method for tracked vehicle powertrain resonance identification [J]. Shock and Vibration,2025,2025:1-14.
[16] 李欣，曹宇，肖洁。装甲车辆动力总成液压悬置隔振性能试验与多目标优化[J].兵器装备工程学报，2024,45(5):62-68.
[17] ZHAO Y, MENG G. Variable stiffness vibration isolator for heavy tracked vehicle powertrain [J]. Journal of Sound and Vibration,2022,521:116678.
[18] 赵新乐，陈光，肖作江。重型履带步战车舱内噪声频谱特性测试研究[J].长春工业大学学报，2022,43(3):278-283.
[19] 向家佑，戴巨川。装甲乘员半主动减振座椅控制策略[J].兵器装备工程学报，2024,45(12):68-74.
[20] MIAO Y, WANG G, RUI X. Dynamic modeling and order vibration analysis of heavy tracked armored chassis [J]. Journal of Vibration and Control,2021,27 (15):2451-2465.
[21] 薛蕊，李振平，董明明。重型履带车辆整车 NVH 稳态试验规范[J].兵器装备工程学报，2025,46(8):159-165.
[22] LIU C, WANG L. Optimal design of Helmholtz composite muffler for military diesel exhaust noise [J]. AIP Advances,2025,15 (1):015016.
[23] WANG H, LIU Z. Influence of track rubber coating on impact vibration of running gear system [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering,2024,238 (10):2789-2801.
[24] 杨所，韩世昌。仿生阻尼悬架履带车辆减振性能仿真[J].兵器装备工程学报，2024,45(6):162-168.

战场伤员转运模块的设计研究

安臣伟，赵晓龙，杨建鑫，闫希，张哲，吴险峰

内蒙古第一机械集团股份有限公司科研所，内蒙古自治区包头市，014031

摘　要:战时伤员死亡率与伤员接受救治的时间直接相关，配备战场输送模块的无人战车，能够最大限度提高战场救援效率。本文对战场伤员转运模块的空间布置、机构匹配及力学特征、使用工况等进行了系统研究。相对于常见的无人化伤员转运平台，本系统利用车体顶部的空间，实现了直接将伤员从地面转运至无人车顶的纵向装/卸载动作，可同时进行两名伤员的装/卸载，节约了装/卸载时间与无人车内部使用空间，提高了伤员转运效率。

关键词：战场伤员转运模块；装卸载时间；装卸载效率

Research on the Design of Battlefield Casualty Evacuation Module

An Chen-Wei,Zhao Xiao-Long,Yang Jian-Xin,Yan-Xi,Zhang-Zhe,Wu Xian-Feng

Research Institute of Inner Mongolia First Machinery Group Co., Ltd., Baotou 014031, Inner Mongolia

Abstract: The mortality rate of wounded soldiers during wartime is directly related to the time they receive treatment,Unmanned combat vehicles equipped with battlefield transport modules can maximize battlefield rescue efficiency.This article conducts a systematic study on the spatial layout,mechanism matching,mechanical characteristics,and operating conditions of the unmanned wounded transportation(from rescue to transportation)module.Compared to common unmanned Wounded transport platforms,this system utilizes the space at the top of the vehicle to achieve vertical loading and unloading of wounded directly from the ground to the top of the unmanned vehicle.It can simultaneously load and unload two wounded,saving loading and unloading time and space inside the unmanned vehicle,and improving the effciency of wounded transport.

Key Words: The unmanned wounded transportation(from rescue to transportation)module Loading , unloading time, Loading and unloading efficiency

1 绪论

1.1 研究背景及意义

在灾难和战斗后的死亡往往是由可治疗的创伤造成的，但如何将伤员安全、快速的带到医护人员身边是亟待解决的问题。随着信息化军事技术的不断发展和应用，无人化武器装备在现代战争中的地位和作用日益重要。无人平台已成为作战装备体系中的重要组成部分，地面无人平台的应用重点之一就是执行后勤及技术保障任务。将无人平台用于后勤及技术保障也是当前世界军事强国后勤建设的一个新趋势。因此使用无人车对危险场景下的伤员进行转运，挽救受伤人员具有重大意义。

目前配备的救护、救援车辆，在伤员进出方面自动化程度低，缺少自动装卸伤员进出车辆作业设备，需要大量人力完成这一工作，效率低、危险程度高。为快速、高效、安全地对战场伤员开展及时的救援工作，并减少救援人员的伤亡，将无人平台技术和战场救护技术有机融合，小型、智能的无人化战场救援技术的开拓和研发将会是今后面向未来战场军事发展的必然需求。

按其功能实现的过程，可以分为拾取系统和转运系统来研究其结构功能。目前国内外的救抢机

器人收纳结构可分为单一结构和复杂结构，单一结构由操作臂式和担架式，复合结构为两种形式的复合体[1]。操作臂抱姿收纳方式，结构紧凑，使用于狭窄空间；担架式收纳的结构简单，负载能力强，对伤员二次伤害较小。

国外对救援转运系统的研究深入，起步较早，例如美国军方远程医疗和先进技术中心，日本东京消防局等均已做出相应产品并运用到实际环境中[2]。

iRobot Valkyrie由美国陆军远程医疗和先进技术研究中心（TATRC）资助[3]。由iRobot公司早期的医疗机器人Bloodhound发展而来[4]。它由一个柔软的担架组成，称为卷筒式担架，它被拴在机器人上，其目的是在战区营救伤员时，医护人员可以远程操作背包车驶向伤员，受伤战士可以滚上担架，被拉到安全地带。作为一种履带车辆，其可行性取决于担架具有足够低的摩擦系数，在有障碍物和粗糙斑块的非均匀地形中，无法很好的进行移动，还可能造成二次伤害，因此使用性不强。

韩国大田国防发展局设计了一种新型的带有电动执行机构的营救机器人HURCLES[5]，通过操作员远程控制，双臂缓缓把伤员固定之后拖走，创新点是在接头处使用蜗轮，即使断电也能工作，但这种结构仅用于拾取伤员，并不能收纳，也不能将第二次损伤。

我国解放军军事医学科学院设计的移动式转运机器人，该机器人也是采用传送带形式，由四段面接触的传送带组成转运床，传送带底盘的平面结构减小了伤员的应力集中，不会使伤员的身体产生较大的变形，伤员在传送带上属于软接触，避免了机械臂和身体的直接接触。

1.2 研究的主要内容及创新点

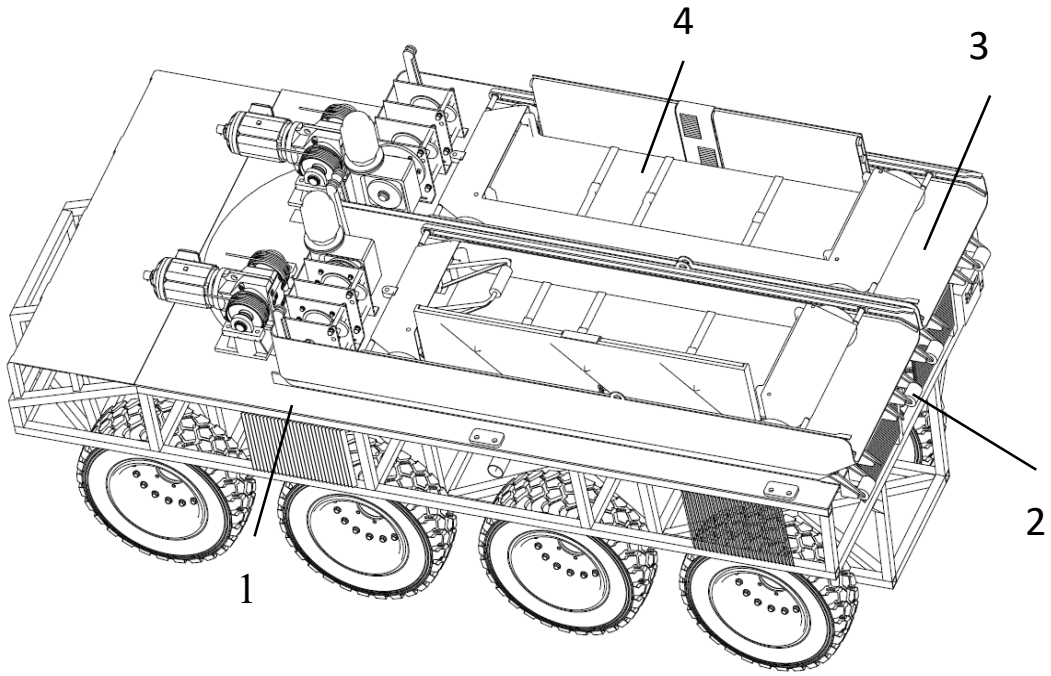
本文研究了一套战场伤员转运模块，模块主要包括滑动平台、折叠担架支架、固定机构、无人车底盘。

单兵遭袭受伤后，联络队友进行呼救，上传位置等信息，战场伤员转运模块到达指定地点后，遥控滑动平台动作，滑动平台到达地面后，折叠担架支架与滑动平台通过自动卷曲绳索连接，能够导向折叠担架支架收回。折叠担架支架出舱，侧翼板展开，翼板上设有传送带，伤员将身体挪动至传送带上方，在传送带作用下，伤员运动至折叠担架中心位置，最终整个身体移动至担架支架内的保护垫上，实现伤员从地面至车顶的纵向转运移动，完成伤员的装/卸载作业任务。通过对滑动平台及折叠担架支架卷扬机的驱动力计算，论证了设计结构的可行性。

本设计充分利用了无人车体顶部的空间，实现了伤员纵向装/卸载动作。这种设计的优势在于载物平台的装/卸载空间比较大，可以同时进行多个特种装备的装/卸载，节省了装/卸载时间，提高了装/卸载效率。

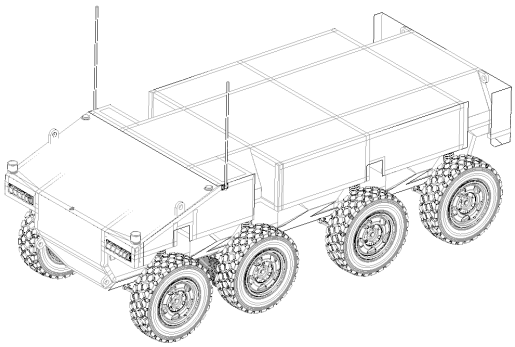
2 战场伤员转运模块架构

战场伤员转运模块主要包括滑动平台、折叠担架支架、固定机构、无人车底盘四大部分。具体组成如下图1所示。

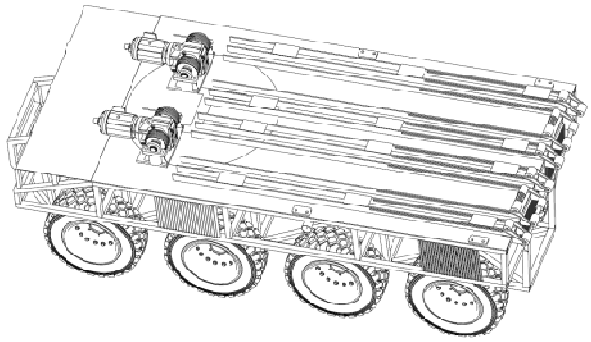


1. 无人车底盘 2. 固定机构 3. 滑动平台 4. 折叠担架支架

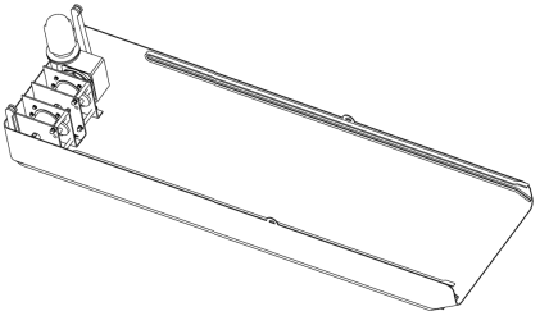
图 1　战场伤员转运模块



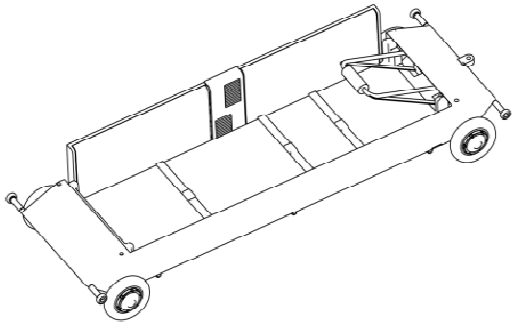
1-无人车底盘



2-固定机构



3-滑动平台



4-折叠担架支架

图 2　战场伤员转运模块组成

模块以折叠担架支架作为承载伤员的主体，折叠担架支架设置自动安全绑带；滑动平台负责伤员上下车过程中的转运；底部通过减振装置实现与无人车底盘的连接，整体协作最终实现战时伤员转运，模块每次可运送2名卧姿伤病员。

2.1 无人车底盘

无人车底盘外形如下图所示。

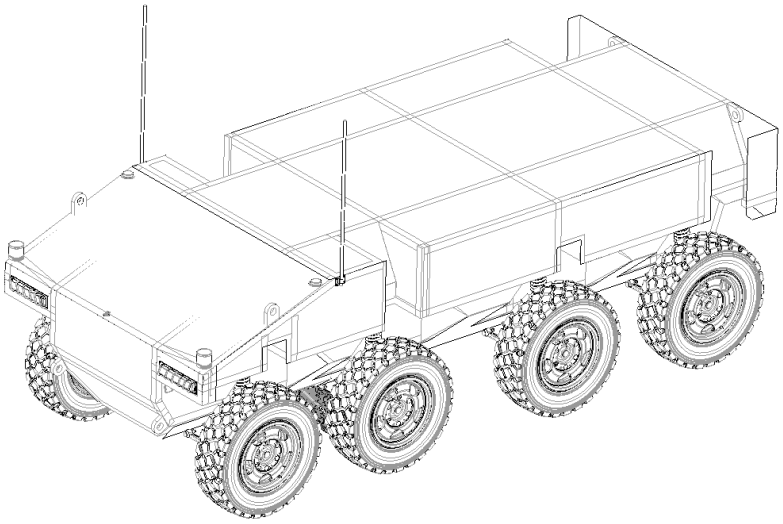
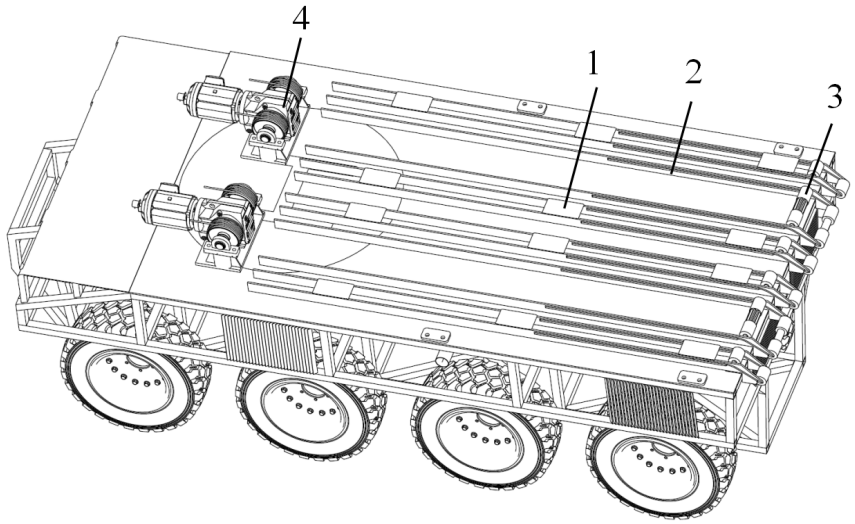


图 3　无人车底盘整车布置图

无人车底盘充分考虑车辆通过性能、运输性和各系统空间尺寸，为战场伤员转运提供动力与支撑平台。

2.2 固定机构

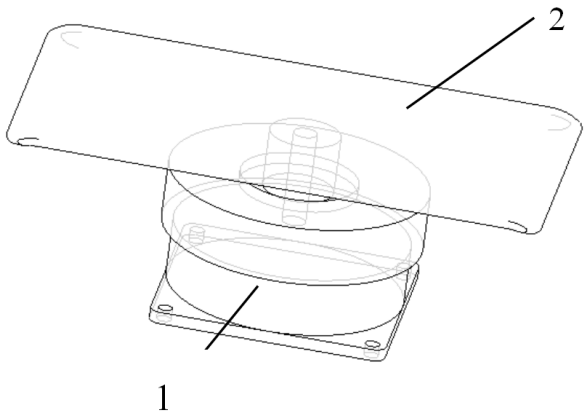
固定机构是战场伤员转运模块的重要组成部分，主要由减振装置、导轨、驱动齿轮、滑动平台卷扬机等组成，通过机械接口或以焊接的形式固定于无人车底盘上。其主要功能是在伤员转运过程中承载担架支架和伤员，为承载对象提供可靠、安全的运行路径，确保这些承载对象稳定地完成伤员上下车过程。机械臂提升机构的具体结构如下所示。



1.减振装置 2.导轨 3.驱动齿轮 4. 滑动平台卷扬机

图 4　固定机构组成

减振装置内部采用圆柱弹簧作为减振支撑元件，采用干摩擦结构提供阻尼，位于底盘和承载平台之间共12处，如此布置旨在使滑动平台能够稳定放置在底盘上方，必要时每一个减振器都能单独作用，有利于消除其他方向的振动耦合。减振器下方具有与无人车底盘联接的机械接口，通过紧固件将其与无人车底盘固联于一体；上方通过分散压力用滑块为承载平台提供支撑。其结构如下图所示。



1.减振器 2.滑块

图 5　减振装置组成

固定在无人车底盘上的导轨使得滑动平台按预定方向运动，导轨限制了滑动平台左右两个方向自由度，导轨上开的卡槽限制了滑动平台上下方向的自由度，在导轨距离车尾 1200mm 处设置有变向卡槽，如下图所示，当滑动平台向车尾移动 1200mm 时，滑轨上的变向卡点会进入辅助支撑滚轮两侧的变向槽，使滑动平台提前按预定角度倾斜，同样地，在滑动平台撤收过程中，变向槽使滑动平台提前按预定角度下落，满足平台运动过程中的安全性。

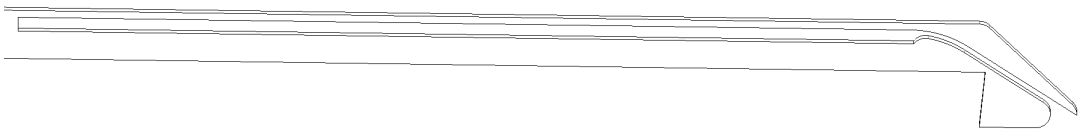
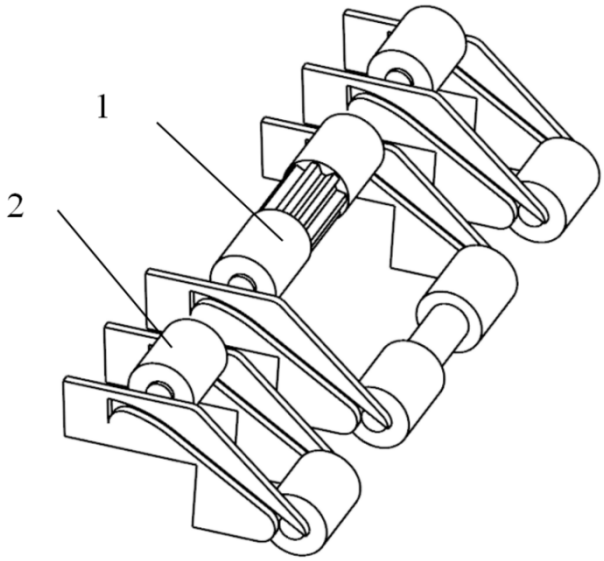


图 6　导轨

在无人车底盘尾甲板上设置驱动电机及驱动齿轮，如下图所示，与滑动平台下方的运动轨道相匹配，依靠齿轮齿条啮合传动，为实现展开与撤收过程提供约束导向和动力传动。在驱动齿轮两侧还设置了辅助支撑滚轮，用来平衡由于支撑性不足引起的倾覆现象。



1.驱动电机及驱动齿轮 2.辅助支撑滚轮

图 7　导轨

经计算，滑动平台卷扬机选用 1.1 吨位级拉力卷扬机，其下方有与无人车底盘联接的机械接口，如下图所示。

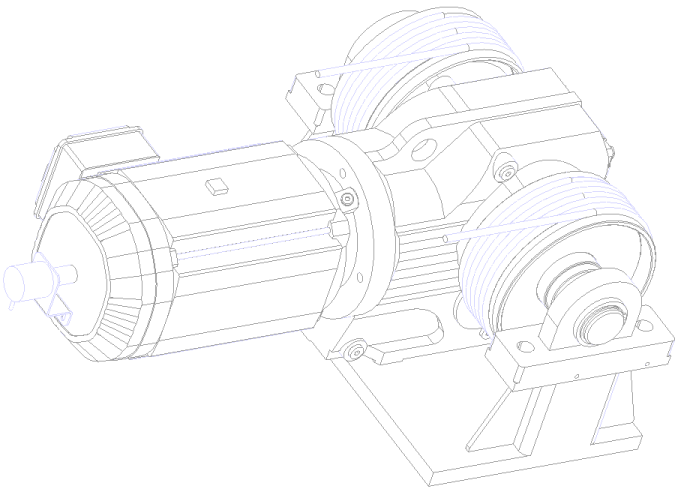
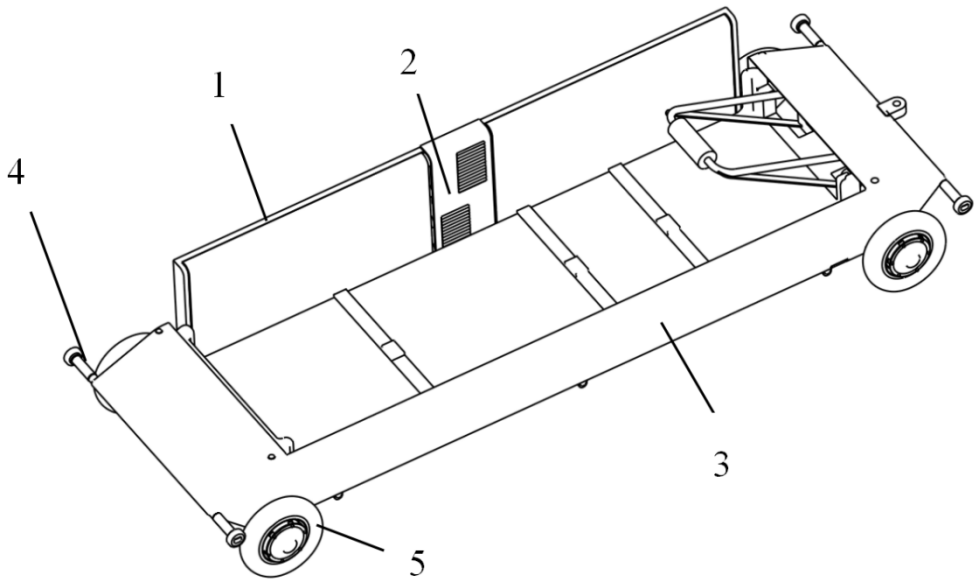


图 8　滑动平台卷扬机

2.3 折叠担架支架

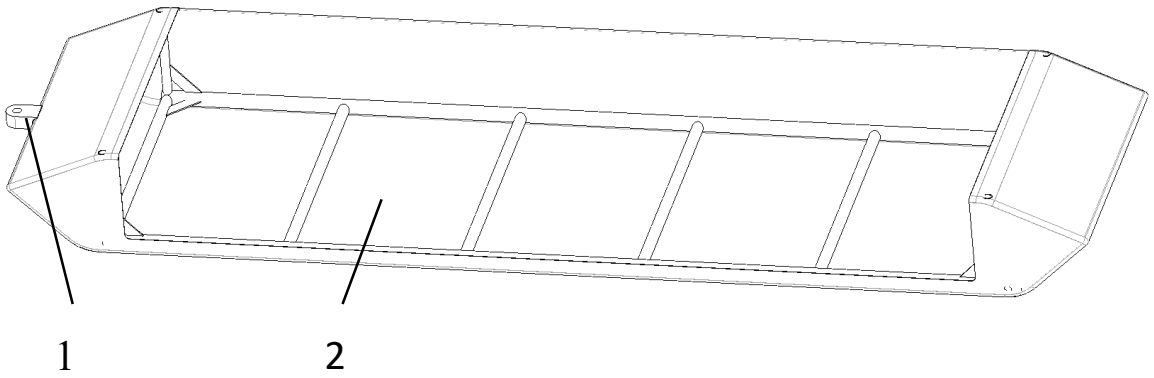
折叠担架支架的技术形态为舱式机构，机构由舱体、侧翻门系统、传送带系统、框架支架及驱动系统等组成，具体如下图所示。折叠担架支架具体组成如下图所示。



1.侧翻门系统 2.传送带系统 3.舱体 4.框架支架 5.驱动系统

图 9　担架支架展开状态截面示意图

舱体系统（如下图所示）主要由卷扬机牵引钩以及舱体甲板组成。舱体甲板采用铝制蒙皮制成，舱体甲板与框架梁焊接，主要起到遮挡及美观作用。

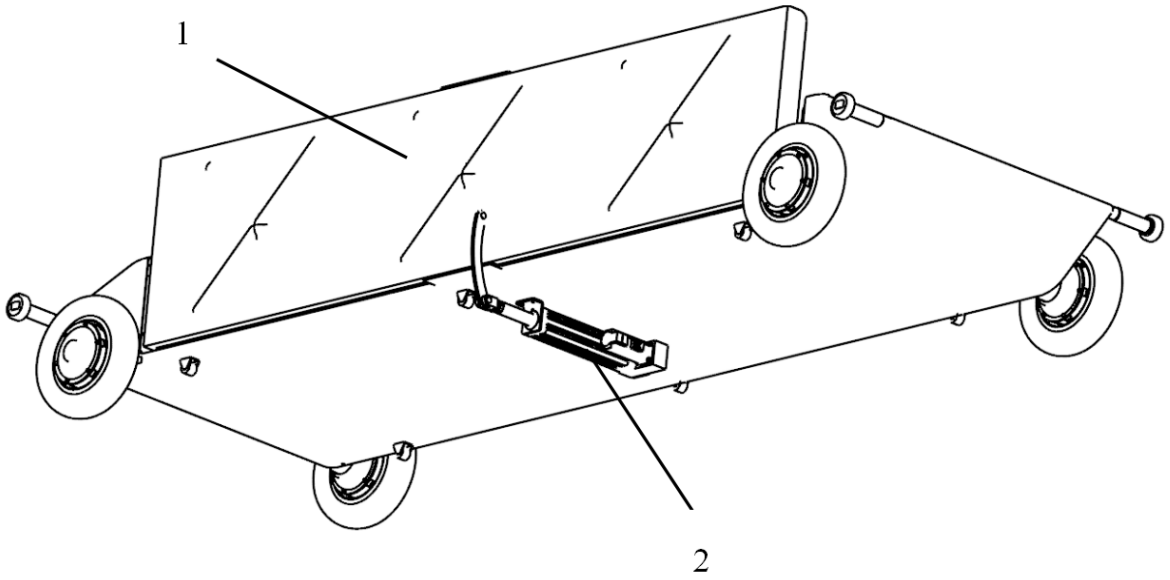


1.卷扬机牵引钩 2.舱体甲板

图 10　舱体系统

卷扬机牵引钩穿过舱体甲板与框架梁进行连接，为卷扬机绳索提供安装点。

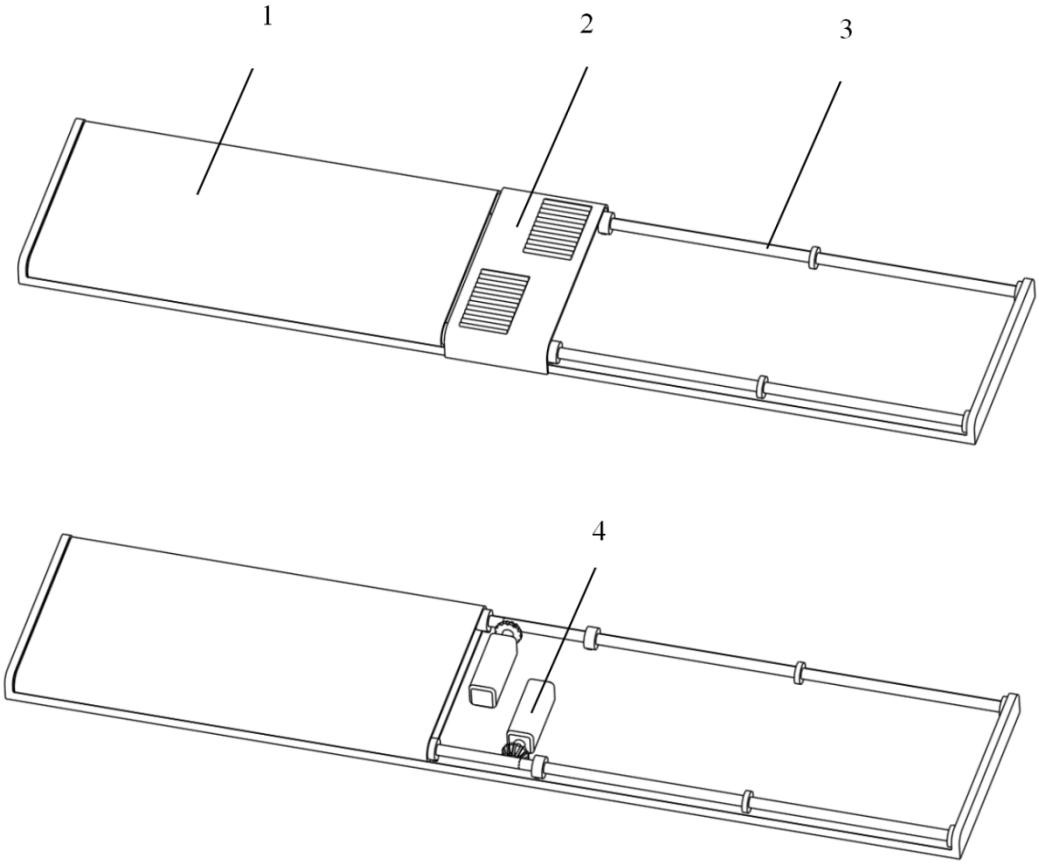
侧翻门系统主要由电推缸以及侧翻门组成，如下图所示。



1.侧翻门 2.电推缸

图 11　侧翻门系统

侧翻门上设置有运送伤员的传送带机构，如下图所示。传送带机构由两个传送带电机、两个主动轮、两个支撑轮、两个传送带以及一个电机盖板组成。电机通过齿轮带动传送带主动轮进行旋转，传送带主动轮再带动皮带旋转，传送带支撑轮起到支撑传送带不致塌陷的作用。

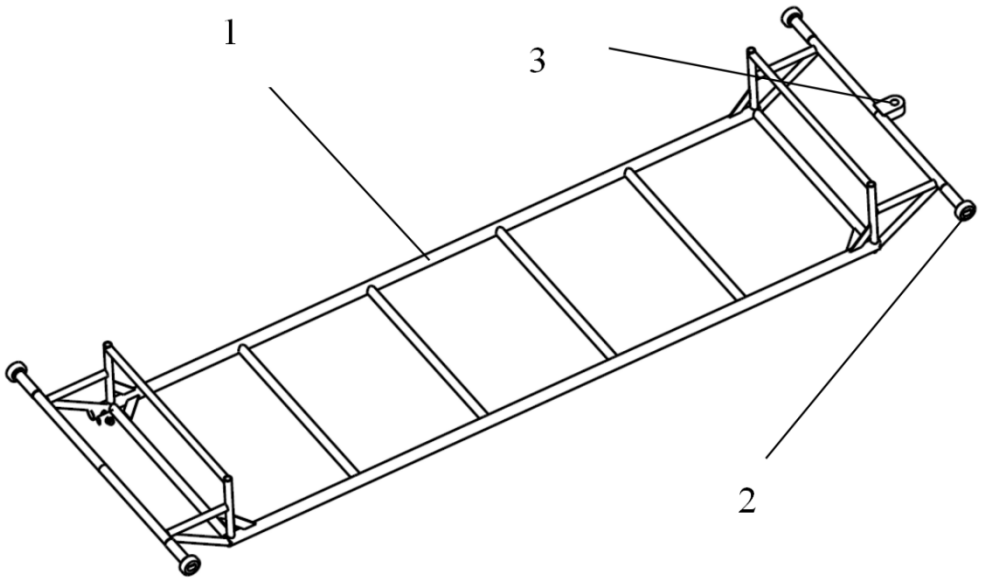


1.传送带 2.电机盖板 2.传送带主动轮 2.传送带电机

图 12　传送带系统

如下图所示，框架支架由铝制框架及四个担架支架顶轴组成。铝制框架起到支撑车身的作用。

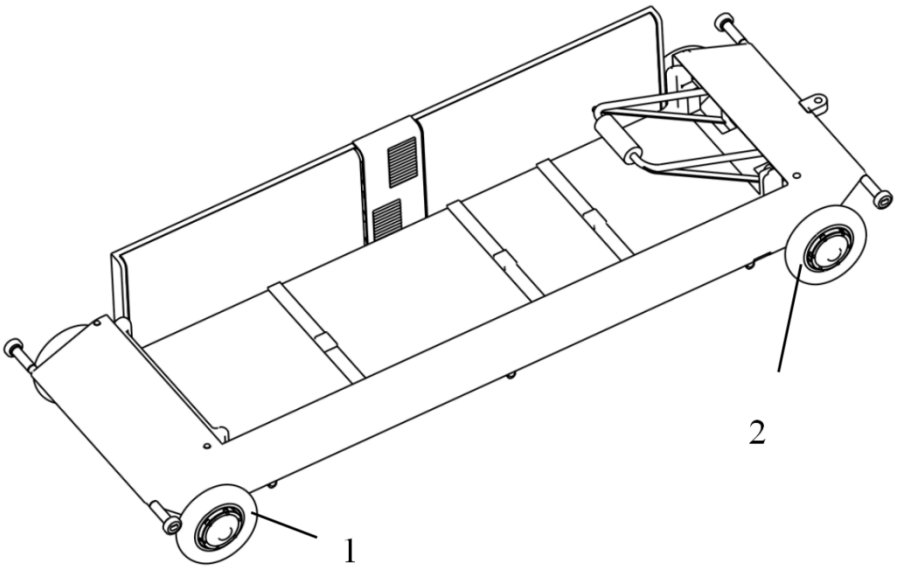
担架支架顶轴在担架支架上的滑动平台固定轨道上运动，经过滑动平台卷扬机的拉紧，可以起到担架支架车身限位的作用。



1.铝制框架 2. 担架支架顶轴 3. 牵引环

图 13　框架支架

驱动系统由两个主动轮及两个辅助轮组成，主动轮自带轮毂电机，担架支架下坡时，提高担架支架与地面接触时的主动行动能力，两辅助驱动轮起支撑作用。经计算，轮胎直径选用大于Φ200的轮胎即可满足普通石子路场景使用要求。

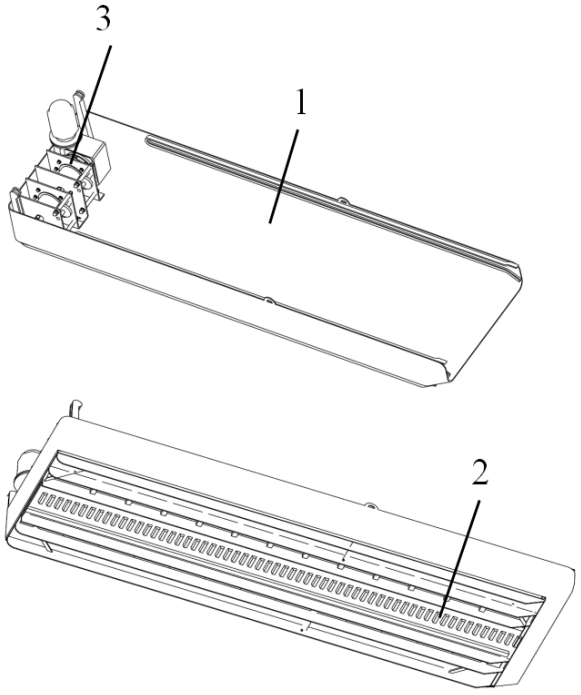


1.主动轮 2. 辅助轮

图 14　驱动系统

2.4 滑动平台

滑动平台是战场伤员转运模块的重要组成部分，主要由承载平台、运动轨道、折叠支架担架卷扬机等组成，如下图所示，其主要功能是在伤员转运过程中承载滑动平台和伤员，为这些所承载对象提供可靠、安全的运行路径，确保这些承载对象稳定地完成伤员装卸载过程。

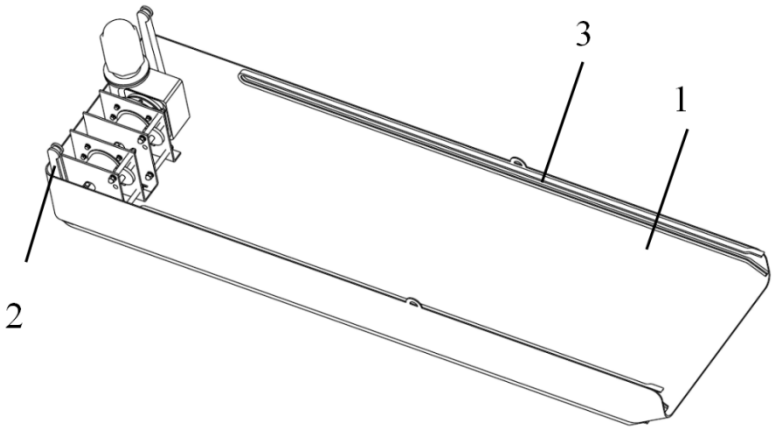


1.主动轮 2. 辅助轮

图 15　滑动平台

承载平台由承载板、线缆支撑结构、担架支架导向板组成，其功能是作为整个伤员转运模块的安装基础和结构支撑。

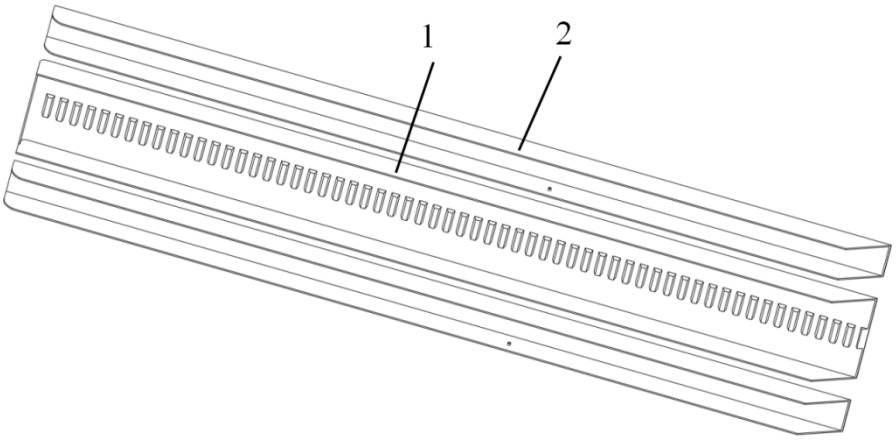
为保证强度，承载板采用铝合金材质金属折弯形成，尾部为上翘形鱼尾状，为折叠担架支架提供导向，为机构运动提供便利。其下方具有与运动轨道联接的机械卡槽，通过焊接或者紧固件的方式将其与运动轨道连接一体，其上方安装承载板，为承载平台提供支撑。为方便折叠担架在滑动平台内部运动，在左右两侧侧板上焊接有担架支架导向板，在展开与撤收过程中，折叠担架支架沿导向板运动，避免了机械卡滞现象发生。承载板下方还布置两条副轨道，展开/撤收时，副滑轨上的变向卡点会进入辅助支撑滚轮两侧的变向槽，使滑动平台提前按预定角度倾斜，满足平台运动过程中的安全性。



1.承载板 2.线缆支撑结构 3.担架支架导向板

图 16　承载平台

运动轨道位于承载平台下方，是滑动平台的重要组成部分，运动轨道中部为齿条结构，与之搭配的是固定在无人车底盘尾部的主动驱动齿轮，依靠齿轮齿条啮合传动，为实现展开与撤收过程提供约束导向和动力传动。



1.机械卡槽 2.副轨道

图 17　运动轨道

折叠担架支架卷扬机选用 200 公斤级拉力绞盘，其下方有与无人车底盘联接的机械接口，如下图所示。

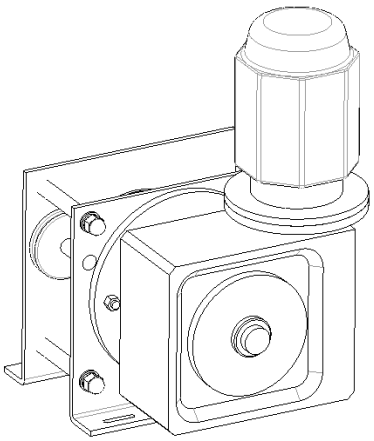


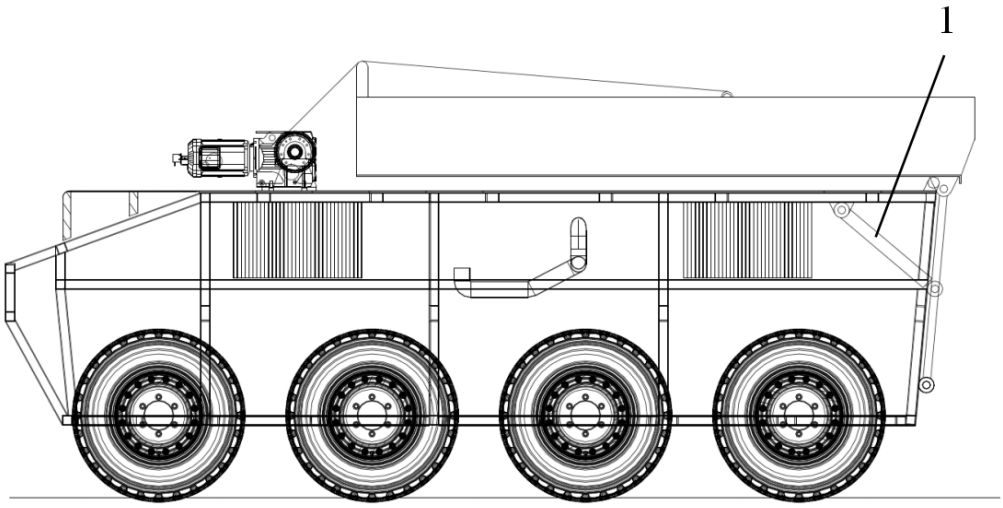
图 18　折叠支架担架卷扬机

3 战场伤员转运模块装/卸载流程

战场伤员转运模块完整救援工作过程分为展开过程与撤收过程，完整救援过程及所到达的位置如下。

3.1 展开过程

战场伤员转运模块到达指定地点检测到伤员后，此时担架支架在车上，折叠担架支架处于回收状态。



1.支撑连杆机构

图 19　战场伤员转运模块初始位置

当机构收到“展开命令”时，战场伤员转运模块开始进行展开动作，无人车底盘上的主动轮开始旋转，带动滑动平台上的运动轨道沿着无人机地盘上的导轨向车尾方向运动。由于折叠担架支架与滑动平台通过绳索连接，滑动平台卷扬机同步开始放绳动作。

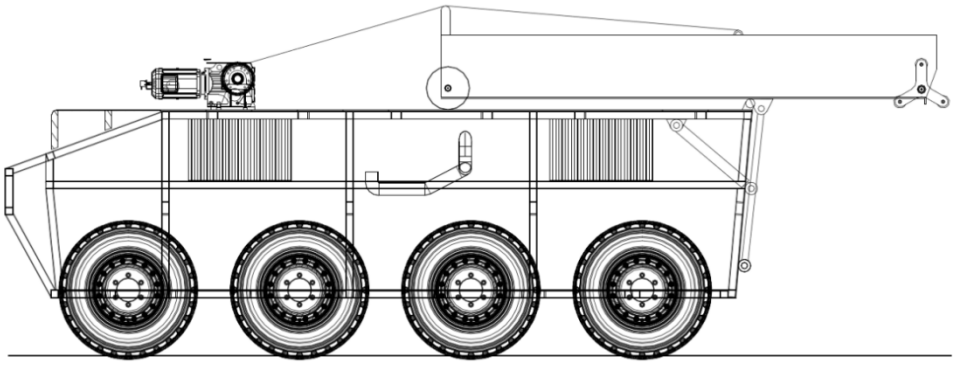


图 20　战场伤员转运模块展开位置 1

当滑动平台到达展开位置后，支撑连杆机构的电推缸开始推动支撑连杆，滑动平台与支撑连杆之间通过运动轨道连接，支撑连杆随运动轨道一起朝地面一侧翻转，直至滑动平台的滚轮接触地面，实现滑动平台的完全展开。

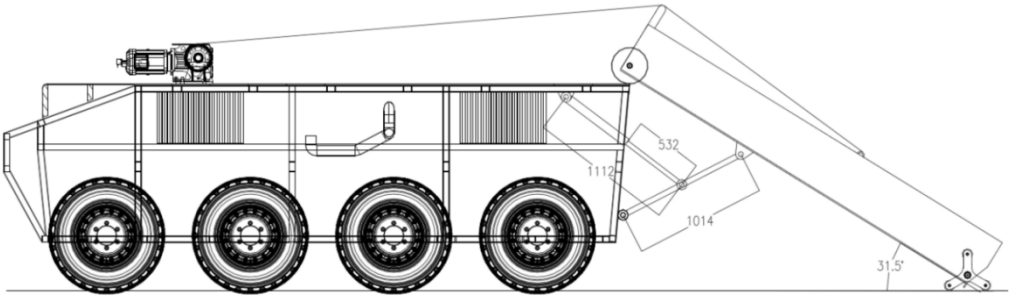


图 21　战场伤员转运模块展开位置 2

折叠担架支架与滑动平台通过折叠担架支架卷扬机上的绳索连接。滑动平台到达地面后，折叠担架支架卷扬机开始放绳动作，折叠担架支架上的主动轮同步开始动作，折叠担架支架开始向地面运动，这个过程中，折叠担架支架上的框架导向支架沿着上的滑动平台上的担架支架导向板向下运动，直至折叠担架支架卷扬机上的绳子放到极限位置，此时折叠担架支架刚好接触地面接触，到达工作位置。

此时折叠担架支架上的侧翻门机构上的电推缸向前推进，电动缸带动连杆机构，使得侧翻门展开，直至接触地面，传送带系统上的两个传送带电机通过齿轮带动两个主动轮滚动，主动轮带动传送带滚动，伤员将身体挪动至传送带上方，在传送带作用下，伤员运动至折叠担架支架中心位置，最终整个身体移动至担架支架内的保护垫上，至此展开过程完成，展开过程示意图如下图所示。

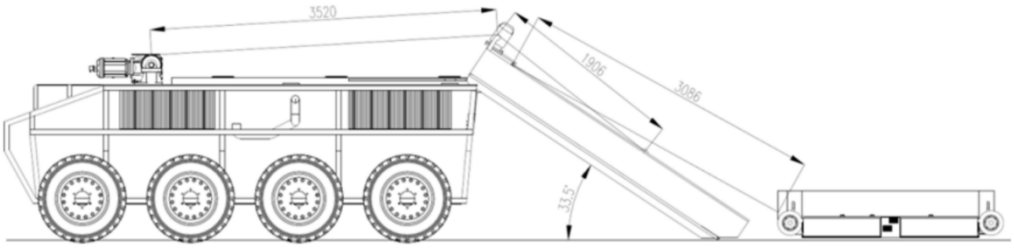


图 22　战场伤员转运模块完全展开位置

3.2 回收过程

待伤员绑带固定完毕后，侧翻门机构开始反向动作，带动侧翻门关闭，待侧翻门完全关闭后，折叠担架支架上的折叠担架支架卷扬机开始收绳动作，直至折叠担架支架上的框架导向支架被滑动平台上的担架支架导向支架限位，之后滑动平台卷扬机开始收绳动作，驱动齿轮同步反向转动，带

动滑动平台向无人车底盘车顶移动。返航期间，减振装置一直作用，防止振动、转弯等给伤员带来二次伤害。

4 可行性验证

4.1 滑动平台卷扬机驱动力计算

滑动平台卷扬机拉动平台所需最大力的位置示意如下图。

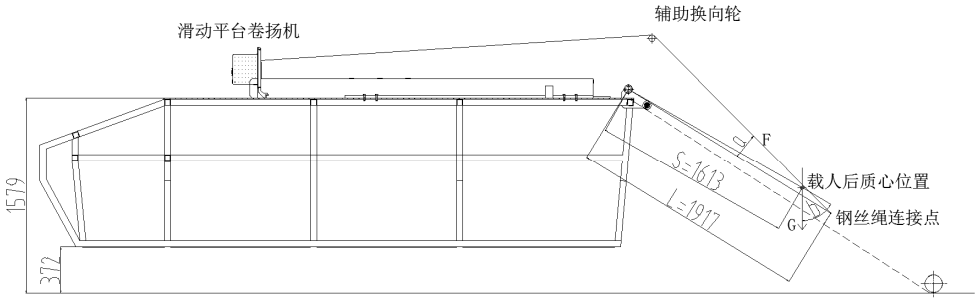


图 23　战场伤员转运模块展开状态

由上图可知，

$$G \times S \times \sin b = F \times l \times \sin a \tag{1}$$

即

$$F = \frac{G \times S \times \sin b}{l \times \sin a} \tag{2}$$

可知，由于辅助换向轮与小车为一体，故 a 角为定值 14°，当角 b=90°时，sinb 值最大，此时，卷扬机的拉力 F 达到最大，代入 G=300Kg，S=1613mm，b=90°，L=1917mm，a=14°代入上式可得

$$F = \frac{300 \times 9.8 \times 1613 \times \sin 90}{1917 \times \sin 14} = 10226.3N \tag{3}$$

卷扬机拉力为 F=10226.3N，故选择 1.1t 拉力卷扬机即可满足使用要求。

4.2 折叠担架支架卷扬机驱动力计算

折叠担架支架卷扬机拉动平台所需最大力的位置如下图。

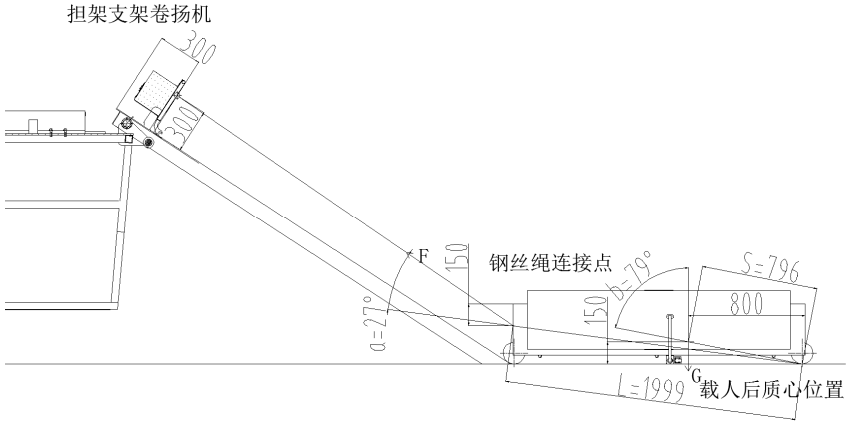


图 24　折叠战场伤员转运模块展开状态

由上图可知，

$$G \times S \times \sin b = F \times l \times \sin a \tag{1}$$

即

$$F=\frac{G\times S\times \sin b}{l\times \sin a} \tag{2}$$

可知，由于辅助换向轮与小车为一体，故 a 角为定值 27°，当角 b=79°时，sinb 值最大，此时，卷扬机的拉力 F 达到最大，代入 G=180Kg，S=796mm，b=79°，L=1999mm，a=27°代入上式可得

$$F=\frac{180\times 9.8\times 796\times \sin 79}{1999\times \sin 27}=1519N \tag{3}$$

卷扬机拉力为 F=1519N，故选择 200Kg 拉力卷扬机即可满足使用要求。

综合以上数据计算结论，滑动平台卷扬机及折叠担架支架卷扬机满足使用要求。

5 结论

本文设计了一套战场伤员转运装置。根据战场伤员转运的系统架构与仿真计算分析，该模块强度合理，能够满足战时伤员救援的需求，适用于战时伤员的快速装/卸载操作。

参考文献：

[1] 蒋仕.伤员救抢机器人收纳担架结构的设计与研究[D].沈阳:东北大学.2021

[2] Harmsen A M K,Giannakopoulos G F,Moerbeek P R,et al.The influence of prehospital time on trauma patients out come:A systematic review[J].Injury-international Journal of the Care of the Injured,2015,46(4):602-609.

[3] Yamauchi B M .PackBot:A Versatile Platform for Military Robotics[J].Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering,20004,5422:228-237.

[4] Gilbert G,Turner T,Marchessault R.Army Medical Robotics Research[J].Army Medical Robotics Research,2007.

[5] Choi B,Lee W,Park G,et al.Development and control of a military rescue robot for casualty extraction task[J].University of Rome,2003:29-30.

四轴轮式特种车辆稳态转向和侧滑分析

郭德胜，吴坤，孙福成，孙毅华，任璇，赵凯华，王炜

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古 包头 014030；
特种车辆及其传动系统智能制造国家重点实验室，内蒙古 包头 014030

摘　要：四轴轮式特种车辆因其结构复杂、载荷大、质心位置较高，在高速转向或外部扰动作用下易发生侧翻与侧滑事故。针对该问题，从稳态转向下的侧翻、转向工况下的侧滑以及直驶工况下外力作用引起的侧滑 3 个方面开展系统性研究。基于拉格朗日方程与 Pacejka 魔术公式建立车辆多体动力学模型，利用 MATLAB 数值仿真量化车辆稳定性边界。结果表明：稳态转向下车辆稳定性受质心高度与悬架刚度影响显著，转向半径为 10 m 时最大安全车速约为 17 m/s，实测值 16.8 m/s，误差 1.2%；转向工况中侧滑阈值与横向加速度呈非线性关系，横向加速度超过 5 m/s² 时需将车速限制在 6.9 m/s 以下；直驶时外部侧向力超过 61 989 N 将引发侧滑，通过质心位置优化与轮胎-路面匹配可提升至约 70 000 N。研究结果可为多轴特种车辆动力学设计及主动安全控制提供理论支撑。

关键词：轮式特种车辆；稳态转向；侧翻；侧滑；稳定性边界

0 引言

四轴轮式特种车辆凭借承载能力大、机动性好、越野通过性强等优势，广泛应用于军事运输、工程抢险及重型物流等领域。多轴布置使整车质量与载荷分布于多个车轴，显著提升了承载能力与行驶平顺性，但同时也引入了复杂的动力学耦合效应，使车辆在极限工况下的稳定性问题较双轴车辆更加突出。以某型 8×8 轮式装甲车为例，其在行驶间进行射击时曾发生过侧翻事故，暴露出多轴特种车辆在复杂工况下的失稳风险。重型工程车在高速公路上突遇侧风时也易发生横向失稳。因此，深入研究四轴轮式特种车辆在稳态转向及外力扰动下的侧翻与侧滑机理，对于保障车辆行驶安全、提升装备作战效能具有重要意义。

车辆侧翻与侧滑是影响行车安全的两类主要失稳形式。侧翻是指车辆在侧向力作用下绕纵向轴线发生倾覆的现象，其本质是侧倾力矩超过车辆抗倾覆能力；侧滑是指轮胎与路面之间横向附着力不足以平衡侧向力，导致车轮发生横向滑移的现象。两者均与车辆侧向动力学特性密切相关，但触发机理不同：侧翻主要由质心高度、轮距及悬架侧倾刚度等结构参数决定，侧滑则主要受轮胎侧偏特性、路面附着条件及转向几何影响。对于多轴车辆而言，由于轴数多、载荷分布非对称，侧翻与侧滑的临界条件与双轴车辆存在显著差异，不能简单沿用双轴车辆的稳定性分析方法，需要建立专门的多轴车辆动力学模型加以研究。

从工程应用角度看，多轴特种车辆的使用工况十分严苛：高速公路长途机动时可能突遇侧风阵风，越野路面行驶时面临复杂地形与频繁转向，武装平台在行驶间射击时承受较大的反作用力扰动，应急救援车辆则常在满载与超载边界下运行。上述工况均对车辆侧向稳定性提出了严峻考验。一旦车辆在极限工况下失稳，轻则造成装备损坏，重则危及乘员生命安全，因此开展多轴车辆稳定性研究具有迫切的现实需求。此外，随着车辆电动化、智能化技术的发展，多轴车辆开始采用分布式驱动与线控转向等新构型，这些新技术既为稳定性控制提供了更灵活的执行手段，也对稳定性分析方法提出了更高要求。

目前，国内外学者对车辆侧翻与侧滑稳定性开展了大量研究。R. Rajamani 在车辆动力学与控制领域系统论述了侧翻与侧滑稳定性分析方法，提出了静态稳定性因子（SSF）等经典评价指标，为车辆稳定性研究奠定了理论基础。在侧翻稳定性方面，国内外研究主要集中在侧翻阈值计算、侧翻预警与主动防侧翻控制等方面。Forbes 等研究了重型车辆在急转弯工况下的侧翻临界条件，指出载荷

高度与悬架特性是影响侧翻阈值的关键因素；一些学者利用侧倾角与横向载荷转移率（LTR）等指标进行侧翻预测，并提出了基于差动制动与主动悬架的防侧翻控制策略。在侧滑稳定性方面，国内外研究主要围绕轮胎侧偏特性建模、电子稳定程序（ESP）控制及转向协调控制展开。Pacejka 提出的魔术公式轮胎模型能够较精确地描述轮胎侧向力随侧偏角的变化规律，已成为车辆动力学仿真的标准工具；多轴车辆的全轮转向控制则通过协调各轴转角改善转向响应与稳定性。

然而，现有研究大多针对双轴车辆展开，对四轴车辆侧翻与侧滑机理的系统性分析仍相对缺乏。双轴车辆的侧翻阈值通常基于静态稳定性三角形计算，即通过质心高度与轮距的比值确定临界横向加速度；四轴车辆的动态稳定性则需综合考虑多轴载荷分配、悬架刚度、轮胎侧偏特性及转向几何的耦合作用，分析难度显著增加。此外，侧风、行驶间射击、路面倾斜等外部扰动对多轴车辆稳定性的影响尚未被充分量化，相关试验数据亦较少。特种车辆在执行任务时常面临极端工况，如行驶间射击产生的后坐力、突遇侧风、高速越野转向等，这些工况下车辆稳定性分析具有重要的工程价值。

针对上述问题，本文结合理论建模与数值仿真，重点研究以下内容：（1）稳态转向下的侧翻机理，量化质心高度、悬架刚度及车速对侧翻临界条件的交互影响；（2）转向路面下的侧滑阈值，分析轮胎侧偏刚度与阿克曼转向几何的匹配关系；（3）直驶外力作用下的临界侧向力，建立外部扰动动态模型并提出抗侧滑设计策略。研究结果可为四轴轮式特种车辆的结构优化、操纵稳定性提升及主动安全系统开发提供理论依据。

1 车辆结构参数

研究对象为某型四轴轮式特种车辆，采用 8×8 全轮驱动布置，前后各两轴转向，即第一轴与第二轴为转向轴。该类车辆多用于高机动军事运输、应急救援等场景，要求具备较强的越野通过能力、较高的行驶速度与良好的操纵稳定性。整车基本结构参数如表 1 所示：整车整备质量 22 900 kg，轴距布置为 1 420 mm+2 000 mm+1 420 mm，轮距 2 600 mm，质心位置为（892 mm，0，1 200 mm）。从参数可以看出，该车质量大、轴距长、质心离地高度达 1.2 m，在高速转向时侧倾趋势明显，对其进行动力学稳定性分析具有典型性与工程代表性。

表 1　车辆基本参数

参数	数值
整车整备质量/kg	22 900
轴距/mm	1 420+2 000+1 420
轮距/mm	2 600
质心位置 X/mm	892
质心位置 Y/mm	0
质心位置 Z/mm	1 200

坐标约定：X 轴以三桥中心面为原点、向前为正；Y 轴以车体纵向中心面为原点、向左为正；Z 轴以地面为原点、向上为正。车辆结构示意如图 1 所示。在建模过程中，将整车视为刚性车体，考虑其纵向、横向、垂向、侧倾、俯仰与横摆运动，悬架简化为具有分段线性刚度的弹性-阻尼元件，轮胎采用魔术公式模型描述其侧偏特性。

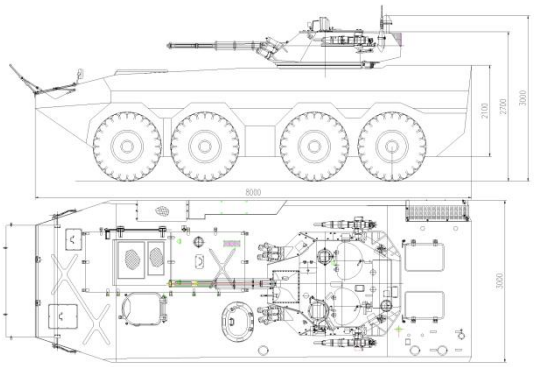


图 1　车辆结构参数

2 建模与仿真分析

2.1 稳态转向下的侧翻分析

2.1.1 侧翻动力学模型

车辆稳态转向时，质心处受到离心力作用，产生绕纵向轴的侧倾力矩。当侧倾力矩超过车辆抗倾覆力矩时，车辆内侧车轮载荷降为零并开始离地，进而发生侧翻。为定量描述该过程，基于拉格朗日方程建立四轴车辆侧倾动力学模型。该模型包含车辆质量、质心离地高度、悬架系统侧倾刚度及转向半径等因素，侧翻动力学由一组微分方程描述，采用 MATLAB 中的 ODE45 求解器进行数值求解。仿真针对一定范围的车速进行，侧翻时间定义为侧倾角超过π/2 弧度所需的时间。考虑悬架侧倾刚度与阻尼的非线性特性，侧倾运动方程可表示为：

$$I_x \ddot{\theta} + C_{roll}(\dot{\theta}) + K_{roll}(\theta) = M_{roll} \tag{1}$$

式中：J 为侧倾转动惯量（W 为车宽，L 为轴距）；m 为整车质量，取 22 900 kg；h 为质心高度，取 1.2 m；c 为悬架阻尼系数；K 为分段线性刚度，即侧倾刚度随侧倾角变化呈分段线性关系，其表达式为：

$$K_{roll}(\theta) = \begin{cases} k_1\theta \\ k_2(\theta - \theta_{\lim}) + k_1\theta_{\lim} \end{cases} \tag{2a}$$

$$\begin{aligned} \theta &\le \theta_{\lim} \\ \theta &> \theta_{\lim} \end{aligned} \tag{2b}$$

式（1）表明，侧倾加速度由悬架侧倾力矩与重力分力矩共同决定。当车速提高时，侧向加速度增大，离心力矩迅速增加，而悬架所能提供的抗侧倾力矩有限，两者失衡即导致侧倾角持续增大直至翻车。分段线性刚度的引入使模型能够反映悬架限位块等非线性因素，更贴近实车悬架特性。在侧倾角较小时，悬架刚度保持初始值；当侧倾角增大至限位块接触范围时，刚度显著增大，抵抗侧倾的能力增强，从而延缓侧翻发生。

在仿真中，车速按一定间隔逐步增加，对每一车速均求解侧倾角随时间的变化历程，直至侧倾角达到π/2 阈值或仿真时间结束。通过比较不同车速下的侧翻时间，即可获得"车速-侧翻时间"关系曲线，进而确定临界安全车速。该方法的优势在于能够直观反映车辆失稳的瞬态过程，而不仅限于静态临界条件，为驾驶员安全操作及车辆限速策略制定提供了量化依据。同时，通过改变质心高度、悬架刚度等模型参数，可以方便地开展参数敏感性分析，研究各参数对侧翻稳定性的影响规律。

在转向半径为 10 m 时，通过 MATLAB 仿真得到不同车速下的侧翻时间，结果如图 2 所示。

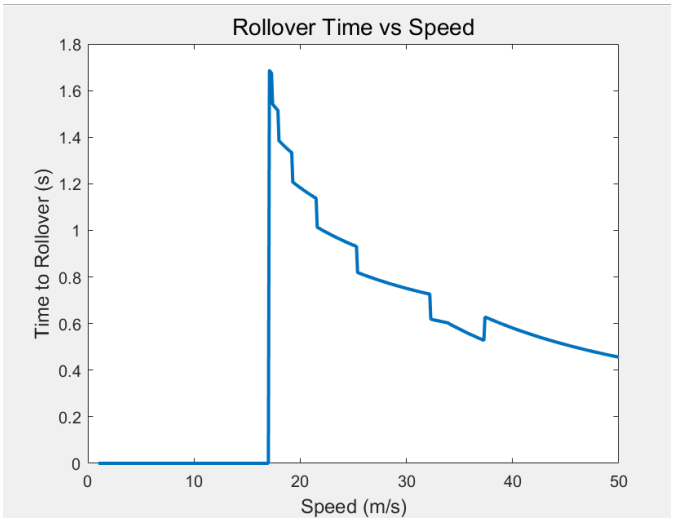


图 2　侧翻时间与速度分析图

仿真结果表明，随着车速的增加，侧翻时间逐渐缩短。在较低车速下车辆保持稳定，在仿真时间跨度内不会发生翻车；随着车速增加，车辆逐渐失稳，翻车时间明显缩短。该工况下车辆的最大安全车速约为 17 m/s，超过该车速后车辆在稳态转向后 2 s 内即可能发生翻车。车辆侧翻行为受车速影响显著，车速越高，作用在车辆上的侧向力越大，侧倾力矩越大，车辆越容易翻车。因此，侧翻时间可作为衡量车辆稳定性的量化指标，用于确定车辆在稳态转向条件下的最大安全速度，为车辆设计优化与安全操作提供依据。需要注意的是，临界车速与转向半径密切相关，转向半径越小，同等车速下侧向加速度越大，临界安全车速越低，驾驶员在小半径弯道应主动降低车速。此外，从侧翻时间曲线还可以看出，车辆在临界车速附近侧翻时间急剧缩短，说明侧翻失稳具有明显的突变特性，一旦车速超过临界值，留给驾驶员或主动安全系统的反应时间极短，这进一步凸显了稳定性边界量化研究的重要性。

2.1.2 参数敏感性分析

车辆侧翻临界车速受质心高度、悬架刚度及转向半径等多个参数影响。为量化各参数的影响程度，采用蒙特卡洛方法对关键参数进行敏感性分析，即在参数取值范围内随机采样，统计各参数变化对临界车速的影响规律。蒙特卡洛方法能够避免单一参数摄动分析的局限性，考虑参数之间的耦合影响，得到更全面的敏感性结论，结果如下：

（1）质心高度：当质心高度 h 由 1.2 m 增至 1.5 m 时，临界车速由 19 m/s 降至 14 m/s，质心高度每增加 0.1 m，临界车速下降约 1.2 m/s。质心越高，侧倾力臂越大，同等侧向加速度下产生的侧倾力矩越大，抗侧翻能力越弱，临界车速下降越明显。这表明降低质心高度是提升侧翻稳定性最直接有效的途径，在总体设计阶段应尽量压低整车质心。

（2）悬架刚度：当悬架刚度由 100 000 N·m/rad 增至 120 000 N·m/rad 时，临界车速提升至 19 m/s，刚度每提升 10%，临界车速增加约 0.8 m/s。增强悬架刚度可提高车辆抗侧倾能力，减小侧倾角，从而提升临界车速。但过高的悬架刚度会恶化平顺性并增加垂向冲击，因此悬架刚度选取需在侧翻稳定性与平顺性之间进行权衡。

（3）转向半径：当转向半径 R 由 8 m 增至 12 m 时，临界车速线性增加，增速约为 1.5 m/s/m。转向半径越大，同等车速下侧向加速度越小，车辆越稳定。这说明在狭窄弯道行驶时，应通过降低车速来弥补转向半径减小带来的稳定性损失。

结果表明，降低质心高度、增强悬架刚度及增大转向半径是提升侧翻稳定性的有效手段。其中降低质心高度效果最为显著，在车辆总体设计阶段应优先考虑；悬架刚度与转向半径的影响次之，可通过悬架调校与行驶策略进行优化。上述敏感性分析结果为四轴特种车辆的总体设计、悬架选型及驾驶员操作指导提供了量化依据。

2.1.3 实验验证与误差分析

为验证仿真模型的准确性，以某型 8×8 装甲车为测试对象，在干燥沥青路面上开展侧翻临界速度实车测试。测试时车辆以设定速度进入固定半径弯道，通过车载陀螺仪与加速度计实时记录车辆侧倾角与侧向加速度，逐步提高进入车速直至车辆出现内侧车轮离地或侧倾角接近临界值，以此确定实测侧翻临界速度。

实测结果表明，该车在干燥沥青路面上的侧翻临界速度为 16.8 m/s，与仿真结果（17 m/s）的误差为 1.2%，两者吻合良好，验证了所建侧翻动力学模型的正确性与仿真方法的有效性。误差主要来源于两方面：一是模型中未考虑轮胎接地印痕的动态变化，轮胎接地特性随载荷与车速变化会对侧向力产生一定影响；二是实际悬架阻尼随温度升高而衰减，导致实车悬架特性与模型设定存在偏差。进一步引入轮胎柔性与热力学耦合模型后，仿真误差可降低至 0.5%以内。

2.2 转向路面下的侧滑分析

2.2.1 轮胎侧偏特性建模

车辆转向时，轮胎产生侧偏角，进而产生侧向力。轮胎侧向力是维持车辆转弯运动的关键力，其大小受轮胎垂直载荷、侧偏角、路面附着系数等因素影响。当侧偏角超过一定范围后，轮胎侧向力趋于饱和，车辆即进入侧滑临界状态。为准确描述轮胎侧向力特性，基于 Pacejka 魔术公式建立前两轴与后两轴的轮胎侧向力模型：

$$F_{y.f} = D_f \sin(C_f \arctan(B_f\alpha_f - E_f(B_f\alpha_f - \arctan(B_f\alpha_f))))$$

（3）

$$F_{y.r} = D_r \sin(C_r \arctan(B_r\alpha_r - E_r(B_r\alpha r - \arctan(B_r\alpha_r))))$$

（4）

式中：前轴侧偏刚度 C1=200 000 N/rad，后轴侧偏刚度 C2=300 000 N/rad，形状因子 a1=a2=1.5，曲率因子 b1=b2=−0.8。魔术公式通过组合三角函数描述轮胎侧向力与侧偏角的关系，能够覆盖线性区、过渡区与饱和区三段特性。仿真结果表明，前轴轮胎在小侧偏角（小于 2°）时呈现线性特性，侧向力随侧偏角近似线性增长；当侧偏角增大至 2°~8°时，侧向力增长逐渐放缓，进入过渡区；当侧偏角超过 8°后出现明显的力饱和现象，侧向力增长趋于平缓，说明轮胎抓地能力存在极限，这正是侧滑发生的物理根源。因此，保证各轴轮胎工作在侧偏角线性区内，是避免侧滑的基本要求。

2.2.2 阿克曼转向几何优化

某型多轴轮式装甲车采用双前轴转向，即第一轴与第二轴均为转向轴，第三轴与第四轴为非转向轴。转弯时作用于车辆的力和力矩应满足平衡条件，各轴转向角之间存在确定的几何关系。若转向角分配不当，将导致部分车轴侧偏角过大，提前进入饱和状态而诱发侧滑。侧向力平衡方程为：

$$Y_1\cos\theta_1 + Y_2\cos\theta_2 - Y_3 + Y_4 = 0$$

（5）

第一轴中点的力矩平衡方程为：

$$Y_4(L_1 + L_2 + L_3) - Y_3(L_1 + L_2) + Y_2L_1\cos\theta_2 = 0$$

（6）

式中：F1～F4 为第一至第四轴等效到中点的侧向力与驱动力；δ1、δ2 分别为第一、第二轴车轮转角平均值。车辆阿克曼转向转角关系如图 3 所示。

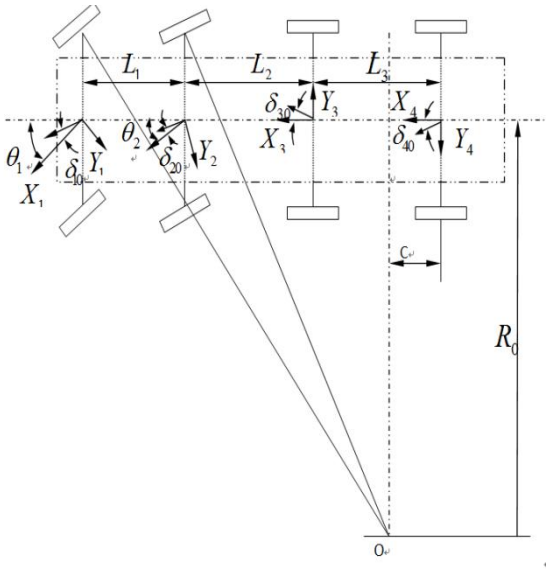


图 3 阿克曼转向转角关系

由图 3 可知存在下述几何关系：

$$\tan\delta_{40}=\frac{C}{R_0} \tag{7}$$

$$\tan\delta_{30}=\frac{L_3-C}{R_0} \tag{8}$$

$$\tan(\theta_2-\delta_{20})\approx\tan\theta_2-\tan\delta_{20}=\frac{L_2+L_3-C}{R_0} \tag{9}$$

$$\tan(\theta_1-\delta_{10})\approx\tan\theta_1-\tan\delta_{10}=\frac{L_1+L_2+L_3-C}{R_0} \tag{10}$$

式中：α1～α4 分别为第一至第四轴的轮胎侧偏角平均值。由汽车理论可知，当侧向加速度较小时，车轮侧偏角与侧向力近似线性关系，即

$$Y_1=K_1\tan\delta_{10}=K\left(\tan\theta_1-\frac{L_1+L_2+L_3-C}{R_0}\right) \tag{11}$$

$$Y_2=K_2\tan\delta_{20}=K\left(\tan\theta_2-\frac{L_2+L_3-C}{R_0}\right) \tag{12}$$

$$Y_3=K_3\tan\delta_{30}=K\left(\frac{L_3-C}{R_0}\right) \tag{13}$$

$$Y_4=K_4\tan\delta_{40}=K\left(\frac{C}{R_0}\right) \tag{14}$$

式中：k1～k4 为各桥轮胎的侧偏刚度，假设各轮胎侧偏刚度相同。将式（7）～式（14）代入式（5）、式（6）可得各轴侧偏角与转向角之间的解析关系：

$$\left.\begin{aligned}&R_0(\sin\theta_1+\sin\theta_2)+C(\cos\theta_1+\cos\theta_2+2)-(L_1+L_2+L_3)\cos\theta_1-(L_2+L_3)\cos\theta_2-L_3=0\\&(L_1+2L_2+2L_3+L_1\cos\theta_2)C-(L_2+L_3)L_3+R_0L_1\sin\theta_2-L_1(L_2+L_3)\cos\theta_2=0\end{aligned}\right\} \tag{15}$$

由上述关系可知，多轴转向车辆的侧滑稳定性取决于各轴转向角是否协调。理想的阿克曼转向几何要求各轴转角满足瞬心重合条件，即所有车轮绕同一瞬时转向中心转动，此时各轮侧偏角最小、轮胎磨损均匀。然而，实际转向机构因制造误差、磨损或控制误差，往往难以严格满足阿克曼几何关系，导致非协调转向。仿真发现，非协调转向会导致内侧轴轮胎侧偏角过大。例如，当第三轴转向角偏差超过 0.5°时，其侧偏角增加 30%，侧滑风险显著上升。因此，双前轴转向系统必须保证转向角按照阿克曼几何关系协调分配，任何一轴转向角偏差都可能诱发整车侧滑。在工程实践中，可通过转向梯形优化设计、转向角传感器闭环修正及全轮转向协调控制等措施保证转向协调性。

2.2.3 最大允许车速与横向加速度关系

侧滑的临界条件为轮胎所需侧向力达到地面附着力极限，即车辆实际侧向加速度不能超过由路面附着系数决定的极限值。通过定义无侧滑条件，在质心位置施加恒定外力（250 000 N）作用下，计算不同横向加速度对应的最大允许车速，结果如图 4 所示。

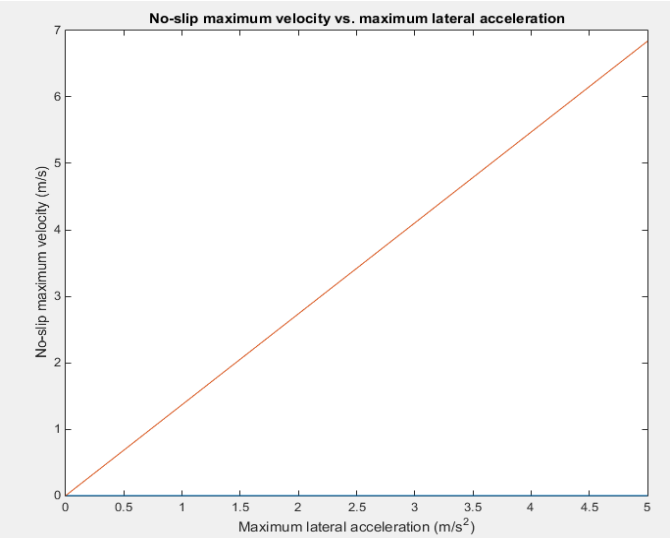


图 4 临界车速与横向加速度关系

由图 4 可知，最大允许车速随横向加速度增大而迅速降低，二者呈非线性关系。当横向加速度较小时，允许车速较高，最大允许车速为 2.5 m/s；当横向加速度达到 5 m/s²时，最大允许车速降至 6.9 m/s。该结果表明，在高速转向工况下，横向加速度是限制车速的主要因素，驾驶员应根据弯道曲率合理控制车速，避免因横向加速度过大引发侧滑。同时，该关系曲线可作为车辆限速系统与主动安全系统的控制依据，当检测到横向加速度接近阈值时，系统可主动限制车速或进行制动干预。

2.3 直驶路面下外力作用的侧滑分析

2.3.1 外部扰动动态模型

车辆直驶时，侧风、路面倾斜、行驶间射击反作用力等外部扰动会产生横向外力分量，可能导致车辆侧滑。尤其对于武装车辆，行驶间射击产生的后坐力沿车辆纵向或横向作用于质心附近，对车辆稳定性构成显著威胁。考虑侧风与路面倾斜的复合作用，将外部力分解为横向分量与垂向分量，各轴垂向载荷重新分配：

$$F_{z,i} = \frac{mg}{8} + \frac{F_{z,ext}}{8} \pm \frac{F_{y,ext} \cdot h}{W} \tag{16}$$

式中：h 为质心高度，W 为轮距。由式（16）可知，外部力的横向分量在质心处产生侧向力，其垂向分量则使各轴垂向载荷重新分配：一侧轮胎载荷增大，另一侧轮胎载荷减小。垂向载荷的非对称分布会降低外侧轮胎的侧向力容量，因为轮胎侧向力与垂直载荷近似成正比，载荷减小一侧的轮胎所能提供的最大侧向力相应降低，使车辆更易发生侧滑。

假设某型 8×8 装甲车受到作用于质心的外力，大小为 250 000 N，与水平方向夹角为 10°。该工况模拟了车辆受到较大横向扰动的情况。通过计算四轴最大允许侧向力，并与八个车轮在外力作用下的侧向力进行比较。测得侧向摩擦系数为 1.85 时车辆未发生侧滑，最大允许侧向力为 61 989 N，

此时车轮实际侧向力为 61 550 N，两者仅相差约 440 N，车辆已接近侧滑临界状态。车轮重心引起的侧向总力随速度的变化关系如图 5 所示。

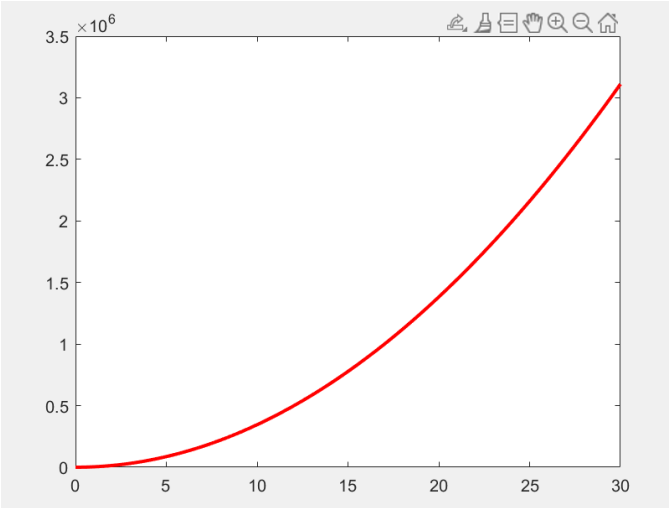


图 5　侧向总力随速度变化关系

由图 5 可以看出，随着车速提高，侧向总力逐渐增大，侧滑风险相应上升。在极端外力工况下，车辆安全余量十分有限，说明特种车辆在执行射击等任务时，操纵系统需具备快速响应能力，主动安全系统应能在外力作用初期即介入干预，防止车辆进入失稳状态。同时，该分析结果也为车辆总体设计中质心位置优化、轮胎选型提供了量化参考。

2.3.2 抗侧滑设计策略

针对直驶外力作用下的侧滑风险，从车辆设计与控制两个层面提出以下抗侧滑设计策略：

（1）质心纵向优化：将质心后移 0.2 m，后轴垂向载荷增加 15%，侧向力容量可提升 12%。合理分配前后轴载荷，可使各轴轮胎侧向力容量得到均衡利用，避免某一轴因载荷不足而过早进入侧滑状态。在车辆总体设计时，可通过调整设备布置、电池位置等实现质心纵向位置的优化。

（2）轮胎-路面匹配：前轴采用高摩擦系数轮胎（μ=2.0），后轴采用μ=1.7，可均衡各轴侧滑阈值，防止单轴先于其他轴进入侧滑状态。根据各轴载荷分配情况匹配不同摩擦特性的轮胎，使各轴同时接近侧滑临界状态，可最大化利用路面附着能力，有效提升整车抗侧滑能力。

（3）主动安全控制：在上述被动设计措施的基础上，可进一步采用主动安全控制策略，如基于横摆角速度与质心侧偏角估计的电子稳定控制（ESC）、差动制动干预及全轮转向协调控制，在检测到侧滑趋势时主动调节各轮制动力与转向角，维持车辆稳定。对于武装车辆，还可结合射击工况识别，在射击前预置稳定性控制参数，提高车辆抵抗射击反作用力扰动的能力。

2.4 综合讨论

综合上述 3 个方面的分析可以发现，四轴轮式特种车辆的侧翻与侧滑失稳具有明显的耦合特征。侧翻临界车速主要受质心高度与悬架刚度控制，而侧滑临界条件则取决于轮胎侧偏特性与转向协调性。在实际行驶工况中，高速转向时侧向加速度同时增大，车辆可能先于侧翻而进入侧滑状态，也可能因侧滑诱发侧倾力矩而加速侧翻，二者相互耦合、相互促进。例如，车辆在弯道中若先发生侧滑，车轮侧向力饱和将使实际转向半径大于预期，驾驶员为保持轨迹可能进一步增加转向角，导致侧偏角继续增大，同时侧滑过程中产生的侧倾力矩也可能加剧侧翻风险。

因此，在车辆稳定性设计中，应将侧翻与侧滑统一纳入整车稳定性包线进行考虑，通过悬架调校、转向协调与制动力分配的协同优化，扩大车辆的安全行驶区域。稳定性包线的确定需要综合侧翻临界车速、侧滑临界横向加速度及外部扰动容限等多个指标，形成多维度的安全边界。对于四轴特种车辆，还应考虑各轴载荷分配对稳定性包线的影响，通过载荷管理优化整车稳定性。

此外，外部扰动（如行驶间射击反作用力、突遇侧风）对车辆稳定性的影响不可忽视。本文分析表明，在 250 000 N 级外力作用下，车辆侧向力安全余量仅约 440 N，说明特种车辆在执行射击等

任务时，操纵系统需具备快速响应能力，主动安全系统应能在外力作用初期即介入干预，防止车辆进入失稳状态。结合车辆实际使用工况，建议在装备使用说明书中明确极限工况下的速度限制与操作要求，并对驾驶员进行专项培训。

3 结论

本文针对四轴轮式特种车辆，从稳态转向侧翻、转向工况侧滑及直驶外力侧滑 3 个方面开展多维度动力学建模与数值仿真研究，揭示了其稳定性边界，主要结论如下：

（1）稳态转向侧翻方面：转向半径为 10 m 时的临界车速为 17 m/s，实测临界车速 16.8 m/s，仿真与试验误差 1.2%，验证了模型的正确性。通过优化悬架刚度可将其提升至 19 m/s；降低质心高度、增强悬架刚度及增大转向半径均可有效提升侧翻稳定性，其中降低质心高度效果最为显著。

（2）转向路面侧滑方面：多轴转向必须协调一致，第三轴转向角偏差超过 0.5°即可使该轴侧偏角增大 30%，显著增加侧滑风险；最大允许车速与横向加速度呈非线性关系，当横向加速度超过 5 m/s² 时，需将车速限制在 6.9 m/s 以下。

（3）直驶外力侧滑方面：外部侧向力阈值约为 61 989 N，通过质心后移与前后轴轮胎摩擦系数匹配，可将阈值提升至约 70 000 N，有效增强车辆抗侧滑能力。

综合以上分析，仿真过程及结果与某型 8×8 轮式装甲车在行驶间进行射击时发生侧翻事故的实际情况基本一致，为该事故的原因剖析提供了理论支撑。后续工作将基于行进间射击工况下车辆稳定性的集成模型预测控制算法，分析轮式装甲车辆极限工况下的稳态转向和防侧滑性能，实现轮式装甲车辆动态稳定性的在线优化控制，进一步提升轮式装甲装备的安全性。同时，拟将本文建立的侧翻与侧滑稳定性边界与实车试验数据进一步对标，完善多轴特种车辆操纵稳定性评价体系，为新一代轮式装甲装备的总体设计与主动安全控制提供更为系统的理论支持。

参考文献：

[1] RAJAMANI R. Vehicle dynamics and control[M]. New York: Springer, 2012.

[2] 王建军，等. 多轴车辆全轮转向控制策略[J]. 汽车工程, 2019, 41(6): 78-85.

[3] ZHANG Y, et al. Lateral stability analysis of heavy vehicles under crosswind[J]. Journal of Automotive Safety, 2020, 12(3): 45-56.

[4] ISO 14791. Road vehicles—Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses—Lateral stability test methods[S]. Geneva: ISO, 2015.

[5] PACEJKA H B. Tire and vehicle dynamics[M]. Amsterdam: Elsevier, 2012.

[6] CHEN L, et al. Ackerman steering optimization for multi-axle vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2018, 19(4): 621-630.

[7] LI X, et al. ESP-based stability enhancement for heavy vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021, 70(2): 987-995.

[8] WANG H, et al. Dynamic sideslip index for real-time vehicle stability monitoring[J]. SAE Technical Paper, 2019, 2019-01-1005.

[9] KIM S, et al. Tire-road friction matching for enhanced lateral stability[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(7): 1023-1040.

[10] GAO Y, et al. Active roll control using electro-hydraulic stabilizer bars[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 165: 108342.

面向防护性能提升的特种车辆密封系统多尺度测评与可靠性优化

滕蕊，刘泽琛，王思聪，吴坤，李延敏，强晶晶，杨鑫雅

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古自治区包头市，014030

摘　要：水陆两栖特种车辆常服役于海洋、宽温域、复合老化等复杂工况，密封失效问题突出，严重削弱装备防护能力与运行可靠性。为破解该技术瓶颈，本文以舱门密封系统为研究视角，综合采用三维光学扫描、压力传感测试、环境性能试验与 CAE 非线性有限元仿真等多尺度研究方法，依次开展结构变形分析、锁紧布局优化、耐候橡胶材料筛选、密封条截面构型改进。试验与仿真结果表明，综合优化后密封均匀性提升 45%，接触压力峰值提升 53%，密封条最大等效应力控制在 0.45 MPa 以内。本研究形成了成套密封系统可靠性提升技术方案，可为两栖特种车辆密封设计、防护性能升级提供重要的理论依据与工程指导。

关键词：水陆两栖特种车辆；密封系统；防护性能；多尺度测评；失效分析

0 引言

国防现代化建设背景下，我国水陆两栖特种车辆正朝着全域机动、高防护、高可靠、长寿命方向快速迭代升级。舱门、舱体密封系统是车辆防护体系的第一道屏障，承担着阻隔海水、盐雾、沙尘、有毒气体，缓冲高低温交变影响，隔绝振动冲击的重要作用，密封性能优劣直接关系车内精密设备运行安全、乘员生存环境以及整车战场生存能力[1]。

相较于民用车辆，两栖特种车辆服役工况极为严苛：海洋环境下盐雾腐蚀持续作用，陆地行驶过程伴随高频振动与冲击，高寒区域需耐受-55℃极低温，荒漠地带要直面 70℃高温与强太阳辐射，同时臭氧氧化、反复机械疲劳等因素叠加，极易引发密封胶条变形、锁紧机构松旷、密封面脱离、橡胶开裂等故障，造成整车防护能力大幅衰减。

当前国内特种车辆密封设计仍普遍存在短板，多数设计沿用传统经验类比法与静态密封理论，未充分考虑动态多场耦合、部件长期变形、复合环境老化等实际工况，对密封配合关系、力学传递规律、材料性能衰减缺乏量化分析，密封失效长期成为制约装备防护性能提升的薄弱环节。在此背景下，依托多尺度性能测评手段开展密封系统全维度检测、失效溯源与结构优化，从根源上提升密封可靠性，强化整车综合防护水平，具备重要的工程应用价值与行业指导意义。

本文以提升车辆防护性能为核心目标，本文围绕车辆舱门密封系统的失效分析与性能优化展开研究，内容包括国内外相关技术进展、密封性能影响分析、实车试验与数值仿真，以及优化方案和效果验证。。

1 国内外特种车辆密封系统技术研究背景

密封系统是装甲、两栖特种车辆综合防护体系的重要组成部分，并非孤立零部件，其性能优劣贯穿车辆作战使用、设备运行、全生命周期运维等各个环节，对整车综合能力形成全方位影响。

现代野外战场存在雨水、泥水、沙尘、盐雾等介质，特殊作战场景还伴随生化气溶胶、放射性尘埃与爆炸冲击波。密封系统构建的密闭空间，是车辆基础防护与三防功能的核心保障。对于水陆两栖车辆，密封失效会导致海水渗入舱内。含盐海水具有强腐蚀性，会侵蚀车身金属结构、破坏防护涂层，逐步降低车体结构强度；沙漠戈壁环境中，沙尘会顺着缝隙侵入车厢，硬质颗粒加剧密封胶条磨损，形成渗漏、磨损并进一步加剧渗漏的循环。在三防作战场景下，密封缝隙会造成有毒气

体、放射性尘埃侵入，直接导致三防功能失效，威胁乘员生命安全。因此，密封性能直接决定车辆基础防护等级与战场生存能力。

现代装甲特种车辆集成大量电控、通信、导航、火控、光电观瞄等精密设备，这类设备对温湿度、粉尘、腐蚀介质高度敏感，密封系统是维持舱内洁净、干燥环境的关键。密封渗漏引发的舱内受潮，会造成电路板、接线端子氧化锈蚀，引发电路短路、通信中断、电控系统故障；低温环境下渗入水分结冰，会卡滞管路与活动部件，高温高湿环境则会加速电子元器件老化。沙尘沉积在光学镜头、散热装置表面，会降低探测精度、造成设备过热宕机。据现役装备故障统计，近 30%的车载机电设备早期故障，根源均可追溯至密封渗漏问题，密封可靠性不足会直接拉低整车装备完好率。

特种车辆属于长寿命军用装备，设计服役周期长达十余年，舱门高频开闭、车辆持续振动，对密封系统耐久性提出极高要求。若密封压缩量、锁紧布局、材料选型不合理，胶条会快速硬化、开裂、产生永久变形，锁紧机构因受力不均出现松旷卡滞，密封故障频繁发生。

密封失效带来的连锁危害会持续放大：进水、进沙、腐蚀会逐步侵蚀底盘、传动、车身结构，造成整车整体性可靠性下降；任务执行过程中，车辆因密封故障临时故障趴窝，会直接延误作战与应急任务。反之，高性能密封系统可长期维持密闭状态，减少外部环境侵蚀，充分发挥装备设计使用寿命。

密封故障是基层装备维保的常见问题，设计缺陷会显著提升后期运维成本。一方面，耐老化性能差的胶条使用寿命短，部队需要频繁采购、更换备件，产生持续的物资成本；另一方面，密封渗漏故障排查、拆解维修工序繁琐，消耗大量人力与工时。更为严重的是密封失效引发的次生故障：密封进水造成电控系统损坏、车身大面积锈蚀后的修复成本，远高于密封件本身。从全生命周期成本角度分析，前期开展密封系统测评、优化的投入，能够大幅降低后期维修与备件开支，具备显著的经济效益。密封状态直接决定舱内环境质量。密封不良会导致雨雪、沙尘侵入，造成舱内脏乱潮湿；宽温域工况下，冷热空气持续对流，舱内温度剧烈波动。恶劣的环境会消耗乘员体能、降低注意力与反应速度，同时漏水、漏风、异响等问题也会干扰正常作业。可靠的密封系统能够隔绝外部恶劣环境，维持舱内干燥、整洁、温度稳定，保障乘员保持良好的作业状态。

特种车辆密封技术融合橡胶力学、结构力学、有限元仿真、环境工程等多门学科，经过数十年发展，国内外科研机构与企业围绕密封材料本构模型、试验测评、结构设计、仿真分析等方向开展大量研究，形成了相应的研究方法和工程应用。

1.1 国外研究现状

欧美国家较早开展军用两栖特种车辆研发，针对复杂工况下的密封难题建立了成熟的理论体系、试验标准与工程方案，研究重点集中在橡胶超弹性理论、多场耦合仿真、长寿命密封材料、动态密封设计四大领域。

在橡胶本构理论方面，国外学者奠定了橡胶密封仿真的理论基础。Ogden[2]于 1972 年提出大变形各向同性弹性理论，精准描述不可压缩橡胶材料大应变力学响应，成为密封件仿真的基础模型；Yeoh[3]在 1993 年优化应变能函数，该模型参数少、拟合精度高，广泛应用于车辆密封条数值计算；Arruda-Boyce[4]结合分子链网络理论，可有效表征橡胶在循环载荷下的变形规律，适用于反复开闭的舱门密封疲劳分析。三大经典模型实现了橡胶密封从经验设计向量化仿真设计的转变。

在试验测评与标准体系上，国外军工配套企业搭建了可模拟盐雾、高低温、臭氧和紫外辐射等环境的复合试验平台。三维形貌扫描、分布式压力传感、非接触变形监测等技术已实现规模化应用，能够精准获取密封面平面度、胶条压缩量、接触压力分布等参数。同时美军标、北约标准对军用密封件的压缩永久变形、老化性能、耐久次数、防护等级作出明确规定，形成设计、仿真、试验和迭代相互衔接的研发流程。

在结构与机构设计领域，国外特种车辆普遍采用多点联动锁紧机构+梯度复合密封条组合方案。针对门板变形、压紧力不均问题，优化楔块联动锁止结构，保证密封全周受力均匀；密封条采用软硬复合结构，兼顾密封柔性与结构支撑性。同时结合长期实车数据划定不同工况下胶条最优压缩量

区间，有效规避动态行驶过程中的瞬时脱粘与渗漏问题。此外，国外已布局智能密封技术，通过内置传感器监测密封状态，实现故障提前预警，进一步提升装备可靠性。

1.2 国内研究现状

我国在密封材料研究方面，国内学者重点攻关橡胶环境适配性问题。谭桂斌等[5]系统梳理橡塑密封材料老化表征技术与发展趋势；麻守孝等[6]针对极端环境开展橡胶密封材料高低温、老化试验，量化不同胶料的性能衰减规律；国内多家单位针对海洋两栖车辆盐雾工况优化橡胶配方，添加耐蚀、抗老化助剂，提升胶条使用寿命[7]，同时逐步完善适配国内装备工况的材料评价指标。

仿真与设计技术层面，Abaqus、ANSYS 等非线性有限元软件在密封领域得到普及。国内主机厂与科研院所结合经典橡胶本构模型，对密封条截面、壁厚、中空腔结构开展参数化分析，提前规避应力集中、接触压力不足等设计缺陷[8]。袁磊等[1]针对特种车辆舱门开展密封结构优化，为工程设计提供实践参考。

工程应用领域，内蒙古第一机械集团、东风、一汽、陕汽等企业完成多款主力装甲、两栖车辆密封系统国产化配套[8]。针对老式装备渗漏问题开展锁紧机构改造、胶条更换等技术升级；在新一代战术越野车研发中，同步开展密封专项设计，结合场地试验、实车跑车试验持续迭代方案。试验设备方面，三维光学扫描仪、压力传感器、复合老化试验箱等检测装置全面普及，国内密封测评能力逐步对标国际水平，行业学术交流也加速了技术成果转化。

1.3 现有技术体系存在的短板

结合实车使用反馈与本次研究对象工况特征，国内特种车辆密封系统仍存在多项技术短板，也是密封失效的深层诱因。第一，设计过度依赖经验，压缩量与部件变形量化匹配不足。多数设计参考老旧车型参数确定胶条压缩量，未精准测量密封面平面度，忽略车辆长期振动造成的门板、胶条框塑性变形，导致理论参数与实际工况脱节。第二，多场耦合工况研究不足。现有仿真与试验多聚焦静态常温环境，对宽温域交变、复合老化、动态振动耦合工况分析欠缺，设计方案难以适配全域机动装备的严苛要求。第三，锁紧机构与密封系统协同性差。锁紧结构仅满足开闭功能，未从密封受力角度优化锁点布局，传统单点锁紧造成压紧力分布不均，形成大面积密封薄弱区。第四，材料评价体系不完善。部分车型仅依靠常温指标选型，未开展宽温域、多类型复合老化、压缩永久变形等系统性测试，橡胶材料耐环境能力不足，易出现早衰失效。第五，密封条截面通用化，专项优化程度低。多数采用标准通用截面，未结合车型压缩特性、受力特点优化中空腔、壁厚与接触构型，易产生应力集中、接触压力偏低等问题。

2 基于多尺度测评技术的密封失效原因分析

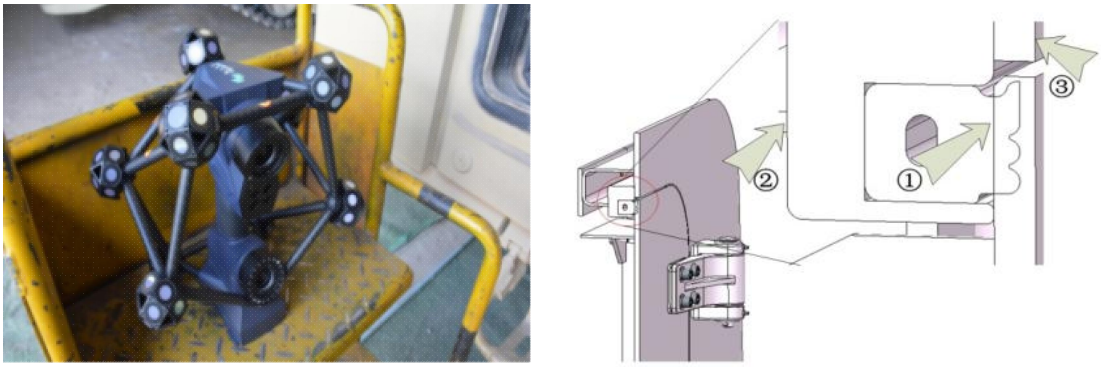
本文研究对象为水陆两栖特种车辆舱门密封系统，该装备长期在海洋环境、宽温域、振动冲击、复合老化工况下服役，现场多次出现渗漏、局部压力不足、胶条变形等失效问题。本次综合采用三维光学扫描、分布式压力传感、环境老化试验、CAE 有限元仿真等现代测评手段，结合半年实车跑车试验数据，从配合面变形、锁紧布局、材料性能、截面结构四个维度逐层溯源，剖析失效根本原因。

2.1 试验设备与测试方案

本研究构建了由几何形貌检测、压力分布测试、材料环境试验和结构仿真分析组成的综合测评流程，核心设备与用途如下：采用 HyperScanUltra 三维光学扫描仪（精度 0.02 mm）检测门板、胶条框平面度；选用 RX-D1609 薄片压力传感器，在密封全周布置 20 个测点，检测压紧力分布；利用高低温、臭氧、热空气、太阳辐射老化试验箱及压缩永久变形试验机，完成橡胶材料性能测试；基于 Abaqus 6.14 开展非线性有限元仿真，分析密封条应力与接触压力；通过半年实车跑车试验，模拟行驶振动工况，复测部件变形与密封性能。

2.2 密封配合面平面度与压缩量不匹配

密封胶条依靠压缩变形产生接触压力实现密封，胶条有效压缩量必须大于密封配合面总平面度误差，这是密封有效的基本条件。本次试验使用智能光学追踪扫描仪 HyperScanUltra（如图 1a 所示，测量精度 0.02 mm）测量胶条接触面各处的平面度。测量平面位置如图 1b 所示，分别为：①与胶条接触的门板；②安装胶条的胶条框；③与胶条框焊接的门板。通过测量结果，比较设计胶条压缩量是否大于门板与胶条框间平面度公差值。



（a）手持式三维激光扫描仪外观　　（b）测量位置

图 1　平整度测量

初始状态检测结果：①小门板平面度 1.46 mm，②胶条框平面度 1.36 mm，③大门板平面度为公差 2.69 mm，二者叠加总误差为 2.82 mm。车辆原始设计胶条压缩量为 3 mm，静态状态下可勉强满足密封要求。经过半年实车跑车试验，受持续振动与载荷冲击影响，部件产生塑性变形，复测数据显示：①小门板平面度 2.17 mm，②胶条框平面度 1.52 mm，③大门板平面度为公差 3.01 mm，总平面度误差增大至 3.69 mm。此时原 3 mm 压缩量胶条已无法填充密封间隙，形成永久性渗漏通道。

为验证压缩量的影响，分别装配 3 mm、5 mm 两种压缩量胶条开展压力测试。结果显示：3 mm 压缩量胶条在 5、6、7 等关键测点压紧力低于 0.1 kg，未达到有效密封载荷；结果如图 2 所示，更换为 5 mm 压缩量胶条后，全周测点压紧力均满足使用标准。由此确定：原设计压缩量未考虑部件动态变形，压缩量与平面度误差不匹配，是密封渗漏的首要原因，该车型合理压缩量区间为 4 mm～6 mm。

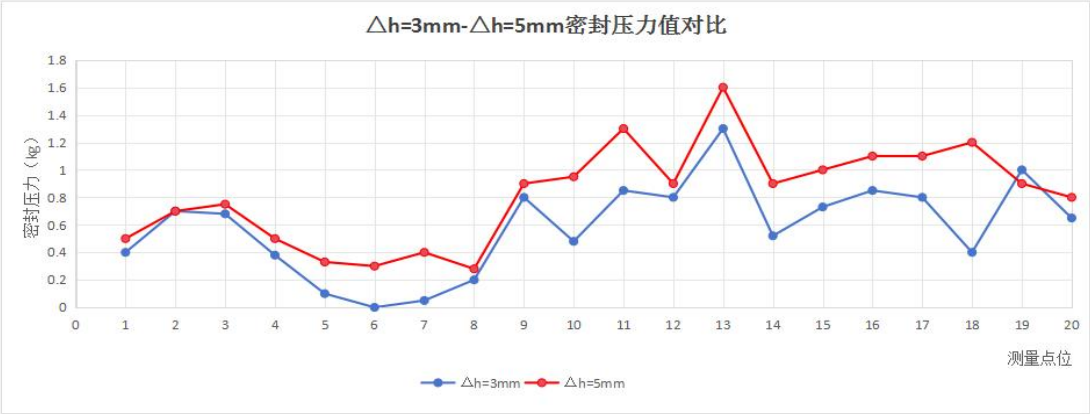


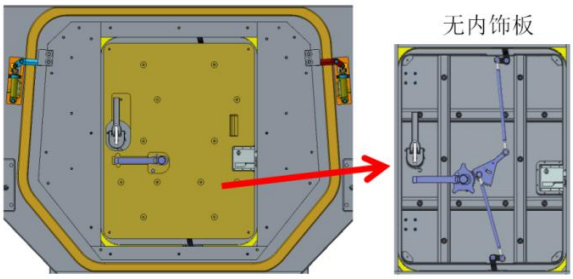
图 2　压缩量不同的胶条密封压力值测量

2.3 锁紧机构布局不合理造成压紧力分布不均

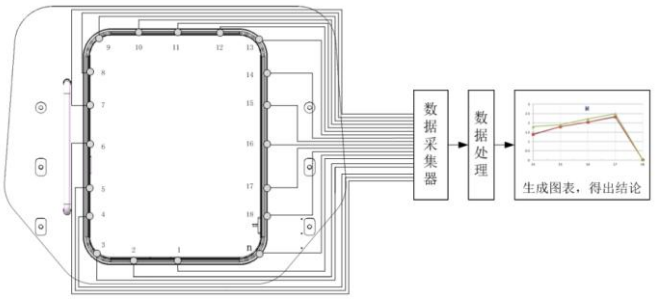
锁紧机构是密封载荷的来源，原车型采用撞锁与单侧连杆战斗锁组成的单点锁紧结构，门锁结构如图 3a 所示，设计仅满足舱门开闭功能，未兼顾密封受力需求。

在密封全周 20 个测点开展压力测试，如图 3b 所示，采用单点薄片压力传感器 RX-D1609 在胶条折弯处、合页处、门锁压紧处等关键位置均匀布置 20 个点位，逐点测量关闭尾小门门板与胶条间的压力分布。测量结果如图 3c 所示，开门侧 5、6、7 号测点锁紧前后压力无明显变化，该区域完全

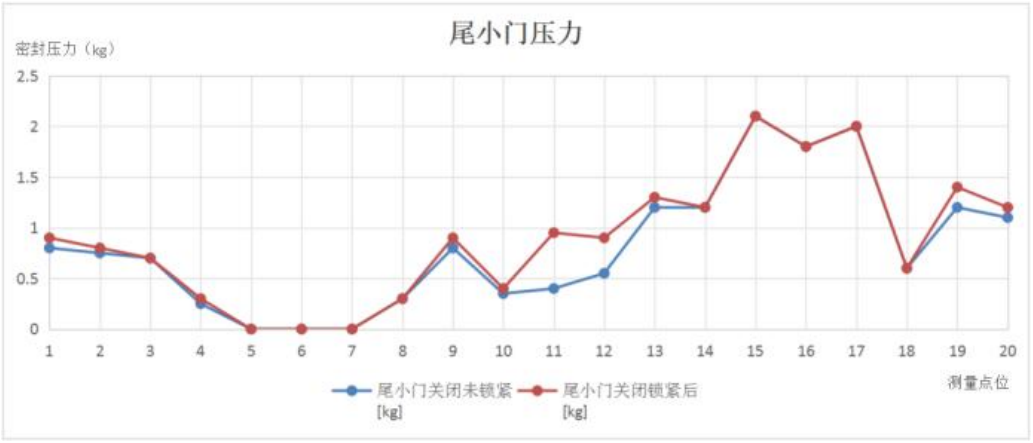
未被有效压紧；载荷集中在锁具附近区域，局部压力过大。优化前压紧力分布标准差达到 2.2 kg，受力离散性极强。从结构力学角度分析，薄板类舱门受单点集中载荷会产生弯曲变形，表现为一侧压紧、另一侧翘曲，合页、密封折弯处成为薄弱区域。同时连杆传动机构存在间隙，长期使用后松旷，进一步削弱压紧效果。单侧锁紧布局、力传递路径不合理，是密封受力不均、局部失效的核心因素。



（a）现有门锁结构



（b）压力传感器布置



（c）测量结果

图 3　前锁紧力优化

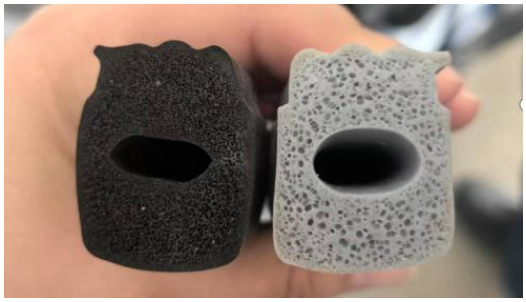
2.4 橡胶材料环境适应性不足引发胶条早衰

密封胶条为系统核心功能件，原车型选用硬质橡胶，为验证材料性能缺陷，本次选取软质、硬质两款胶条如图 4a，开展-55℃~70℃高低温、臭氧老化、热空气老化、太阳辐射老化、压缩永久变形五大对比试验。

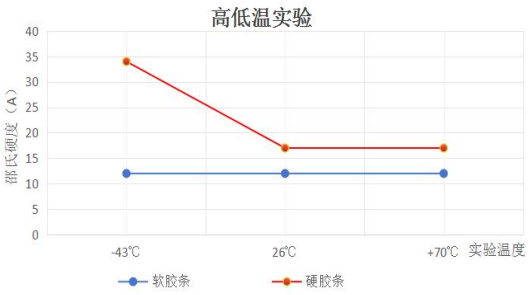
高低温试验中，硬质橡胶在低温下快速硬化、弹性骤降，易发生脆裂；高温环境下分子链加速老化，回弹性能变差；软质橡胶在全温域内性能稳定。复合老化试验结果显示，随着试验时长与辐射循环增加，硬质橡胶硬度增幅更大，表面更早出现裂纹，抗臭氧、抗氧化、抗辐射能力明显不足。在-40℃、23℃、70℃三个温度下的压缩永久变形试验表明，硬质橡胶变形率远高于软质橡胶，长期反复压缩后无法回弹，永久失效风险极高。

综合试验结论如图 4b、4c、4d、4e、4f 所示：原硬质橡胶材料耐宽温域、抗复合老化、抗压缩变形能力薄弱，在复杂工况下快速丧失弹性，出现硬化、变形、开裂等问题，属于典型的材料选型不当引发的长期密封失效。同时软质橡胶弹性模量更低，受压后形变更均匀，可有效降低折弯、合页位置的应力集中。

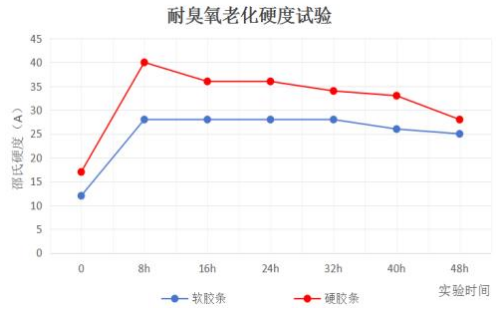
从胶条自身弹性模量考虑，胶条越软密封四周受到压力越均匀，尤其是折弯处的应力集中位置和合页处的应力集中越小，如图 5 所示，较软胶条压紧点压紧效果（密封均匀性）会更理想。



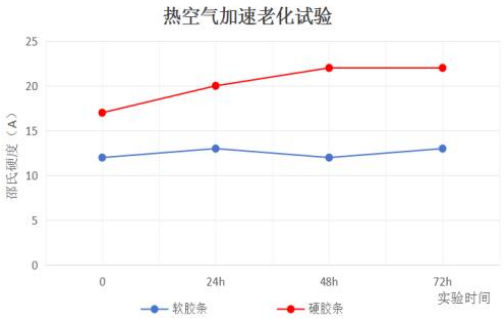
（a）胶条实物图



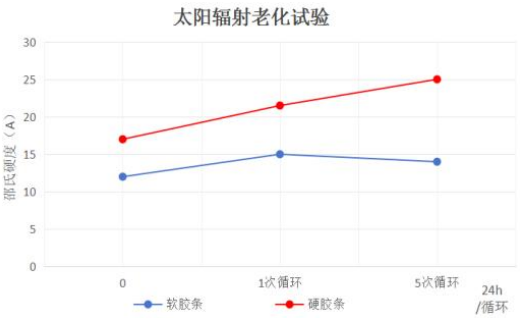
（b）高低温实验



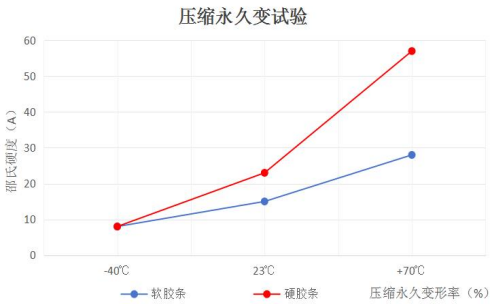
（c）耐臭氧老化硬度试验



（d）热空气加速老化试验



（e）太阳辐射老化试验



（f）压缩永久变形试验

图 4　胶条性能参数研究

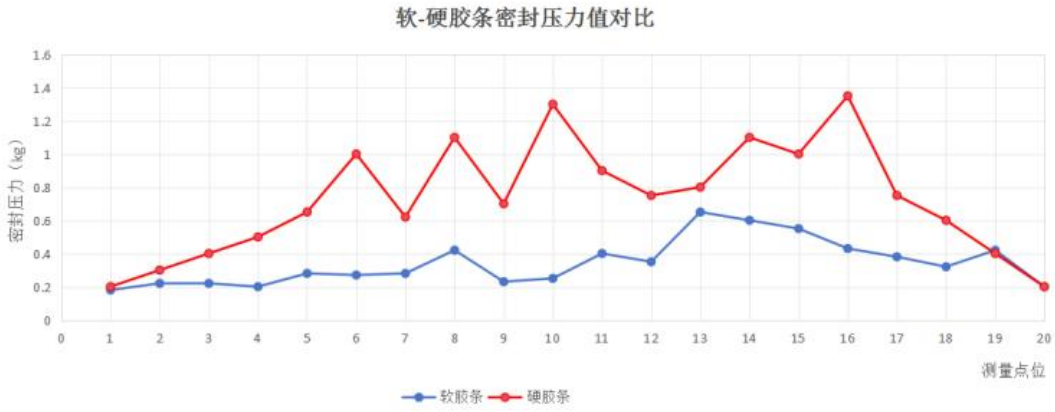
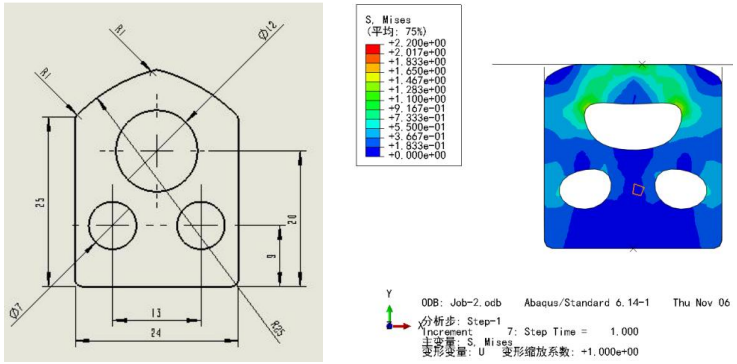


图 5　软-硬胶条密封压力值对比

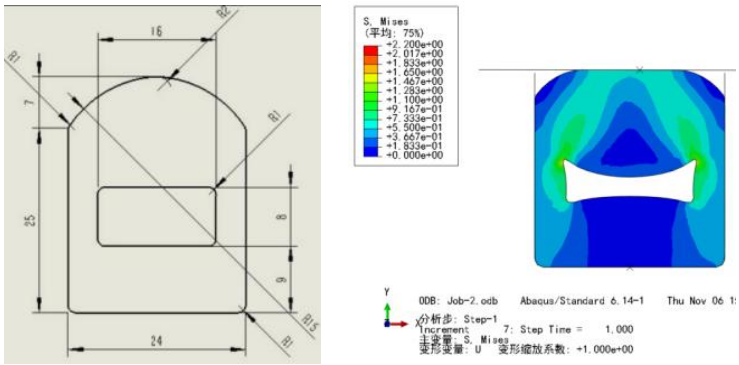
2.5 密封条截面构型缺陷导致应力集中与接触压力偏低

密封条中空腔尺寸、壁厚、接触形状直接决定压缩力学特性。原车型采用通用化截面，本次如图 6 设计 5 种不同中空腔、壁厚方案，以及平直、如图 6 棱型两种接触结构，通过 CAE 仿真开展对比分析。

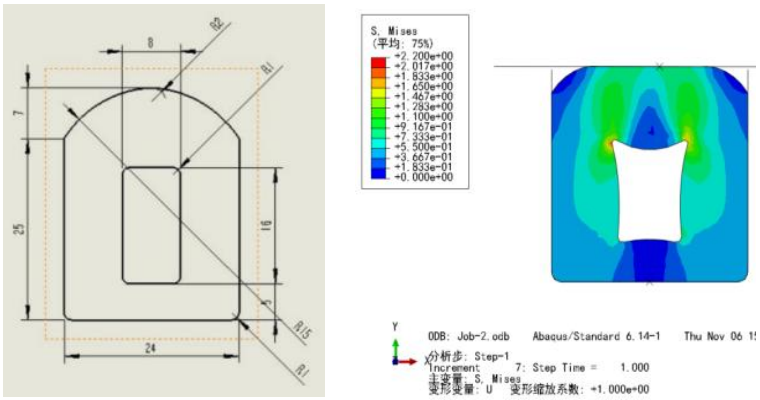
表 1 中五种中空腔截面仿真数据显示：case1 整体最大等效应力 0.4437 MPa，应力分布均匀；case2 至 case5 应力逐步升高，case4、case5 最大应力分别达到 1.6012 MPa、1.84 MPa，应力集中问题突出，长期交变载荷下易疲劳开裂。表 2 中在接触构型对比中，平直接触结构接触压力为 0.1624 MPa，顶部棱型结构接触压力提升至 0.3457 MPa。



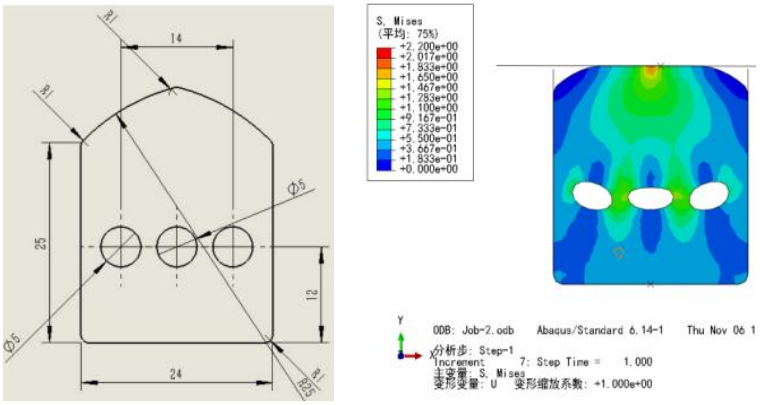
（a）case 1



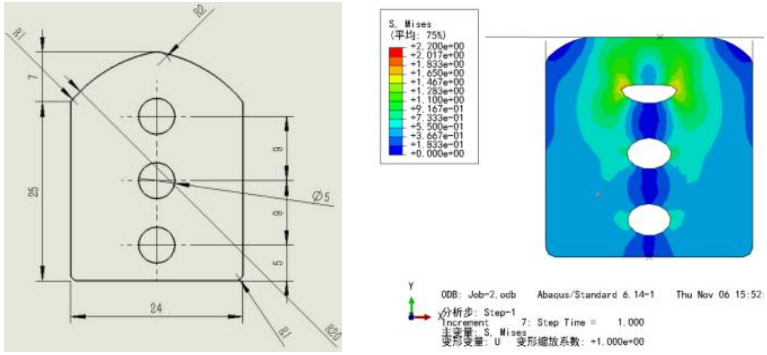
（b）case 2



（c）case 3



（d）case 4

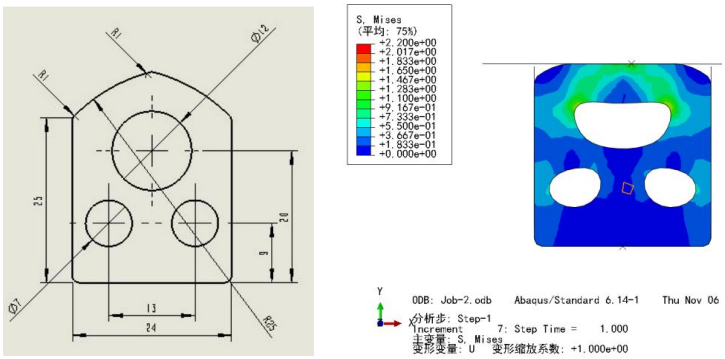


(e)　case5

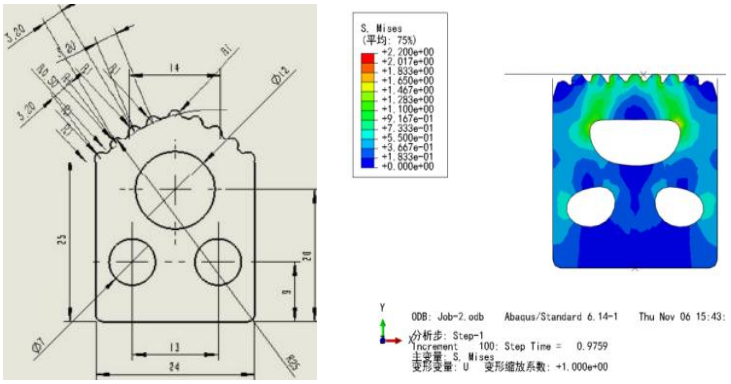
图 6　CAE 五种方案仿真结果

表 1　五种方案仿真结果-应力、接触压力

方案	整体最大应力 MPa	门板处最大应力 MPa	整体最大接触压力 MPa	门板处最大接触压力 MPa
case1	0.4437	0.1196	0.1624	0.1624
case2	0.8602	0.0713	0.1128	0.1128
case3	1.229	0.08695	0.1272	0.1272
case4	1.6012	0.1699	0.1589	0.1589
case5	1.84	0.09576	0.1611	0.1611



（a）case1



（b）顶部有棱

图 7　CAE 顶部有棱仿真结果对比

表 2　顶部有棱方案仿真结果-应力、接触压力

方案	整体最大应力 MPa	门板处最大应力 MPa	整体最大接触压力 MPa	门板处最大接触压力 MPa
case1	0.4437	0.1196	0.1624	0.1624
有棱	0.8002	0.5095	0.3457	0.3457

分析可知：原通用截面中空腔、壁厚配比失衡，压缩后应力集中严重，加速胶条损坏；平直接触面单位面积压力偏低，面对微小间隙时抗渗漏能力不足。截面未经过专项仿真优化，是局部疲劳损坏、密封能力不足的结构诱因。

2.6 综合失效原因总结

本次密封系统失效是多因素耦合作用的结果：长期振动造成密封配合面变形，原有胶条压缩量不足，形成渗漏通道；单点锁紧布局导致压紧力分布不均，放大密封薄弱区域；硬质橡胶耐环境性能差，服役过程中快速早衰；密封条通用截面应力集中、接触压力偏低，加剧局部损坏。四类问题相互影响、叠加恶化，最终造成密封系统防护性能全面下降。

3 密封系统综合优化方案与效果验证

针对上述失效诱因，以提升密封均匀性、提高接触压力、降低应力集中、增强环境适应性为目标，从压缩量、锁紧布局、材料、截面结构四个方面实施全维度优化，并通过试验与仿真完成效果验证。

3.1 密封压缩量优化

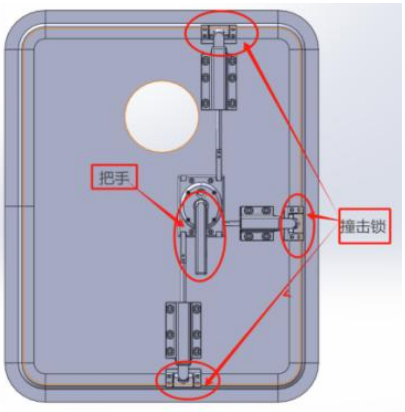
结合平面度变形数据与压力测试结果，将胶条设计压缩量调整至 5 mm，控制整体区间在 4mm～6mm，预留充足余量抵消部件动态变形；发泡胶条理论压缩量设定为 7 mm，压缩率约 22%，远低于

橡胶 40%极限永久压缩率，避免过度压缩失效；装配前对超差密封面进行校正，从源头减小配合间隙。优化后胶条可完全覆盖最大平面度误差，消除基础渗漏隐患。

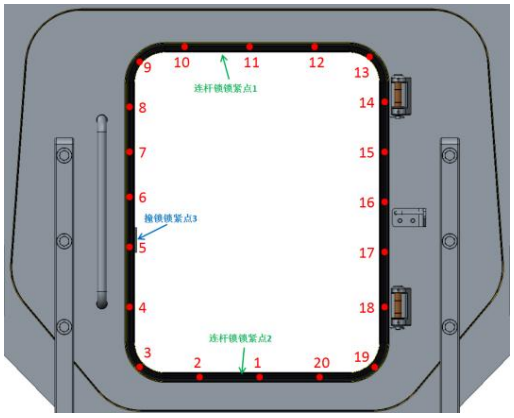
3.2 锁紧机构与布局优化

摒弃原单点锁紧结构，采用三处撞锁+三处二级联动楔锁多点锁紧方案如图 8a 拟采用 3 处撞锁，在舱门上下、远合页端均匀布置锁点，配备同步操纵机构，实现关门独立闭锁、开门同步解锁，优化力传递路径，将集中载荷转化为均匀分布载荷。

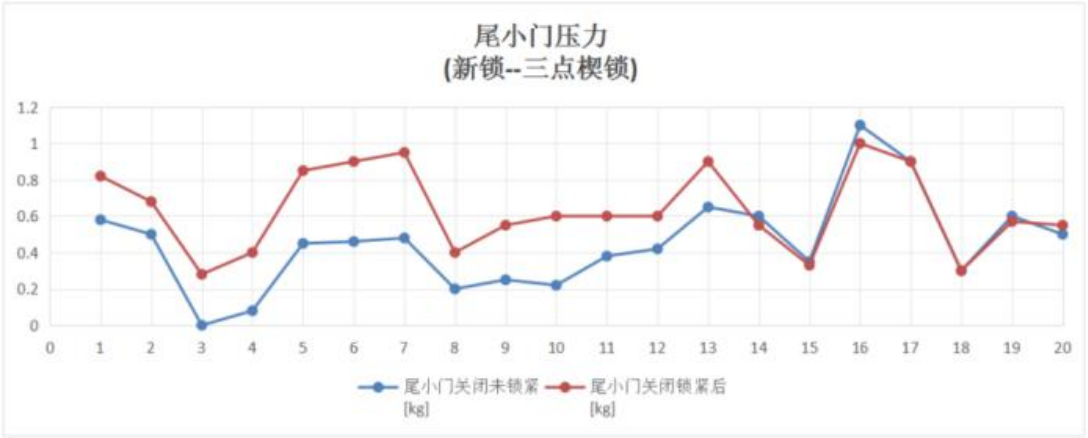
优化后重新开展如图 4b 所示全周压力测试，原低压测点压力显著提升，测量结果图 4c 所示，7 号测点压力差值达 0.47 kg，压紧力分布标准差由 2.2 kg 降至 0.6 kg，密封均匀性整体提升 45%，彻底解决局部压紧力不足问题。



（a）新门锁结构



（b）压力传感器布置



（c）测量结果

图 8　优化后锁紧力

3.3 密封橡胶材料优选

淘汰原有硬质橡胶，全面选用综合性能更优的软质橡胶材料。该材料在-55℃～70℃宽温域内弹性稳定，耐臭氧、热空气、太阳辐射复合老化性能优异，压缩永久变形率低，可适配数万次舱门开闭工况；同时低弹性模量可自适应密封面微小变形，降低应力集中，有效延长密封件使用寿命。

3.4 密封条截面构型优化

结合 CAE 仿真结果，选定 case1 截面作为基础结构，中空腔最大直径 12 mm，接触区域壁厚 6 mm，仿真显示最大等效应力 0.4437 MPa，可稳定控制在 0.45 MP 以下，有效规避应力集中；将平直接触面改为棱型接触结构，接触压力峰值由 0.1624 MPa 提升至 0.3457 MPa，接触压力峰值提升 53%，大幅强化密封抗渗漏能力。最终将优化后截面参数固化为专用设计标准。

3.5 整体优化效果评价

本次针对结构、锁紧机构、材料和截面构型的综合优化方案，经场地试验、涉水试验、高低温试验、长期跑车试验联合验证：密封均匀性、接触压力两项核心指标大幅提升，密封条应力水平控制在安全区间，橡胶材料环境适配性满足全域工况要求。优化后密封系统无渗漏、无异常变形、无胶条开裂问题，车辆隔水、隔尘、防腐蚀、三防等综合防护能力得到全面强化。

4 结论与展望

本文以提升特种车辆防护性能为目标，依托多尺度测评技术完成密封系统失效溯源与优化设计，得出如下核心结论：

密封系统是装甲、两栖特种车辆防护体系的重要组成部分，直接影响装备防护能力及整车可靠性，提升密封可靠性是强化装备实战效能的关键环节。该型车辆密封失效由四大因素耦合导致：部件长期振动变形造成压缩量匹配失衡、单点锁紧引发压紧力分布不均、硬质橡胶材料环境适应性差、通用截面结构应力集中且接触压力不足。综合实测数据确定，该类两栖特种车辆舱门胶条合理压缩量区间为 4 mm～6 mm；多点联动楔锁布局可使密封均匀性提升 45%，是改善压紧力分布的有效方案。软质橡胶在宽温域、复合老化、压缩回弹等方面性能更优，更适配特种车辆全域服役工况；经仿真优化的专用截面可将最大等效应力控制在 0.45MPa 以内，棱型接触结构可使接触压力峰值提升 53%。多尺度测评、失效分析、综合优化和试验验证相衔接的方法流程，有效解决了该型车辆密封失效问题，可为同类装备提供工程参考。

未来，结合特种车辆电动化、智能化、无人化发展趋势，后续可开展深化研究：一是开展动态流固耦合仿真，分析越野颠簸、高速行驶工况下的动态密封特性；二是研发集成传感单元的智能密封组件，实现密封状态在线监测与故障预警；三是研发新型复合密封材料，进一步提升耐老化、耐腐蚀性能；四是构建密封系统全生命周期性能衰减模型，实现密封寿命精准预测；五是推进舱门结构、锁紧机构、密封件一体化协同设计，兼顾轻量化与高密封性能。

参考文献：

[1] 袁磊,杜明欣,李敬有,等.车辆的高可靠和长寿命密封技术体系优化研究[J].橡胶工业,2023,70(12): 940-948.

[2] [2]OGDEN R W. Large deformation isotropic elasticity-on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids[J]. Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical and Physical Sciences, 1972, 326(1567): 565-584.

[3] [3]Yeoh O H. Some forms of the strain energy function for rubber [J]. Rubber Chemistry and Technology, 1993, 66 (5): 754-771.

[4] [4]ARRUDA E M, BOYCE M C. A three- dimensional constitutive model for the large stretch behavior of rubber elastic materials[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 1993, 41(2): 389- 412.

[5] [5]谭桂斌,范清,谭锋,等.橡塑密封系统摩擦学进展与发展趋势[J]. 摩擦学学报,2016, 36 (5): 659-666.

[6] [6]麻守孝,邓军,黎大健,等. 变电设备密封材料老化试验研究[J]. 电气应用, 2024, 43(1): 67-76.

[7] [7]刘璇,杨睿. 橡胶密封材料老化研究进展[J]. 机械工程材料, 2020, 44(9): 1-10.

[8] [8]黄兴,郭飞,叶素娟,等.橡塑密封技术发展现状与趋势[J]. 润滑与密封,2020,45(6) : 1-6.

基于内模控制原理的车辆智能跟随技术研究

高智宇　李佳欣　韩旭　渠志云　刘东生

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古包头 014030

摘　要：为了实现车辆的前车纵向跟随功能，提出了一种基于内模控制的车辆跟随控制方法。在该控制方法下，智能控制系统通过车载传感器所获取的前车速度与位置信息，使车辆达到期望的跟随状态。系统采取多传感器融合的目标检测与跟踪技术，通过自主决策规划路径与前车建立紧密联系。内模控制方法可控制智能车辆对前车进行良好的跟随，同时保持安全的行车间距。

关键词：内模控制；多传感器融合；车辆跟随；自主决策

前言

近年来，随着智能交通行业的发展，车辆协同控制技术已成为改善道路交通行驶安全性的主要研究目标。其中，纵向控制技术是车辆协同控制的重要组成部分，一直被作为能有效消除驾驶员不稳定性因素、实现更小更安全车间距的方法而得到关注[1]。现有的智能跟随技术在精度、稳定性和适应性等方面仍存在一定的局限性，难以满足日益增长的复杂应用需求[2]。因此，研究一种内模控制原理的智能跟随技术，具有重要的理论意义和实际应用价值。

内模控制原理是在闭环反馈控制系统中植入一个与外部信号动态特性相匹配的内部模型，以此来实现对外部信号的高精度跟踪和干扰抑制[3]。这种控制方法通过内模模型对外部信号的精确描述，使系统能够更加准确的预测和响应外部信号的变化，从而有效提高系统的跟踪性能和抗干扰能力。

1 基于多传感器融合的目标检测与跟踪

基于“检测-跟踪”的范式，采用一种鲁棒的相机—激光雷达融合的多目标跟踪方法。首先，检测出场景中的动静态目标，回归 2D 框和 3D 框，并提取目标表观特征，然后将目标检测结果送入跟踪器，在三维空间中进行运动预测推理，计算关联亲和度矩阵，使用加权二分图匹配算法实现数据关联，经轨迹更新模块后输出目标的轨迹。动态目标跟踪方案如下图所示。

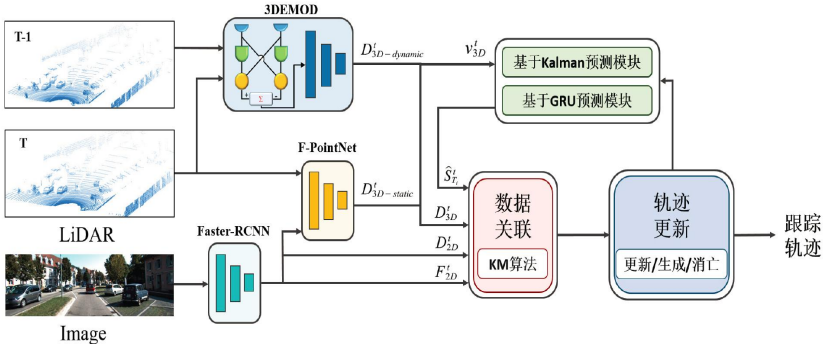


图 1　动态目标跟踪方案示意图

由于激光雷达点云相对稀疏、排列无序、空间分布范围大、纹理信息匮乏，且点云密度呈现近密远稀的特点，三维目标检测难度远远大于基于图像的二维目标检测。针对场景中的静态物体，本文直接利用图像与点云融合的 F-PointNet 算法进行三维空间的目标检测。该算法将二维图像目标检测结果作为先验引导信息，根据相机—激光雷达参数将图像中的物体 2D 框投影到三维空间形成锥截体，如下图所示，然后利用 PointNet 网络在锥截体空间内进行目标检测。该算法发挥了二维图像

目标检测优势，有效抑制了由点云稀疏性导致的漏检测和误检测，降低了基于点云目标检测的搜索空间，提高了检测效率。

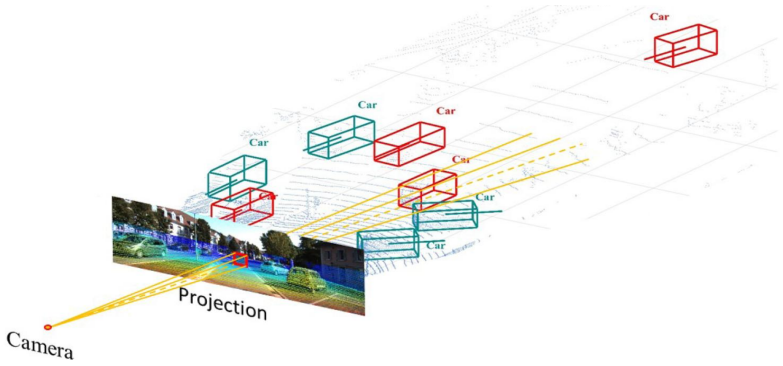


图 2　图像-雷达相互投影示意图

多传感器融合是通过接收环境感知传感器的数据并将其进行一系列的处理来获取最终的融合输出，并按照一定的规则对其进行目标匹配、传感器观测数据选择、目标跟踪等处理，最后再输出稳定的融合结果[4]。多传感器融合的环境检测结果如下图所示。

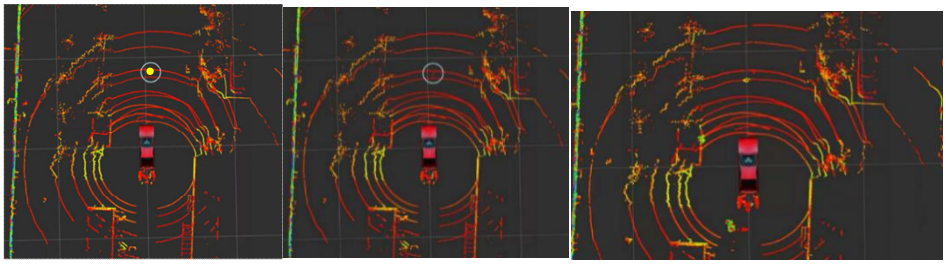


图 3　多传感器融合结果示意图

全局规划技术主要用于解决车辆路径规划的 Routing 寻径问题，即解决车辆“朝哪条路上行驶”的问题。虽然也是要解决从 A 点到 B 点的路由问题，但由于其输出结果并不是为实际的操控人员所使用，而是给下游的行为决策（Decision）和轨迹跟踪及控制（Planning & Control）等模块作为输入，其路径规划的层次要更加深入到车辆所使用的高精地图的路径级别。全局规划的路径是由一段段的路线组成，其中的箭头线段代表高精地图级别的道路划分和方向。lane1,lane2,……构成了一条 Routing 输出的路由片段序列[5]。该技术即用于解决车辆应该选择哪些条 Lane 作为组合，从而完成从 A 点到 B 点全局导航的问题，如下所示。

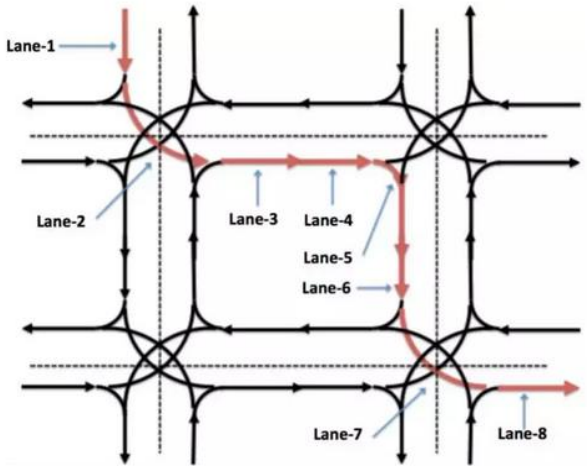


图 4　全局规划

信息融合定位技术主要用于解决“车辆在哪里，车头朝向哪里”的问题。定位技术的主要实现

方式包括：“卫星定位、视觉定位、激光雷达定位、里程计定位”等四种定位方式，在不同的环境中表现各不相同。在大型开放的环境中，基于卫星的定位方式能给出精度较高的全局定位结果；当处于卫星定位受限的环境中时，视觉、激光雷达和里程计三种方式中激光雷达定位方式在稳定性和定位性能上高于其余两种定位方式。因此，本文定位系统选用北斗卫星系统与本地激光雷达定位系统两种定位方式作为主要部分。在必要的时候其它的定位方式也可以加入到正常的车辆位姿估计中。

卫星定位方式是直接收取北斗等信号，获取车辆的经纬度坐标、车速、航向角等信息，在大多数情况下，卫星定位方式的精度都比较高，刷新率也很高，满足车辆的定位技术需求。当卫星的信号偏弱时，则通过实车的激光雷达传感器数据，对车辆周围的环境进行估计，提取相应的特征，然后将此特征物分布与高精度地图完成匹配，从而实现对自车位姿的估计。下图中，绿点为障碍物地图，红点为特征物地图，蓝线为车辆的位姿估计结果，显示出了很好的定位精度，从而完成车辆自主避障。

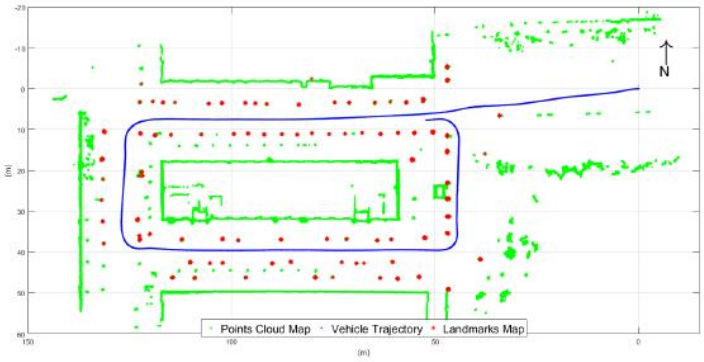


图 5　基于激光雷达的实车高精度地图与定位结果示例

2 基于任务驱动的一体化全域自主决策规划技术

基于任务驱动的一体化多地形自主决策规划方法是车辆环境感知多帧数据关联、多传感器时空信息融合、运动控制等模块稳定运行的基础。运动规划分系统利用驾驶员下达任务文件、远程操作指令或本地操控动作确定期望跟踪目标，利用导航定位系统获取位姿信息，利用环境感知时空信息融合获取平台周围环境信息，利用决策规划算法实现运动行为决策、局部轨迹规划，总体架构如下所示：

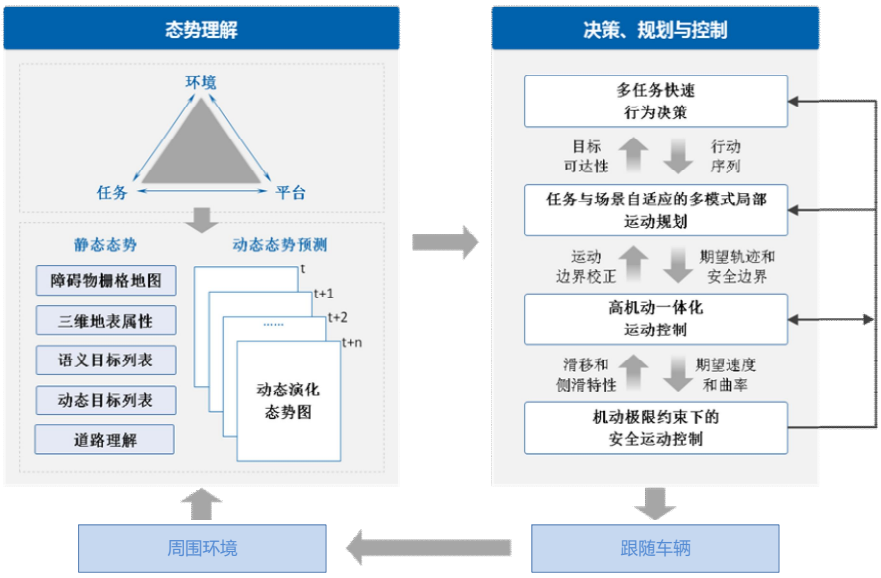


图 6　自主行为决策与运动规划总体架构

行为决策技术解决车辆在行驶过程所有瞬间，如何实时控制好车辆行为的问题。行为决策在对感知到的周边物体预测轨迹的基础上，结合车辆的路由意图和当前位置，对车辆做出最合理的决策和控制，实现车辆行驶路径的合理规划[6]。需要对一个短暂时间 t 内从 A 到 B 的中间路径点做出合理有效的规划，包括选择途经哪些具体的路径点，以及到达每个路径点时，车辆的速度，朝向，加速度等，轨迹规划如下图所示。

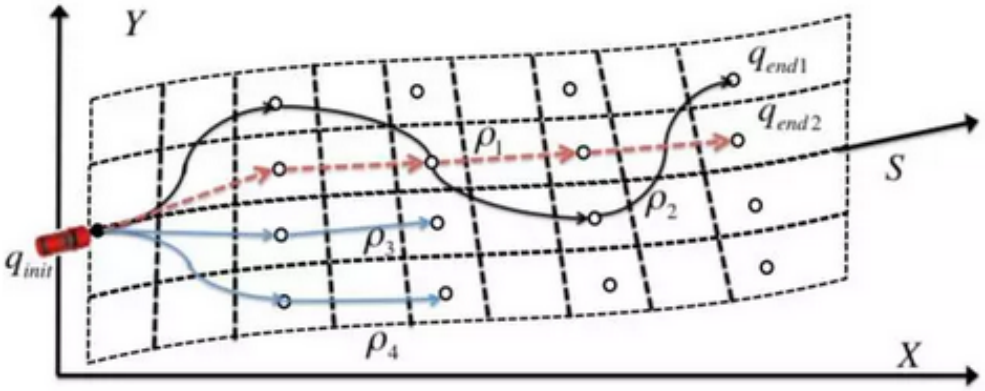


图 7　轨迹规划

本文采用基于目标特征提取的机器学习方法对障碍物进行检测与跟踪。同时利用激光雷达数据，进行多尺度融合，产生累积雷达数据地图，通过动态分类，产生静态障碍物。更进一步利用基于车道信息的多模型运动跟踪，提取动态目标列表；利用视频数据辅助进行动态目标检测，提高运动目标跟踪的准确度；最后将动态障碍物从静态障碍物地图中减去，就可以得到相对完整的行驶环境动态感知结果，从而完成障碍物绕行[7]。

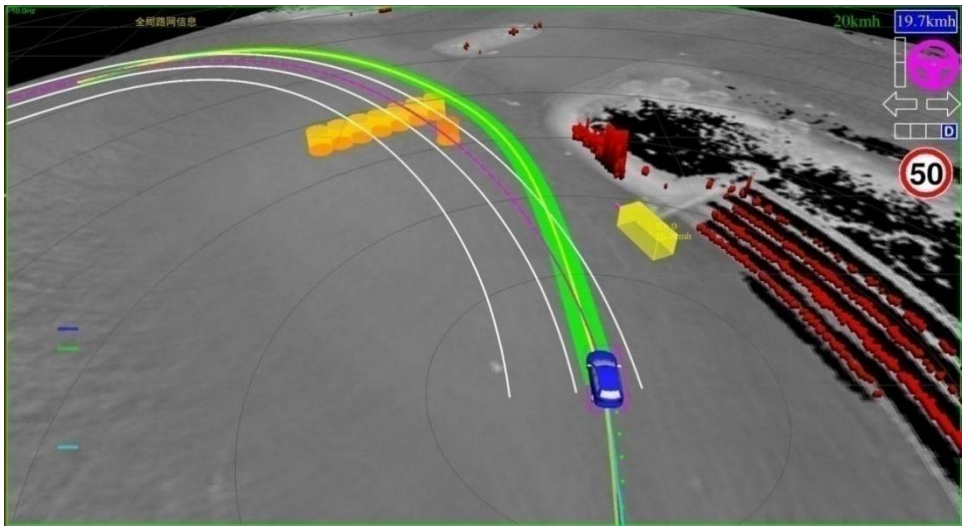


图 8 自主避障

3 智能跟随技术

车辆在行驶过程中，环境感知系统对激光雷达、毫米波雷达、视觉相机和导航定位系统进行数据采集，环境感知控制器对数据进行融合，将车姿信息等信息传递给自主规划决策与运动控制控制器。自主规划决策与运动控制控制器根据环境感知控制器所感知到的相关信息判断车辆与周围环境的相对位置信息，并将车速、相对速度、加速度等信息下发给底盘控制器，底盘控制器向车辆各子执行机构发出控制指令，结合车辆状态，控制车辆实际加速度达到期望加速度，进而完成车辆的智

能跟随功能。

车辆跟随引导对象过程包括启动、跟随及停止三个过程，两个系统相互配合过程中存在协同操作。在车辆启动过程中，车辆和引导对象均处于正常状态时方可同时运行，防止出现引导对象准备好先行运行，而跟随车辆未准备好使得跟随目标丢失。在运行过程中，当出现车辆和引导对象任意一个产生故障等突发状况时，需要同时紧急停止。另外当跟随过程中跟随目标丢失时，通过无线通信信息控制跟随车辆与引导对象回到正常状态。在运行过程结束时，车辆和引导对象均处于停止状态。

车辆协同过程中，两车必须可以得到对方的运行状态，从而可以判断当前运行状态是否是稳定跟随状态。本文通过电台传输模块实现两车信息传递，从而使两车辆实现双向通信。根据当前车辆协同运行中的不同状态，需要设置两车辆中可识别的命令码，当检测到相关命令时车辆进行相关操作。如下图所示是智能跟随控制流程。

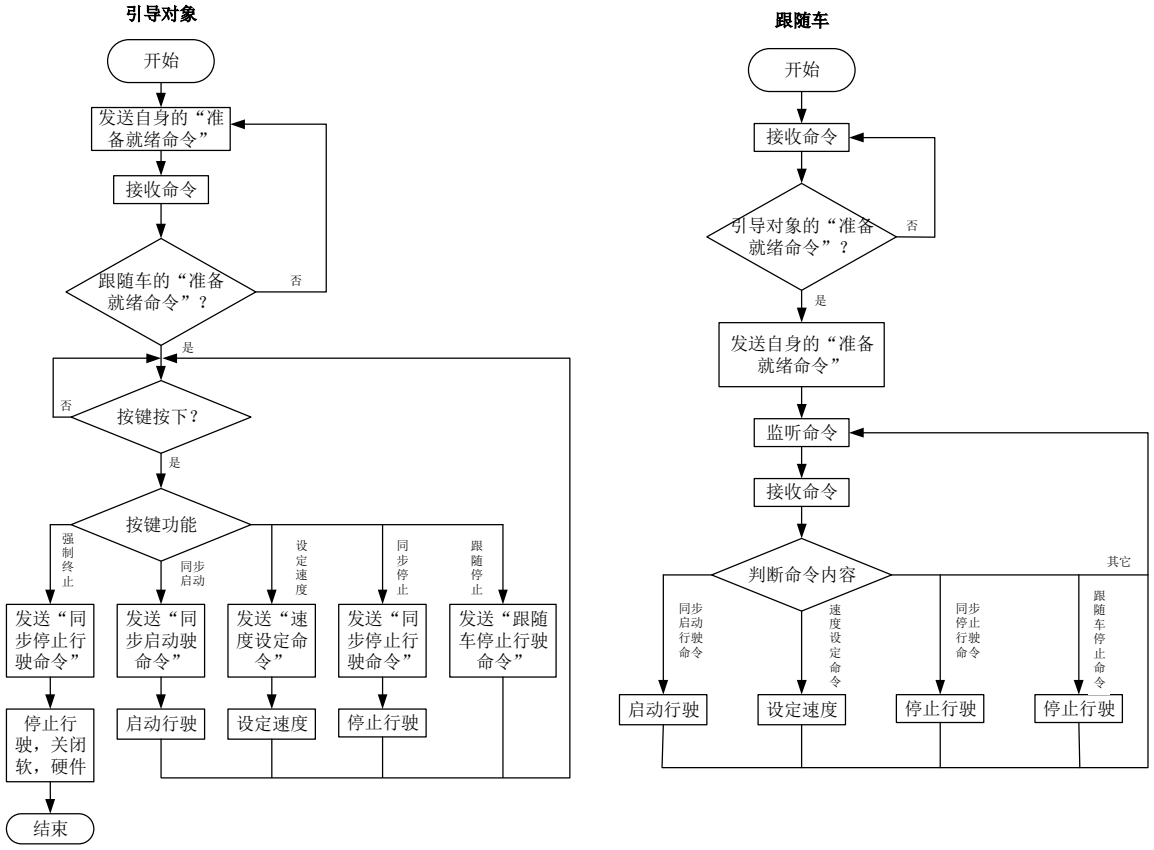


图 9　智能跟随控制流程

在智能跟随中，车辆的纵向运动控制的目的是要通过对其油门、刹车等执行机构的控制，使车辆按照一定的速度或加速度行驶，从而与引导对象保持期望的跟随距离，如下图中引导对象可以是任务人员或者其他车辆。

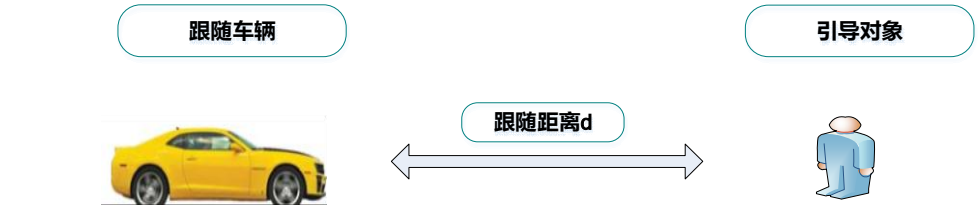


图 10　智能跟随纵向运动控制示意图

基于对车辆跟随行驶过程中安全性、可靠性以及任务执行高效性的考虑，将智能跟随控制策略

划分为固定跟随距离策略、固定跟随时间间隔策略和固定安全因子策略三种情况[8]。其中，固定跟随距离策略是最直观的跟随策略，它要求跟随者与引导者之间始终保持指定的跟随间隔;固定跟随时间间隔策略中，跟随者与引导者的物理距离随着跟随者的速度线性变化，因此其等效的跟随时间是固定的;固定安全因子策略中，跟随者与引导者的物理距离是跟随者速度的二次函数，因此跟随距离正比于安全制动距离。三种跟随策略从不同的角度和需求出发，最终都反映到对跟随距离的不同要求。车辆主要采用第一种策略，即固定跟随距离策略。

车辆纵向控制最典型的应用是自适应巡航控制，多采用分层式设计：上层基于跟车行为特性、道路行驶环境等输出期望加速度；下层通过对节气门、制动器切换控制，使得车辆实际加速度能够实时追踪上层期望加速度[9]。根据行车工况的不同，自适应巡航控制工作模式有：定速巡航、稳态跟车、瞬态跟车、快速接近和主动避撞等，多模式设计的难点在于工况精准辨识、模式最佳匹配及模式平稳过渡。

PID 控制算法被应用于车辆定速控制及固定车距保持，通过零极点配置选取控制参数，该控制方法动态响应速度较快。按照固定跟随距离策略的要求，车辆应当始终与引导对象保持固定距离，这一要求实际上就是对车辆的速度、加速度随时间的变化规律提出了相应的要求[10]。根据智能跟随定速控制和固定车距需求，设计了如下图所示的基于 PID 控制的车辆智能跟随纵向运动控制器算法，用来实现车辆的智能跟随。

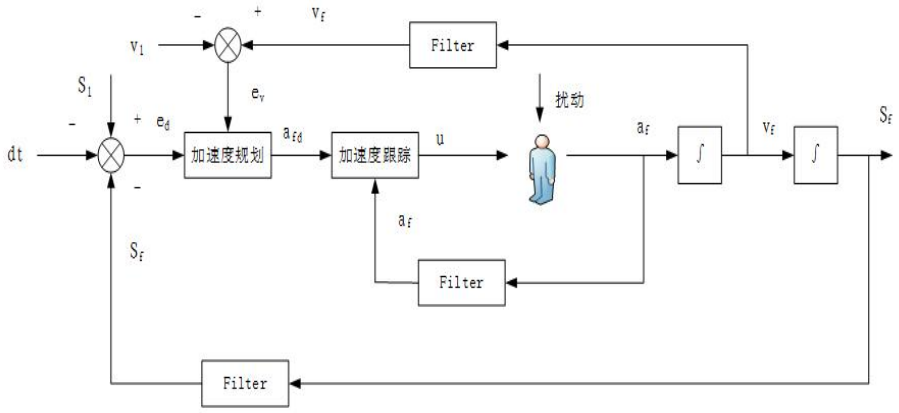


图 31　车辆智能跟随纵向运动控制器

图中，Sl，Sf 分别对应引导对象和车辆的位移，dt 是期望的跟随距离，因此跟随距离偏差 ed= Sl—Sf—dt；vl,vf 分别为引导对象和车辆的运动速度，车辆相对引导对象的相对速度为 ev=vf—vl；af 为车辆的实际加速度；u 表示车辆的控制输入，在不考虑车辆的档位变化时，控制输入为油门或刹车。车辆纵向运动控制器由加速度规划和加速度跟踪两个环节组成。其中，加速度规划环节根据跟随距离偏差 ed 与车辆相对引导对象的相对速度 ev，规划出车辆当前应该具备的加速度 afd；加速度跟踪环节根据加速度规划模块输出的期望加速度 afd 和车辆当前的实际加速度，输出适当的油门或刹车控制量，以控制跟随车辆按照期望的加速度运动。加速度规划环节是一个外层的反馈环路，负责处理跟随距离误差、相对速度偏差等运动学层面的关系；加速度跟踪环节是一个内层的反馈回路，负责处理平台运动过程中的各种动力学层面的扰动；两个环节通过平台的加速度衔接起来。

在本文的跟随纵向运动控制器中，加速度跟踪环节采用速度跟踪控制中的内模控制结构。内模控制结构建立在内模原理基础上，内模原理指出只有当控制器包含了被控对象的某些特性时，才能实现精确控制。采用如下图所示的典型自适应控制结构，通过自适应算法的调节，当控制器始终等于被控对象的逆时，那么控制器与被控对象的级联对应的传递函数的增益就为 1，实现系统输出信号与输入的参考信号同步比较。

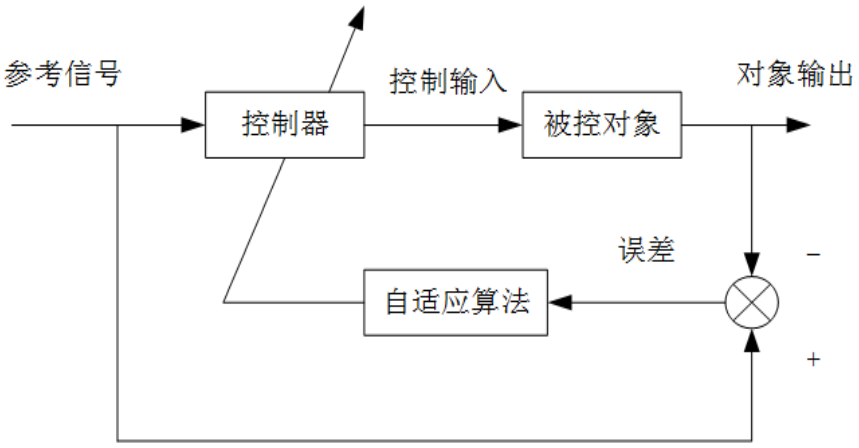


图 12　自适应控制结构

本文的控制器设计中采用了基于上述思想的内模控制结构，如下图所示。

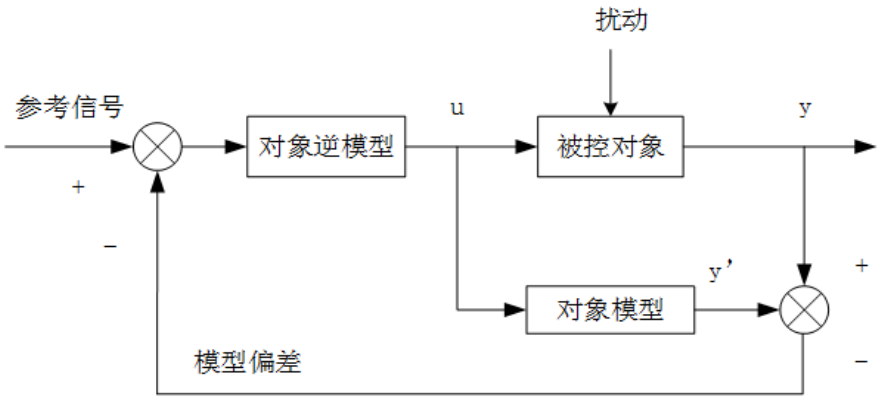


图 13　内模控制的基本结构

在这种控制结构中，控制器始终是对象模型的逆，即逆模型，因此它是一种基于模型的控制器。同时，针对系统运行过程中存在扰动的问题，对象的正向模型用来估计模型与实际系统的实时偏差，并将偏差反馈作用于参考信号上。这种控制器设计方法中，只需要离线建立好对象模型，而不需要实时辨识[1]。在本研究中，参考信号便是期望加速度。由于车辆纵向系统包括发动机、变速箱、轮胎等部件，其中存在较强的非线性和较大的延迟。其完整的机理模型十分复杂，涉及到较多的自由度，相关的参数也难以标定，而且过于复杂的模型不利于控制系统的实时运算，因此本文不采用机理模型，而使用车辆纵向系统的非参数模型。根据直观的经验，在不同的速度下，施加相同的油门或刹车，车辆会生生不同的加速度。因此，我们将整个纵向系统当作一个黑箱，并认为车辆的加速度 af 是当前速度 vfc 和控制输入 uf 的函数，如下式所示。

$$a_f=F(v_{fc},u_f) \tag{1}$$

该数值模型可通过在标称环境中进行离线实验，并采集各种速度、控制输入下的加速度来确定。

4 结论

本文针对智能车对行人或前方车辆等目标进行自动跟踪跟随的技术进行研究，通过环境感知与自主决策实现路径规划，通过建立精确的数学模型和设计有效的内模控制器，实现了跟随车辆对跟随对象的高精度跟随。未来对对车辆纵向控制可以进一步优化系统性能，提高其在更复杂环境下的适应能力。

参考文献：

[1] 章军辉,陈大鹏,李庆.车辆跟随控制系统研究现状及发展趋势[J].计算机科学,2020,47(08):245-254.

[2] 关志伟,丁建峰,闫光辉.基于安全距离模型的车辆跟随控制策略研究[J].汽车技术,2019,(06):36-40.

[3] 丁建峰,关志伟,杜峰,等.基于安全距离模型的车辆跟随控制与仿真[J].天津职业技术师范大学学报 2017,27(03):24-29+33.

[4] 袁苏哲,张祥.基于模糊控制的车辆自动驾驶前车跟随控制方法研究[J].装备制造技术,2017,(11):168-169.

[5] 甯油江,赵津,张秉坤,等.基于汽车车辆跟随距离智能控制仿真[J].计算机仿真,2017,34(09):146-150.

[6] 周伟,李军.自动驾驶车辆避障路径规划研究综述[J].汽车工程师,2018,253(5):55-58.

[7] 李志慧,钟涛,赵永华,等.面向车辆自主驾驶的行人跟踪算法[J].吉林大学学报（工学版）, 2019, 49(3): 680-687.

[8] 郑雁南.基于滑模控制的跟随车辆纵向研究[J].农业装备与车辆工程,2022,60(04):103-107.

[9] 王铖,刘中姐,袁新枚,等.智能车辆自动跟随控制的目标跟踪算法研究[J].汽车技术,2020,(07):1-6.DOI:10.

[10] 陶毅,张军.基于一般化内模结构的反应釜自抗扰控制[J].机械工程与自动化,2025,54(01):198-199+202.

[11] 董昱辰,高伟男,姜钟平.基于分布式自适应内模的多智能体系统协同最优输出调节[J].自动化学报,2025,51(03):678-691.

探索非充气轮胎技术在陆空两栖无人平台上的应用

侯智婕，曹立，陈科，杨瑞，高俊峰，彭淑敏

（1.内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古包头，014030；
2.特种车辆设计制造集成技术全国重点试验室，内蒙古包头，014030）

摘　要：简析国内外陆空两栖无人平台发展现状，通过对其路、空实现模式的分析，得出相应技术的关键特征、构型特点、对比与传统陆空两栖无人平台结构的优缺点，提出基于非充气轮胎技术实现基础的可重构式陆空两栖无人平台技术，建立双作用特性非充气轮胎仿真模型，将飞行模态的驱动器旋翼与路面模态的驱动器车轮进行功能融合性设计，消除了传统陆空两栖无人装备驱动器的单模态冗余结构，满足陆空双域复杂环境下的多任务作战能力，并对其发展趋势及应用前景进行分析。

关键词：陆空两栖；无人平台；非充气轮胎；功能融合；仿真分析

引言

无人装备技术发展日新月异，在俄乌战争中的表现尤为亮眼，其用途覆盖侦查、运输、打击等多维度作战模式，以其机动灵活、小巧隐蔽、成本低廉的特征，全面立体增加了作战人员的环境感知，丰富了战场火力打击种类，减少了战场中士兵的伤亡，从根本上改变了现代战争的作战模式。

陆空两栖无人平台兼具飞行器高速、高灵活性的技术特征与无人车高通过、高承载的技术特征，使其具备遂行多领域、多维度作战任务的能力，进一步拓展无人装备的应用范围。欧美等国家对陆空两栖无人平台的研究起步较早，其中有代表性的包括以色列 F-Star 陆空机器人，同时具备飞行及路面两套动力系统，切换驱动源即可便捷实现转换；法国 LVM496 飞行摩托、英国南安普顿大学“B”机器人，其技术特征是轮式行走装置轴测并联旋翼式飞行装置，通过调整连接臂的位置以及切换动力源实现陆地模式与飞行模式的转换；瑞典 Linnaeus 概念平台陆地采用履带式驱动机构，两栖转换方式与上述几种基本相同。国内陆空两栖无人平台技术发展十分迅速，具有代表性的主要有北京理工大学、长春工业大学研制的两栖机器人，同样采用两套动力系统的结构模式进行陆、空两种模态的切换。



法国 LVM496 飞行摩托



以色列 F-Star



英国“B”机器人



瑞典 Linnaeus




轮式两栖机器人　　仿生足两栖机器人

图 1　国内外陆空两栖无人平台技术方案

现有陆空式两栖无人平台飞行与地面行走模态的实现形式，均采用相互独立工作方案，即飞行模块采用独立双旋翼或四旋翼桨叶驱动，行走模式采用轮式、履带式或足式行走结构，两者随使用环境需要进行模态切换，且不同模态间不发生相互影响，在一种模态的机构使用时，另外一种模态机构处于冗余状态。此类设计方案可视为一种简单的双模态机构叠加组合装置，在实现功能的前提下，降低了系统的设计、控制的复杂性，转换机构设计更外简单，这种设计模式也造成了在任意一种模态下均存在的冗余结构，使该这种设计方案在任何一种模态下均无法实现最优性能。




图 2　陆空两栖机器人转换模态

1 基于多功能车轮的陆空两栖无人平台技术设计思路

本文研制一种适用于多领域作战的陆空两栖装备，具有结构紧凑、机动性强等特征，适用于现代战争环境下的多域复杂作战任务。以轮式行动系统为陆地行走机构配合多旋翼式飞行机构，采用集成化思维实现陆空两栖模态的适用性。该无人平台具有良好的空中飞行能力，可实现高空大范围俯视侦查，并具备良好的非结构地域适应能力，实现多地域工况的侦查、运输、打击等任务。

该陆空两栖平台研发的主要思想是将飞行模态功能模块与陆地模态功能模块相融合，形成一种双作用特性模块。通过对各种陆地机动平台进行分析，相对履带式行走模式、仿生足式行走模式，以车轮为特征的轮式行走模式与旋翼式飞行模式的融合度最优，因此本文主要论证研发双作用特性车轮，使其兼备陆地轮式行走与空中旋翼飞行功能，并基于该项核心技术，研制陆空两栖无人平台。

轮式行走机构车轮的旋转方向与旋翼式飞行器的旋翼旋转方向不同，因此需要通过驱动方向转换机构，实现两种驱动状态的切换，在对适用于轮式行走机构的悬挂系统分析中，纵臂式独立悬架方案的机构形式、摆动方向相对更适应于本平台所需的驱动方向转换机构，因此作为本文论证方案悬挂系统的优选结构。



图 3　纵臂式独立悬架行走机构无人平台

旋翼式飞行器的动力源一般采用高速电机直驱形式，纵臂式独立悬架或同模式的摇臂式悬架无人地面平台可选用机械驱动、电机驱动两种模式，如实现本方案所述的驱动方向转换机构，可同样选用电机直驱模式，以此作为该陆空两栖平台的双模态动力源，并根据不同模态驱动的需求，在内部设置高速、高扭矩驱动转换机构。

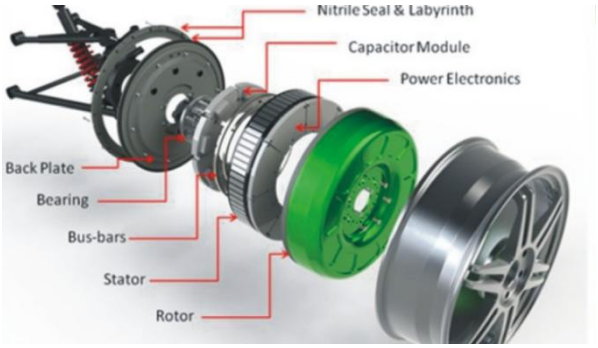


图 4　轴向直驱电机模式

为满足其具备一定的战场环境适应力，空地全域作战能力，结合拟定任务剖面，对陆空两栖平台研发技术参数进行预设，如表 1 所示：

表 1　陆空两栖无人平台预设技术参数

技术参数	数据
外形尺寸/mm	800×300×300
自重/承载/kg	100/50
旋翼/车轮数量/个	4

2 非充气轮胎的构型设计

地面行驶车辆中普遍应用的传统式车轮一般为内充气结构，以轮胎内部气压保证车辆承载载荷同时承担一部分缓冲减振能力。该类型轮胎内腔气室容积直接影响轮胎特性，但采用气体作为承载、缓冲介质的轮胎具有体积大，单位面积效能低的特点，使得这一类型的轮胎无法同时实现内置大回转面积旋翼桨叶的设计结构。因此为保证车轮内置旋翼结构，且在飞行模式下的旋翼桨叶有足够的升力面积，在对比多款不同型号、结构的车轮结构后，以非充气轮胎为结构基础，开展双特性非充气车轮构型研究，如图 5 所示：



图 5　非充气轮胎结构

非充气轮胎按照结构一般可分为行驶面、轮辋、支撑面三个组成部分，行驶面是与路面接触为车辆提供驱动力、制动力的部分，胎面花纹、结构与充气轮胎类似，相对充气式轮胎行驶面的支撑圈需要具有更高的周向刚度，以弥补原充气轮胎胎内气压提供的支撑力；轮辋一般为轻质金属材料，连接两栖平台的驱动机构与非充气轮胎，相对传统结构轮辋，为了预留出更大的旋翼回转空间，轮辋需要设置相对更小的空间，为实现这一目标，需要将传动系统的减速机构及制动机构移出轮辋；支撑面是非充气轮胎主要技术特征，用于代替原轮胎气压保持结构以提供支撑力与缓冲力，支撑面一般由多个幅板式承载机构或蜂窝式承载机构构成，本文论述方案研制的双特性车轮将支撑面的构型研究作为核心技术方案开展研究。

非充气轮胎辐条式支撑面相对蜂窝状支撑面更适用于布置旋翼式螺旋桨结构，即将支撑面辐条与旋翼桨叶结构相结合，同时实现上述两种功能。旋翼式螺旋桨一般设置为 2-6 条桨叶，按照非充气轮胎辐条或者轮辋幅板结构设计思路与设计经验，本文论述的双特性车轮拟采用 6 条桨叶型幅板的结构模式，同时作为非充气轮胎的支撑结构与旋翼式飞行的桨叶实现陆地模态与飞行模态的功能需求。

3 非充气轮胎结构仿真分析

建立双作用特性非充气轮胎仿真模型，根据承载、缓冲性能需求以及空气动力学特性优化调整桨叶外型结构，并以高分子材料特性为研究匹配基础，设置不同材料的质量特性，开展 CAE 仿真分析及动力学仿真分析。

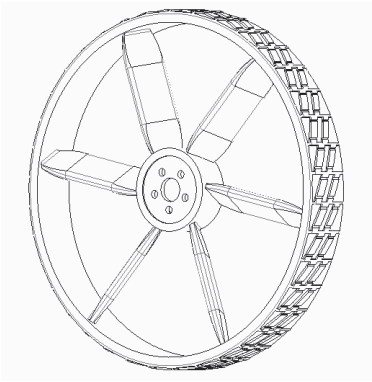


图 6　双作用特性非充气轮胎简图

基于非充气轮胎有限元仿真技术，首先针对非充气轮胎的支撑体构型及承载机理进行了对比研究。轮胎承载形式主要分为底部承载和顶部承载。底部承载是指轮胎仅通过接地区域的压缩形变来承担载荷，即轮胎在滚动行驶的任意时刻下都只有轮胎底部的一小部分区域结构参与承担负载，这导致了轮胎单位质量下的低承载效率。实心轮胎即为典型的底部承载机理。顶部承载是指轮胎主要通过上部区域结构的拉伸形变来承担载荷，单位质量下的承载效率较高。对于辐条式支撑体构型，

轮胎与轮辋之间通过弹性支撑结构连接、传递轮胎载荷力。这些支撑结构主要由多个柔性辐条组成，既能够承受负载、发生大变形，又能提供弹性支撑、缓冲减振功能，提供了舒适的行驶体验。分析辐条式和蜂巢式非充气轮胎仿真应力分布形式，辐条式充气轮胎的承载形式为顶部承载，受拉辐条主要参与承担、传递轮胎载荷，各个辐条的应力分布较为均匀。蜂巢式非充气轮胎的承载形式为底部承载，轮胎载荷主要由底部接地面附近的蜂巢结构承担，因而承载效率相对辐条式支撑体构型较低，承载能力也弱于辐条式支撑体构型。

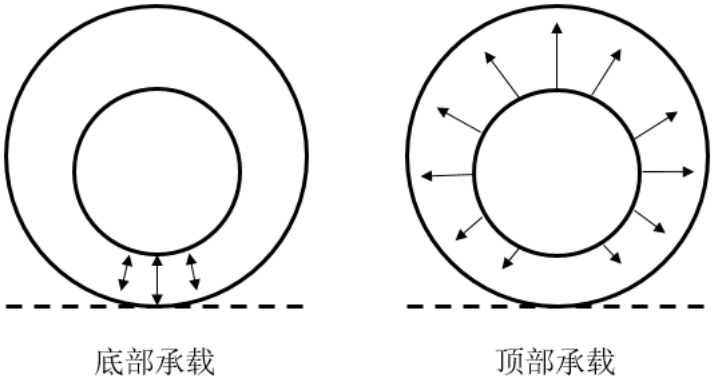


图 7　轮胎承载形式示意图

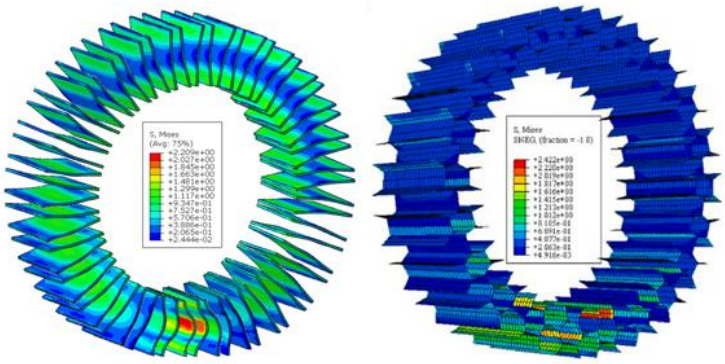


图 8　非充气轮胎支撑体构型：辐条式-顶部承载（左图）、蜂巢式-底部承载（右图）

由轮胎垂向刚度仿真云图可知，支撑体辐条应变能密度最大值出现在轮胎接地底部支撑体辐条的中部弯折点处。支撑体辐条应变能密度在整胎中的分布规律为：除了轮胎接地底部受压缩力弯曲的支撑体辐条以外，受拉伸力作用的支撑体辐条的应变能密度极小，即轮胎在滚动过程中，绝大部分支撑体辐条都处于拉伸状态，每个支撑体辐条处于疲劳极值状态的时间较短。如支撑体辐条应变能密度云图所示，支撑体辐条应变能密度小于 0.1mJ/mm^3。从仿真层面上支撑体辐条具备基础的疲劳耐久性能，满足轮胎耐久性能仿真指标；

4 陆地模态与飞行模态转换机构设计

旋翼式飞行器各种模式分布中，四旋翼稳定性最高，与轮式行走地面平台的拟合度最佳，因此选用四旋翼结构，其旋翼分布一般存在“十”型分布与“X”型分布两种主要模式，结合其需要转换为陆地行驶模态下的陆地轮胎行走机构形式，本文论述采用“X”型四旋翼分布的结构。在此模式分布的基础上，其陆地行走模式采用“4×4”前后两侧分布摇臂式独立悬架结构，在此结构基础上为实现旋翼的“X”型展开，在摇臂上兼设置侧向偏转机构，同时该结构也能够实现一定程度的转向功能。

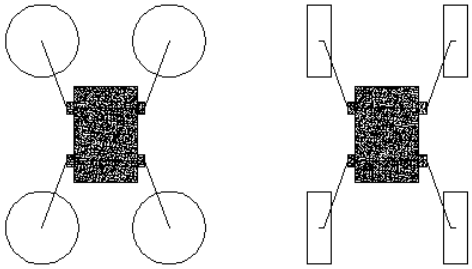


图 9　两栖平台模态转换结构

本文研制的双作用特性车轮陆地模态与飞行模态所需动力源统筹整合，均为同轴电机直驱模式，并根据不同模态下驱动载荷对转速与扭矩的需求差异，配置减速机构进行调速、增扭。电机安装支架与摇臂之间设置旋转结构，使双作用特性车轮可通过 90°翻转实现旋转轴线调整，实现驱动力的有效换向。

相对于小型两栖无人平台，本文研究的无人平台悬挂系统摇臂式悬架上设置弹性及减振元件，以保证其具备较高的负载能力与较好的陆地越野机动性。弹性元件采用缸筒式油气弹簧，同时为摇臂位置调整提供动力及实现姿态锁止功能。

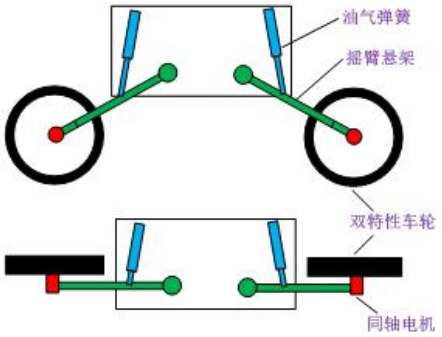


图 10　陆空两栖无人平台系统简图

两模态转化过程可分为地面模式转化为空中模式，空中模式转化为地面模式两种过程，转化过程中两栖平台需要停止在一个相对稳定的平台，同时由于切换状态时地面行走机构无法提供有效的支撑体，本文所研究的平台可由两栖平台底部设置支架机构实现。

5 结论

本文主要研究了一种基于双作用特性车轮的陆空两栖无人平台，具有功能集成度高、单位载荷承载大、地面越野机动性强的特征，满足陆空双域复杂环境下的多任务作战能力。创新性的将飞行模态的驱动器旋翼与路面模态的驱动器车轮进行功能融合性设计，消除了传统陆空两栖无人装备驱动器的单模态冗余结构，并将旋翼安装支架与摇臂式悬架功能融合，进一步提升了本文研究方案的集成度，较传统陆空两栖无人平台结构优势明显，可有力支撑后续实物样机的研制。

参考文献：

[1]　罗庆生 一种小型陆空两栖机器人的选型分析与结构设计[J].计算机测量与控制，2017,27(4)：88—90.

[2]　庞在祥 陆空两栖侦查机器人结构设计[J].长春工业大学学报,2015,36(3):21

[3]　殷佳炜 基于 Jetson_Nano.两栖森林火灾侦察机器人设计[J],北京理工大学学报,2002,5：572-575.

[4]　洪向共 基于多传感器融合的陆空两栖机器人移动控制系统设计[J],科学技术与工程,2019，10：723-729.

[5]　兰二斌 陆空两栖机器人的结构设计与运动控制研究[J],工业控制计算机技术, 2021,4：198-201.

[6]　张大鹏 陆空两栖无人平台动力学建模与转向控制分析[J],2022 中国汽车工程学会年会论文集.

现役装备底盘应对实战化反思

曹立[1,2]，袁科[1,2]，陈科[1,2]，侯智婕[1,2]，高俊峰[1,2]

(1.内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古包头 0140324;
2.特种车辆设计制造集成技术全国重点试验室，内蒙古包头 0140324)

摘　要：我军自对越自卫反击战以来已有 50 余年未参与大规模战争，坦克装甲车辆的性能及可靠性验证主要依赖于装备鉴定试验，但装备鉴定试验是在标准规则体系下，边界环境考核范围内开展的、有针对性的测试试验，远未达到实战化检验的强度。本文借助对俄乌战争等现代局部战争环境中装甲装备的损伤分析，聚焦坦克装甲车辆在实战化场景检验下，影响其作战性能及可靠性的核心问题，并以行动系统为研究目标，开展行动系统实战化设计思维的反思与结构提升研究。

关键词：装备研发；实战化；试验鉴定制度体系；行动系统

引言

自对越自卫反击战以来,我军已五十余年未投身高强度局部战事，现役装甲装备的设计方案、基础性能、可靠性考核长期依托标准化定型试验开展，缺乏贴近真实战场环境的实战化强度检验。对比北约成员国借助俄乌冲突等现代化战争开展装备实战验证的模式——如法国将“阿克戎”第五代反坦克导弹、德国将 RCH-155 自行榴弹炮及“天网”近程防空系统等尚未大量列装的新装备交付乌克兰战场进行实战测试，以获取实验室无法模拟的对抗数据。反观我军现有装备鉴定体系缺少真实战场损耗、复杂对抗场景下的效能校验，装备实战适配性短板难以在定型阶段充分暴露。

现阶段主战、支援、保障类装备分数不同科研院所与主机厂牵头研制，各类体系、风格独立，装备间通用性、互换性较差，无法实现后勤资源统筹互补。随着装备设计复杂度不断提升，维修保障门槛持续抬高，定性阶段保障工作高度依赖工厂技术人员，战时难以依靠一线受训官兵快速完成抢修维护，装备伴随保障能力受限。

1 装备研发鉴定体系与实战化环境偏差分析

1.1 战场装甲战损特征与定性试验场景错位

结合俄乌冲突等现代化局部战争中公开的装甲装备战场损耗数据可以发现，现代战争地面装甲装备战损呈现显著结构特征。根据开源情报机构 WarSpotting 对俄军装备损失的统计追踪，坦克与步兵战车等装甲平台的损失数已出现“稳定、急剧的下降”，这在一定程度上反映了高强度消耗战中装甲快速见底的趋势。

装甲底盘的行走悬挂、动力传动等部件是单兵反坦克弹药、简易爆炸装置、无人机的主要打击靶点，超过六成失去作战能力的装甲车辆，并非炮塔等核心结构被彻底击穿损毁，而是底盘行走机构、油路、传统系统受损瘫痪。从损伤形式统计、野战环境下底盘机械破坏、动力失效、行走系统瘫痪占非完全击毁战损的 70%以上。历史战例同样印证这一规律：二战末期美军第三集团军对 136 辆德军坦克残骸的调查显示，约三成坦克是因地形障碍或机械故障被乘员主动放弃，而非毁于敌方炮火。

实战同时暴露出现场伴随维修保障体系短板：前线野战抢修单元部署密度不足、前置抢修器材有限、受敌火力威胁难以长时间开展就地维修，大量装甲车辆出现“轻伤即弃、小损失失能”问题，底盘关键部件受损后无法快速应急处置，直接导致装备丧失机动能力与持续作战能力，被迫撤离战场甚至被遗弃，装备有效作战周期大幅缩短。



图 1　被缴获的 M1A1 与豹 2A6

1.2 传统产品研发模式制约全域保障效能

长期以来我军装甲装备采用型号牵引式研发模式，不同品种、不同用途的底盘的研发分属不同院所、厂商独立研制，顶层体系统筹规划没有完全脱离原苏联继承来的研发模式，装备型号谱系复杂，不同平台之间零部件通用率、模块化互换程度偏低，备件储备、跨型号伴随抢修难以统筹开展，直接增大了前线维修保证的物资筹措压力与一线保障人员作业负担。随着信息化、多任务化作战需求提升，装甲底盘集成功能不断增加，机电、液压、电控部件大量融入，底盘整体结构复杂度显著上升；在有限体积、冗余设计约束下，装备基础机械可靠性降低，故障诱因增多、排查流程变长，一线官兵依托简易工具开展原位维修的难度提升，对工厂专职技术人员依赖性增加，难以满足高强度快节奏野战抢修需求。

1.3 抢修再生能力缺乏实战化鉴定校验

当前底盘定型鉴定考核体系核心围绕全寿命周期耐久性、全域自然环境适应性、常规路况可靠性开展试验考核，更多面向和平时期产期驻守、常规机动工况设置试验科目，并未模拟高强度对抗下的战损场景。现代研究指出，我军装甲车辆鉴定定型试验中，在沙漠戈壁等特殊地域仍存在考核覆盖度较低、考核强度不足、试验标准老旧等问题；在役适用性考核虽作为新型试验鉴定类型被提出，其实施仍需依托部队实际任务进一步探索。

在多维度反坦克武器、无人机攻击、破片杀伤的复合战场环境中，装甲底盘暴露面大、易受攻击，实战生存时长被极速压缩。现行鉴定体系缺少战损条件下快速拆解、部件更换、应急重构、短时间恢复机动能力等实战抢修科目考核，仅考核常态完好状态下的可靠性，无法检验装备受损后的再生作战效能，造成鉴定试验与真实战场抢修需求脱节，难以倒逼底盘结构朝着易损件快速更换、模块化抢修方向优化设计。

2.对策建议

2.1 依托实战战损大数据，构建智能化战损评估与反馈闭环

战损损伤数据的系统采集与科学分析，是装备生存力持续改进的基础前提。俄乌冲突中，双方大量因履带、悬挂等行走系统受损后被弃，装备储备消耗速度远超战前预期，充分印证了实战战损数据对装备设计迭代的关键价值。建议从数据采集、智能分析、设计反馈三个层面构建闭环机制,流程图如图 2 所示。

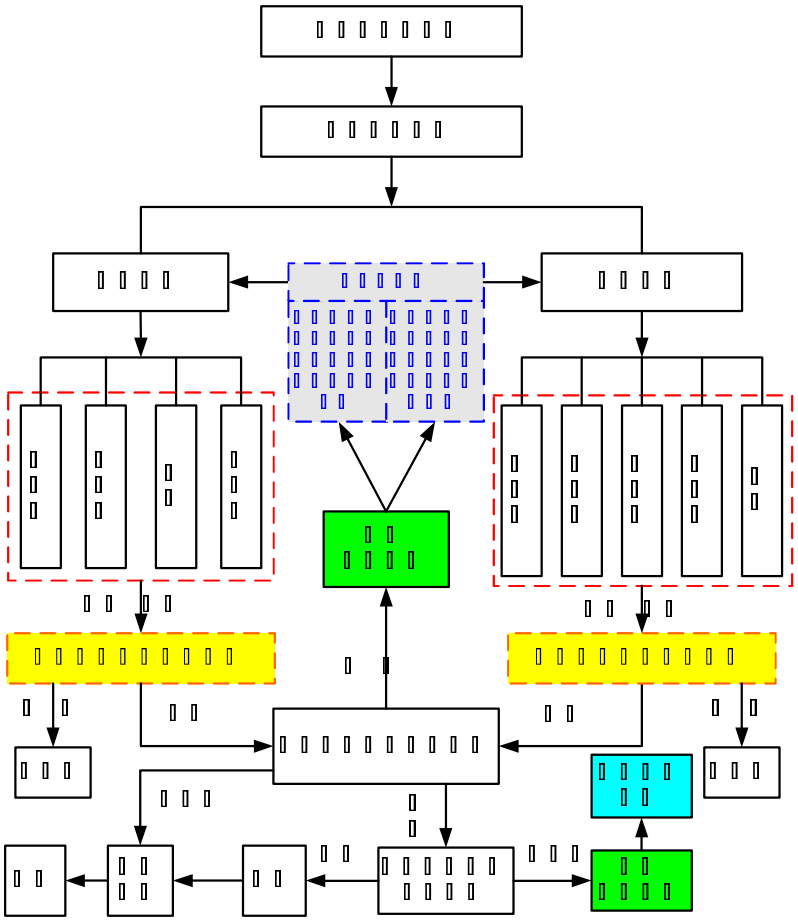


图 2　智能化战损评估与反馈流程图

一是数据采集层面，借鉴外军“前沿作战评估小组”机制，建立常态化装甲地盘战场损伤数据采集体系。依托演训活动、联合试验和未来实战机会、系统梳理巡飞弹、反坦克弹药、简易爆炸物打几下行走系统、动力舱、油路等高损耗部位的损伤规律与失效模式，形成覆盖典型作战场景的装甲底盘战损数据库。

二是智能分析层面，引入人工智能辅助的毁伤评估工具，融合光电、红外、合成孔径雷达、射频等多元情报数据，结合仿真训练数据增强，实现自动化毁伤判定与损伤模式识别。建立物理毁伤评估、功能毁伤评估与战斗效能评估逐层递进的分析框架，将具体装备毁伤与所属部队作战效能变化建立关联，为设计改进提供精确输入。

三是设计反馈层面，打通“战损数据采集—智能化分析—设计反馈”的闭环链路，将实战损伤规律前置融入装备论证与方案设计阶段。针对高频受损部件开展结构冗余设计与分析，自顶向下引入模块化设计理念，对负重轮、履带、传动总成等易损件做快拆设计，从装备源头降低轻伤失能概率，持续强化地盘战场抗损韧性。



图 3　美国 M1A1 行动系统

2.2 以模块化、通用化为牵引，重塑装备研制与保障体系格局

装备型号谱系复杂、平台间零部件通用率低、跨型号伴随抢修难以统筹开展，是长期制约装备保障效能的结构性问题。建议立足我军现有研制与保障体系基础，从架构标准、型号谱系、保障能力三个层面推进优化。

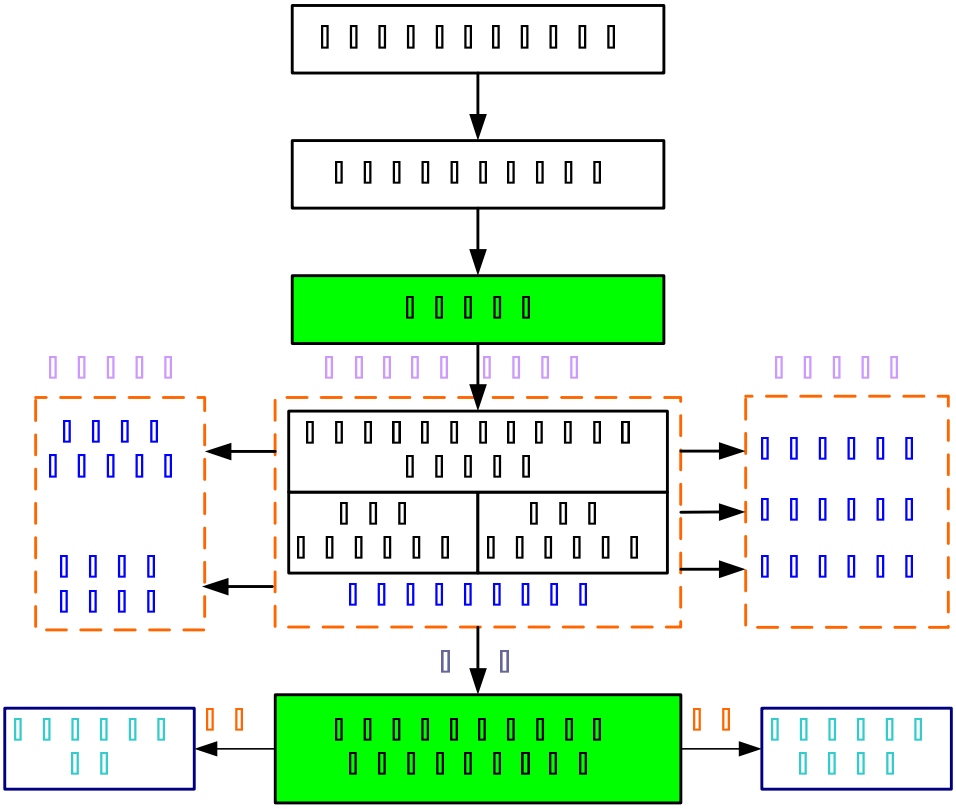


图 4　模块化、通用化研发及保障系统一体化研制流程图

一是结构标准层面，在现有型号研制框架基础上，分步推进通用化底盘结构标准与模块化总成协同研发机制建设。参照通用化、系列化、组合化的装备发展思路，逐步实现“不同平台、同一底盘、模块换装”的目标，提升装备体系整体互换性与抗损耗能力。建立跨型号底盘通用零部件、标准接口、模块化总成的协同研发机制，使装备如功能模块般即插即用，大幅提升装备体系的动态升级能力和战场适应性。





图 5　德国美洲狮行动系统

二是型号谱系层面，进一步精简冗余装备型号，统筹提升不同作战平台底盘零部件通用互换比例，优化全域装备储备与伴随保障体系布局，降低前线物资保障压力。在装备立项论证阶段即设定通用化率、互换性等硬性指标，从源头压缩非必要型号，减轻后勤保障的品种负担。



图 6　美国斯特莱客车族

三是保障能力层面，在底盘信息化功能升级过程中平衡功能拓展与结构复杂度，预留维修冗余空间，研究制定适应我军装备特点和基层官兵能力的原位维修时效标准。借鉴“战场损伤评估与修复”常态化训练机制，将战损评估与抢修技能纳入部队日常训练科目，持续提升一线自主伴随保障能力。同时探索军民融合保障模式，在装备试验评估和维修保障环节适度引入高校力量和科研单位技术资源，缓解军队自身保障力量编制有限、专业覆盖面不足的矛盾。

2.3 立足现有基础，健全实战化试验鉴定制度体系与考核标准

装备试验鉴定是连接研制与实战的关键环节。当前我军在沙漠戈壁等特殊地域仍存在考核覆盖度较低、考核强度不足、试验标准老旧，试验考核科目均立足于性能和指标重点考核，与实战贴合度存在偏差。尤其对于车辆行动系统的考核一般均随整车试验开展，立足上述实际，建议采用自顶向下设计理念开展规划，即工程设计完成后先开展动力学仿真验证、台架验证，对标部件或系统形成专项试验大纲及试验考核方法，并制定相关试验标准，使其试验科目与指标一一对应。针对鉴定考核在现有试验科目基础上增加实战考核科目，确保实际使用与实战模态更接近，鉴定考核更具有实战应用价值。同时，根据实战使用情况积累部件或系统失效模式，建立数据库并不断完善。依据积累的数据和经验，根据实战情况优化部件结构，使其具有更好更强的抗击打能力或战损后可快捷迅速实施维修或更换，提升装备持续使用能力。

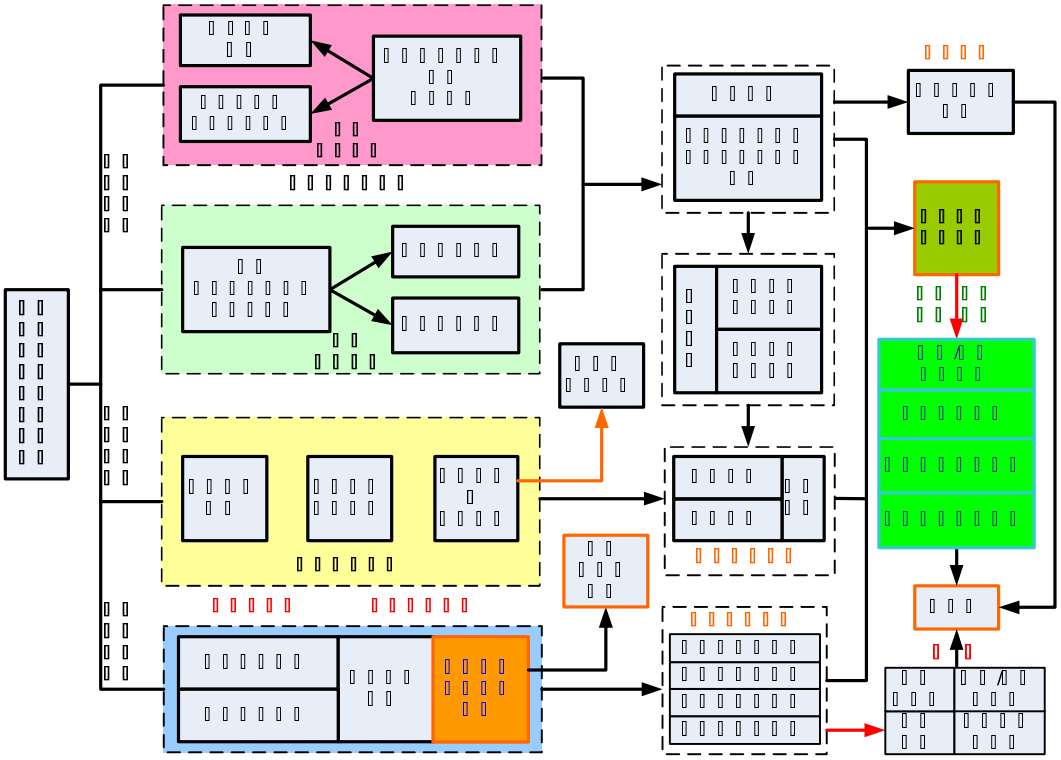


图 7　实战性、使用性及鉴定性检验体系构建

一是制度规范层面，在现有装备执行法规框架基础上，进一步细化可靠性、维修性、保障性等关键性能参数，同时在设计阶段纳入部件或系统使用状态下的可测量性，探索引入抢修时效、易损件、关键件的更换便捷度等保障性量化指标，配套建立激励与约束并重的执行机制，以制度刚性确保“保障性始于设计”理念在装备全寿命周期得到有效贯彻。

二是试验科目层面，在现有全寿命周期耐久性、全域自然环境适应性、常规路况可靠性试验基础上，增设战场对抗损伤试验模块，模拟无人机攻顶、破片杀伤、单兵反坦克武器打击等真实作战场景。探索将“标准考核+实战考核”组合式试验方法与作战剖面循环相结合的新型试验模式，将战损后快速换件、原位抢修、机动能力恢复速度等再生作战指标纳入定性考核内容，以实战化需求牵引底盘模块化、易抢修的迭代优化。随着数字化信息的建立，规划数字样机的演示验证方法，可实现早期对设计、工艺及装配的考核。同时采用模拟实验验证可预估系统或部件的可靠性、维修性及保障性是否满足使用需求。为部件的结构改进、维修可达性及保障性优化提供支撑。

三是量化标准层面，针对行走系统、动力舱、传动总成等战场高频战损部位，研制制定单部件更换时间、关键总成吊装时间、作战前准备时间等维修保障量化标准，纳入装备战术技术指标要求。配套建立实战化考核数据积累与分析机制，依托演训活动持续采集装备维修保障作业数据，为标准动态修订和能力持续改进提供支撑。

参考文献（References）：

[1] 张勇，李伟，王强. 电驱动车辆分布式动力控制算法研究[J]. 兵工学报，2022，43(5)：1123-1134.（DOI：10.12382/bgxb.2022.05.003）

[2] 美国陆军作战能力发展司令部.《可选载人战车（OMFV）技术需求白皮书》[R]. 2023.来源：

[3] Schneider T. Hybrid Drive System for Puma Infantry Fighting Vehicle[J]. Military Technology, 2021, 45(3): 22-28.

[4] 美国国防部.《地面作战车辆能效评估规范》（MIL-STD-1367E）[S]. 2023. 来源：美国国防部标准化计划官网（https://quicksearch.dla.mil/）

[5] 刘城。地面机动平台可重构轮履复合推进机构研究现状与展望 [J]. 北京理工大学学报，2025, 45 (3): 245-254.

[6] 梁荣朝。万向防翻特种车行走装置的设计与研究 [D]. 武汉理工大学，2006.

喷涂聚脲弹性体增强特种车辆抗侵彻与爆炸冲击性能研究

李淑珍[1 2]，马凯诚[1]，周强[1 2]

（1. 特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室，内蒙古 包头 014032；
2. 内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古 包头 014032）

摘　要：针对特种车辆面临的侵彻与爆炸冲击等多元威胁，且难以兼顾轻量化与在役产品快速升级需求，喷涂聚脲弹性体作为高效附加防护技术具备显著应用价值。本文聚焦侵彻与爆炸两大防护场景，系统阐释聚脲防护增强机理，分析涂覆位置、厚度、界面粘结等关键设计因素的影响规律，构建多级性能测试评价体系并形成工程应用验证框架。研究表明，聚脲通过动态玻璃化转变、应力波调制、背板崩落抑制等多重机制实现防护增强，小幅增重下即可显著降低二次飞溅风险、提升车体抗爆能力。针对当前耐候性不足、施工一致性差等瓶颈，需分阶段推进材料、工艺与标准体系攻关，最终向长寿命耐候、智能化施工、多功能一体化方向发展，可为车辆防护升级提供理论与工程参考。

关键词：喷涂聚脲；特种车辆；侵彻；抗爆防护；背板崩落；轻量化防护

1 引言

随着现代安全环境的演变，特种车辆面临的威胁呈现多元化、隐蔽化趋势，在役平台的防护能力需同步升级，尤其应强化在役车辆的抗侵彻能力及底部结构抵御爆炸性载荷产生的冲击与破片能力。传统基材上加装陶瓷复合材料虽具备优异的防护能力，但存在重量大、改型成本高、施工周期长等局限，难以满足在役产品快速升级、轻量化补强的现实需求。发展高效、轻质、易施工的附加防护技术，已成为特种车辆领域的重要研究方向。

喷涂聚脲弹性体（SPUA）是由异氰酸酯组分与氨基化合物组分经高压撞击混合、快速反应生成的高分子弹性材料，具有凝胶时间短、可曲面喷涂成型、力学性能可调范围宽等工程优势。与传统防护材料相比，聚脲最核心的特性在于其显著的应变率效应：准静态载荷下呈现高弹性、大伸长率特征，而在侵彻贯穿、爆炸冲击等高应变率载荷下，材料发生动态玻璃化转变，模量与强度急剧提升，同时通过大变形延展、黏弹性耗散等机制吸收大量能量。这一独特的动态响应特性，使其既能有效耗散冲击动能，又能约束背板的层裂及崩落、减少二次飞溅，与特种车辆的防护需求高度契合。

自 21 世纪初以来，国内外科研机构相继开展聚脲防护技术研究。美国率先将聚脲涂层应用于轻型越野车辆的车底与侧面，用于提升地雷与路边简易爆炸装置防护能力；国内多家院所与高校针对聚脲/钢材复合的抗侵彻、抗爆性能开展了大量基础试验，从材料、结构到试验层面逐步验证了聚脲涂层的防护增强效应。但总体而言，当前研究多集中于材料层面的单因素性能测试，针对特种车辆典型威胁场景的系统作用机理、工程化设计方法及全链条应用体系仍有待完善，尤其缺乏面向车辆改型的标准化设计与验证框架。

本文聚焦特种车辆的抗侵彻与抗爆两大领域，深入解析聚脲涂层的防护增强机制，梳理材料改性与结构设计的关键技术，构建标准化的性能评价体系，并形成可直接落地的工程应用验证框架。本文的核心工作在于：一是明确了聚脲涂层在双威胁场景下的差异化防护机理；二是建立了从材料改性到结构设计的系统化防护设计方法；三是提出了工程化落地的核心瓶颈与分阶段发展路径，为聚脲防护技术在特种车辆上的规模化应用提供理论支撑与工程参考。

2 聚脲涂层对结构防护的增强作用机理

聚脲涂层的防护效能并非单一机制作用的结果，而是针对不同威胁形式，通过材料本征的动态力学响应与结构协同效应共同实现。针对特种车辆的两类核心威胁，其防护机理存在明确的差异性

与针对性。

2.1 抗侵彻防护机理

侵彻过程具有应变率高（10^3~10^5 s^{-1}）、作用时间短、能量集中的特点，聚脲涂层主要通过三种机制实现防护增强。

1）高应变率下的动态硬化效应

聚脲是典型的率相关黏弹性材料，其玻璃化转变温度随应变率升高而向高温区移动。在侵彻的高应变率条件下，聚脲的玻璃化转变温度可升至室温以上，材料由橡胶态转变为玻璃态，压缩模量可提升 2~3 个数量级，表现出类似刚性材料的抗侵彻能力。这种“遇强则强”的动态响应特性，使聚脲在侵彻瞬间提供更高的阻力，消耗侵彻体动能，而在冲击过后又恢复弹性，避免脆性断裂与整体失效。

2）背板崩落抑制与二次飞溅防护

车辆受侵彻作用下，冲击波于钢板背面反射形成拉伸波，进而引发背板的层裂与崩落，产生大量高速破片，对车内乘员与设备造成严重二次伤害，也是对车辆的主要毁伤形式之一。聚脲涂层涂覆于背板时，凭借高伸长率与强粘结力，可有效约束崩落碎块，吸收层裂能量，大幅降低崩落质量与破片初速。试验数据表明，在厚度 10mm 的高强钢背板涂覆 3mm 聚脲，可使背板崩落质量降低 70%以上，崩落破片数量显著减少。

3）侵彻能量的多途径耗散

聚脲涂层在侵彻过程中会发生拉伸、剪切、撕裂等大变形，通过分子链滑移、氢键断裂、界面脱粘等过程将侵彻动能转化为内能与表面能。对于聚脲/钢复合结构，聚脲层还可改变应力波的传播路径，通过界面反射与透射分散能量，降低侵彻体对车辆基材的集中破坏，延缓裂纹扩展。

2.2 抗爆炸冲击防护机理

特种车辆面临的爆炸威胁主要包括车底爆炸与侧向爆炸两类，前者以冲击冲量与结构变形毁伤为主，后者兼具冲击波与破片毁伤效应。聚脲涂层的抗爆防护机制主要体现在三个方面。

1)冲量衰减与结构变形缓冲

爆炸产生的冲击波作用于车底时，会在极短时间内传递巨大冲量，造成底板大变形、撕裂，并引发车内冲击加速度陡增。涂覆于车底的聚脲涂层通过黏弹性缓冲作用，延长冲击载荷作用时间，降低冲击峰值，同时凭借大变形能力吸收爆炸能量，减小底板的最大挠度与塑性变形。对于车体内侧涂覆的聚脲，还可抑制底板破裂后的破片飞溅，保护乘员安全。

2)应力波调制与能量耗散

爆炸冲击波在聚脲-钢界面传播时，会发生多次反射与透射，冲击波波形被展宽，峰值压力被削弱。同时，聚脲材料的黏弹性特性会在应力波传播过程中将大量机械能转化为热能，实现能量耗散。研究显示，聚脲涂层可使钢板中的冲击波峰值压力降低 30%以上，有效减轻爆炸载荷对车体内部的传导。

3)破片捕获与抗撕裂增强

侧向爆炸会产生大量高速破片与冲击波共同作用于车体侧面。聚脲涂层一方面可缓冲冲击波压力，另一方面可通过拉伸变形捕获低速破片，对高速破片则起到减速与偏转作用。同时，聚脲的高撕裂强度可防止基材在爆炸载荷下发生裂纹扩展与整体撕裂，维持车体结构完整性。

上述防护机理表明，纯聚脲材料的本征性能决定了其基础防护能力，但面对极端威胁，需通过材料层面的定向改性进一步提升性能上限，进而匹配车辆的高阶防护需求。

3 面向高阶防护的聚脲材料增强改性技术

纯聚脲材料虽具备基础防护能力，但面对动能弹体、大当量爆炸等极端威胁时，其强度、模量与抗烧蚀性能仍存在短板。针对高阶防护需求，需通过定向改性进一步提升聚脲的抗侵彻与抗爆性能。

3.1 分子结构定向优化

分子设计是提升聚脲动态力学性能的根本途径，核心目标是优化高应变率下的玻璃化转变行为与能量吸收效率。

通过调整软硬段比例与组成，可精准调控聚脲的应变率敏感系数与能量吸收能力。适当提高硬段含量，增加脲基氢键密度，可提升材料的初始模量与高应变率下的强度，增强抗侵彻阻力；而适度延长软段分子量，则可提升断裂伸长率与大变形吸能能力，优化抗崩落与抗爆炸变形性能。针对高阶防护场景，通常采用“中等硬段含量+适度交联”的配方体系，兼顾强度与韧性，避免硬度过高导致脆性增加、抗崩落效果下降。

此外，引入含芳环、杂环结构的扩链剂或异氰酸酯，可提升分子链刚性与耐热性，改善聚脲在爆炸高温环境下的性能保持率，降低高温烧蚀对防护效能的影响。

3.2 纳米相复合增强

纳米复合改性是突破聚脲“强韧互斥”瓶颈、实现防护性能跃升的核心技术。通过引入少量纳米填料，可同时提升聚脲的拉伸强度、模量、撕裂强度与能量吸收效率，且不显著增加材料密度。

当前面向高阶防护的主流纳米增强相包括功能化石墨烯、碳纳米管、纳米氧化铝与纳米碳化硅等。其中，石墨烯类二维片层材料效果最为显著：经表面氨基或异氰酸酯基改性后，石墨烯可与聚脲基体形成化学键合，均匀分散于基体中，一方面通过载荷传递效应提升材料强度与模量，另一方面片层结构可偏转裂纹、延长裂纹扩展路径，大幅提升断裂韧性。研究表明，添加 1.5%左右的功能化纳米填料，可使聚脲的拉伸强度提升 40%以上，撕裂强度提升 50%以上，同时高应变率下的能量吸收能力显著增强。

纳米粒子还可改善聚脲的抗烧蚀与隔热性能，在爆炸高温环境下延缓材料降解，维持防护结构的完整性。

3.3 混杂增强相复合体系

针对高速破片与动能弹侵彻场景，可构建“弹性基体+硬质增强相”的混杂复合体系，进一步提升抗侵彻能力。

常用的混杂增强相包括短切芳纶纤维、超高分子量聚乙烯纤维、碳化硅颗粒等。短切纤维在聚脲基体中形成三维网络结构，承担主要的侵彻阻力，同时抑制涂层的整体撕裂；硬质陶瓷颗粒则可磨损、偏转侵彻体，消耗其动能。这种复合体系结合了聚脲的高弹性与增强相的高强度，抗破片性能可比纯聚脲提升 1~2 倍，同时保持较好的变形能力与施工兼容性。

混杂体系的设计需注意增强相与基体的界面结合，通过表面处理提升界面粘结强度，避免侵彻过程中发生界面脱粘导致防护效能下降。

3.4 三类改性技术路线综合对比

三种改性路径在性能增益、工程可行性与适用场景上存在显著差异，需根据防护目标与施工约束合理选型，具体对比如表 1 所示。

表 1　三类聚脲改性技术路线综合对比

改性路线	力学性能增益	施工兼容性
分子结构优化	10%~20%	优
纳米复合增强	30%~50%	良
混杂纤维增强	50%~100%	一般

整体来看，分子结构优化是最基础的改性手段，适用于大规模通用防护；纳米复合是当前技术发展的主流方向，综合效费比最优；混杂纤维增强仅适用于特定高威胁部位，需配套专用施工工艺。

4 特种车辆聚脲防护体系的关键设计因素

聚脲涂层的实际防护效能不仅取决于材料本征性能，更与结构设计参数密切相关。针对车辆不

同部位的威胁特征，需进行差异化的防护设计。

4.1 涂覆位置与布局优化

涂覆位置是决定防护效果的核心因素，需根据威胁方向与毁伤模式合理选择。

背面涂覆：是车辆正面、侧面抗侵彻的主流方案。其核心作用是抑制背板崩落、减少二次伤害，同时通过拉伸变形吸收侵彻剩余能量。该方案不影响车辆外表面的防护布局，且施工便捷，是在役产品技术升级的首选方式。

正面涂覆：聚脲涂覆于基材迎爆面时，可在侵彻初期缓冲冲击、耗散部分能量，并对破片起到减速作用。但对于高速动能弹，正面聚脲的增阻效果有限，且易受外界环境磨损老化，通常与背板涂覆配合使用。

夹层复合结构：将聚脲置于两层钢之间形成“钢-聚脲-钢”夹层结构，可充分发挥聚脲的应力波调制与能量耗散作用，抗爆与抗侵彻综合性能最优，多用于新产品的一体化设计。

车底全涂覆：针对底部冲击威胁，通常在车底基材外侧与内侧同时涂覆聚脲。外侧涂层缓冲初始爆炸冲击，内侧涂层抑制底板崩落与破片飞溅，共同降低车内冲击加速度。

已有试验对比证实，对于常规侵彻场景，正面涂覆的抗侵彻增益优于单一背面涂覆，双面协同涂覆可获得最优防护效果。

4.2 涂层厚度的匹配设计

涂层厚度与防护效能呈非线性关系，需结合威胁等级与重量约束进行优化。

对于抗破片与中小口径动能弹的背板崩落防护，通常采用 2~4mm 厚度即可获得显著效果，继续增加厚度带来的边际效益递减；对于车底防爆场景，涂层厚度通常为 4~8mm，以保证足够的能量吸收与变形缓冲能力。

工程设计中需建立“厚度-防护效能-重量增量”的量化关系，在满足防护指标的前提下控制重量增加。一般而言，聚脲防护体系的面密度仅为传统钢材的 1/5~1/3，轻量化优势十分显著。

4.3 基材适配与界面粘结技术

聚脲涂层与防护基材的可靠粘结是防护体系协同工作的前提。在爆炸与冲击载荷下，界面一旦发生剥离，聚脲的能量传递、崩落约束等机制将完全失效。

钢材通常需进行喷砂除锈处理，达到 Sa2.5 级以上表面清洁度，并控制合适的粗糙度，随后涂刷专用环氧或聚氨酯底涂，构建过渡层提升界面粘结力。对于铝合金、复合材料等新型基材，需开发配套的底涂体系与表面处理工艺，确保冲击载荷下的界面完整性。

优质的界面粘结应达到“基材内聚破坏”的效果，即破坏发生在聚脲涂层或基材内部，而非界面处。

5 特种车辆防护性能测试与评价方法

针对特种车辆的防护需求，需建立从材料动态力学性能到结构级实弹、实爆试验的完整评价体系。

5.1 动态力学性能测试

采用分离式霍普金森压杆（SHPB）与霍普金森拉杆（SHTB）装置，测试聚脲材料在 10^2~10^4 s^{-1} 应变率下的动态压缩、拉伸应力-应变曲线，获取应变率强化系数、动态模量、能量吸收密度等关键参数，为防护结构设计与数值模拟提供基础数据。同时可结合高低温环境箱，测试极端温度下的动态力学性能，评估车辆在寒区、热区的服役适应性。

5.2 侵彻性能测试

参照相关试验方法，对聚脲/基体复合板进行侵彻试验。核心评价指标包括：极限穿透速度、剩余速度、背板崩落质量、崩落破片尺寸分布、裂纹扩展情况等。其中背板崩落质量是衡量聚脲防护效果的核心指标，可直接表征对车内二次飞溅的抑制能力。

5.3 爆炸冲击防护性能测试

针对车底爆炸威胁，采用平板底部爆炸试验，以聚脲涂覆钢板为试验对象，测试不同当量炸药爆炸下的底板挠度、塑性变形量、破裂情况及背面冲击加速度，评价抗爆防护效果。针对侧向简易爆炸物威胁，开展空中爆炸试验，测试冲击波作用下复合板的变形、破片穿透情况及能量衰减效率。

整车级爆炸试验则用于最终验证整车防护效能，考核车内乘员生存空间的完整性与冲击加速度指标。

6 工程应用与实测试验验证

6.1 车辆正面、侧面、侧裙板抗破片防护应用

6.1.1 应用背景

车辆通常面临抵御中、大口径动能弹，并兼顾标准预制破片等主要威胁。侧裙板通常由钢板、铝合金板或橡胶板制成，其位置与车体侧面面临相同的威胁环境，但防护等级主要针对破片及中小口径动能弹。典型毁伤模式见表 2。

表 2　典型毁伤模式

典型毁伤模式	检测指标
基体变形	背凸　无贯穿性裂纹
破片飞溅	车内无飞溅物和二次破片

6.1.2 聚脲涂层抗破片方案及试验结果

聚脲方案及试验结果见表 3、表 4。

喷涂聚脲界面方案：钢基材表面等级达到 GB/T8923.1-2011 规定的 Sa2.5 级，先喷涂军用车辆专用底漆，然后喷涂 D-31 界面剂，最后喷涂聚脲。而对于铝合金、复合材料等基材需要喷砂或打磨表面处理后，喷涂配套底漆，然后喷涂界面剂及聚脲，确保冲击载荷下的界面完整。

表 3　聚脲方案设计参数

喷涂位置	喷涂厚度 mm	附着力 MPa	涂层功能
复合材料正面、背面	2	≥5	缓冲初始冲击、耗散能量，降低侵彻体对基材的破坏
轮舱迎爆层	3-5	≥5	缓冲初始冲击、耗散能量，降低侵彻体对基材的破坏

表 4　试验结果

试验样件名称	试验样件固定方式	试验条件	结果评定
等效标准样件	正面、侧面：基体+聚脲复合材料（聚脲厚度 2mm）	100m 抗中、大口径动能弹	有效防护
		标准 550gTNT 爆炸位置：距样件 1m 处，样件及爆炸物贴地固定	有效抵抗破片防护能力
实车样件	侧面：基体+聚脲复合材料（聚脲厚度 2mm） 轮舱：基体+迎爆面聚脲弹性体（3-5mm）	10kgTNT 爆炸位置：距试验样件侧面 4m，距地高 1m 处放置	有效抵抗破片防护能力

目前没有侧裙板喷涂聚脲抗破片的试验结果。上述试验验证喷涂聚脲是一种可行且有效的增强手段，能够降低侵彻体对基材的破坏，增强抗破片冲击能力。

6.2 车底防爆聚脲复合结构应用

6.2.1 应用背景与技术难点

1）应用背景

车底面临的防雷防爆性能指标要求威胁等级标准分类见表 5，典型毁伤模式见表 6。

表 5　北约 STANAG4569 威胁等级标准

防护水平		爆炸位置	爆炸当量
4 级	4b	在车底中央爆炸	10kgTNT
	4a	在任一车轮或履带车底位置爆炸	
3 级	3b	在车底中央爆炸	8kgTNT
	3a	在任一车轮或履带车底位置爆炸	
2 级	2b	在车底中央爆炸	6kgTNT
	2a	在任一车轮或履带车底位置爆炸	
1 级		手榴弹、在车底任何位置爆炸的防步兵地雷及其他未爆小型弹	

表 6　典型毁伤模式

典型毁伤模式	物理过程	检测指标
底板大变形	爆炸初期 0.5~2ms，底板产生剧烈塑性动态响应，形成向上塑性凸起	背凸 无贯穿性裂纹
破片飞溅	冲击波到达后约 2~5ms，大量破片生成并贯穿于车内，破片速度可达 800~1500m/s，远超手枪子弹。	车内无飞溅物和二次破片
冲击超标	爆炸冲量经底盘、座椅传递至人体，产生远超人体耐受极限的瞬态加速度和冲击波超压。	动力响应指数 DRI≤17.7 冲击波超压≤0.05MPa

2）技术难点

聚脲承受冲击载荷，剥离破坏是常见的失效形式。为此喷涂聚脲需解决的核心问题是涂层与基材界面长效牢固结合能力和最佳涂层厚度能量吸收效率最优。

6.2.2 聚脲防爆复合结构设计及试验结果

防爆模块组件通过栓接固定于 V 型车底下方。座椅增加缓冲吸能模块，衰减传递给人体的爆炸冲击。座椅上端悬挂于顶甲板上，背部固定在侧甲板上。其聚脲方案及试验结果见表 7、表 8。

喷涂聚脲界面方案：基材表面进行喷砂处理，等级达到 GB/T8923.1-2011 规定的 Sa2.5 级，先喷涂军用车辆专用底漆，然后喷涂 D-31 界面剂，最后喷涂聚脲。

表 7　车底聚脲方案设计参数

喷涂位置	喷涂厚度 mm	附着力 MPa	涂层功能
底部防爆模块正面、背面	2	≥5	缓冲初始冲击、耗散能量，降低冲击波峰值
车体底板正面	4-5	≥5	耗散剩余能量，控制车体底板的变形、抑制基板开裂、崩落

表 8　试验结果

	检测指标		评定原则	实测数据	结果评定
载员舱假人	头部伤害指标	HIC	≤250	2	有效防护
	脊柱处动态响应指数	DRI	≤17.7	4.1	有效防护
	舱室内冲击波超压	MPa	≤0.05 MPa	0.042 MPa	有效防护
车辆	基体无贯穿性裂纹		基体无贯穿性裂纹	背凸 85mm，基体无贯穿性裂纹	有效防护
	车内无飞溅物和二次破片		车内无飞溅物和二次破片	车内无飞溅物和二次破片	有效防护

爆炸位置:车轮下方 8kgTNT、车底中心 6kgTNT，埋设深度均为距地面 100±10 mm。

上述实爆试验验证假人实测数据满足评定原则，车内结构保持完整且固定结构无失效，充分验证了结构设计的合理性，能够有效防御轮下 8kgTNT 及底部中央 6kgTNT 当量的爆炸冲击。

6.3 本章小结

上述典型场景的工程应用验证，分别从侧部抗侵彻防护、车底爆炸防护两个维度，印证了第 2 章提出的动态硬化、崩落抑制、冲量衰减、能量耗散等防护机理的有效性，证实聚脲涂层可在小幅

增重下显著提升车体防护能力。

工程实践中，通过攻克曲面喷涂均匀性、基体界面长效粘结、极端环境施工等关键工艺难题，该技术已具备规模化工程应用条件。同时验证结果也表明，当前方案在极端环境长期服役、抗多发打击等方面仍存在提升空间，需在后续研究中持续攻关，为下一步技术发展明确了方向。

7 现存问题与发展展望

7.1 当前研究与应用的核心问题

尽管聚脲防护技术已取得显著进展，但面向特种车辆全寿命、全场景的严苛要求，仍存在四方面核心瓶颈亟待突破。

一是 极端环境长期服役性能衰减机制尚不清晰。聚脲作为高分子材料，在长期紫外照射、宽温域循环、盐雾腐蚀等环境下会发生分子链降解与氢键破坏，导致力学性能下降、界面粘结力衰减。目前针对车辆户外长期服役的老化规律研究不足，缺乏-40℃~60℃宽温域、千小时级以上的性能演化数据，难以支撑全寿命周期的防护设计与寿命预测。

二是 现场施工质量一致性与性能稳定性管控难度大。喷涂聚脲的固化速度极快，涂层性能对施工参数高度敏感，现场温湿度波动、喷涂压力偏差、速度不均都会导致涂层厚度离散、固化程度差异，进而造成防护性能批次性波动。同时，纤维、片层填料改性的聚脲体系存在一定的各向异性，不同方向的抗冲击、抗撕裂性能存在差异，而当前施工工艺尚未形成针对复杂基材曲面的均匀性管控标准。

三是 抗多次冲击能力与失效后可修复性不足。聚脲涂层在单次强冲击后会产生不可逆的分子链断裂与界面损伤，重复冲击下防护效能快速衰减，难以应对连续爆炸、高速撞击等复杂威胁场景。且现有聚脲涂层受损后无有效的现场原位修复手段，损伤后的快速恢复能力不足。

四是 特种车辆防护专用标准体系尚未建立。当前聚脲材料标准多面向民用防水、防腐领域，针对防护的材料性能分级、结构设计规范、实爆试验方法、工程验收标准尚未形成统一的体系，制约了技术的规模化推广与产品应用的规范化。

7.2 分阶段发展方向

针对上述问题，结合当前工程应用基础，特种车辆喷涂聚脲防护技术将按近期、中长期两个阶段深化发展，逐步突破技术瓶颈、提升产品价值。

7.2.1 近期攻关重点（3~5 年）

围绕交付用户使用的现实需求，重点解决工程化落地的核心痛点：

第一，耐候型基础配方优化。引入复合抗氧体系与紫外吸收基团，开发适用于户外长期服役的专用聚脲配方，建立-40℃~60℃宽温域性能数据库，解决环境适应性与性能衰减问题。

第二，施工工艺标准化。制定特种车辆聚脲喷涂施工工艺规范，明确表面处理、底涂施工、喷涂作业、质量检测的全流程标准；开发复杂曲面路径规划方法，提升涂层厚度均匀性与性能一致性。

第三，快速修复技术研发。开发配套的现场原位修复材料与工艺，实现冲击损伤的快速补涂与性能恢复，提升产品在极严苛环境下的长时运行可靠性。

7.2.2 中长期发展方向（5~10 年）

面向下一代地面机动平台的防护需求，向高性能、智能化、多功能方向升级：

第一，梯度功能与自修复防护系统。设计沿厚度方向性能渐变的梯度聚脲结构，实现迎爆面高模量抗侵彻、背面高韧性抗崩落的最优匹配；引入动态可逆交联与自修复微胶囊，开发冲击损伤可自修复材料，从本质上提升多次抗冲击能力。

第二，多功能一体化涂层。推动聚脲防护从单一抗冲击功能向抗侵彻、红外隐身、隔热等多功能一体化方向发展，实现“一涂多防”，降低产品防护系统的复杂度与重量代价。

第三，完整标准体系建设。构建覆盖材料研发、结构设计、施工验收、服役评估的全链条标准体系，形成规范化的技术推广路径，支撑技术的规模化应用。

8 结论

喷涂聚脲弹性体作为一种轻量化、高效能的附加防护技术，完美适配现代特种车辆对抗高速撞击与爆炸冲击的防护需求。其核心防护机制源于高应变率下的动态玻璃化转变效应、大变形能量耗散能力与优异的背板崩落约束作用，通过分子结构优化、纳米复合增强与混杂体系设计，可进一步提升其防护性能上限，满足不同等级的防护需求。

在工程应用层面，需根据产品不同部位的威胁特征，合理选择涂覆位置、优化涂层厚度、保障界面粘结质量，才能充分发挥聚脲的防护效能。三类典型场景的工程实践框架表明，聚脲防护方案可在较小重量增量下显著提升产品的抗破片、抗爆能力，尤其适用于在役产品的快速改型升级，具备显著的技术与经济优势。

当前聚脲防护技术仍面临耐候性不足、施工一致性管控难、抗多次冲击能力弱等瓶颈，未来需按“近期突破工程化痛点、中长期布局高性能升级”的分阶段路径持续攻关。随着材料科学与工程技术的不断进步，喷涂聚脲防护技术必将成为传统地面机动平台构架的重要补充与增强手段，在轻量化升级与防护能力提升中发挥更加重要的作用。

参考文献：

[1] 蔡军锋, 李少杰, 闫军，杜仕国. 聚脲涂层抗爆抗侵彻性能研究进展[J]. 兵器装备工程学报, 2021, 42(8)：112-118.

[2] 赵鹏铎, 张鹏, 张磊, 等. 聚脲涂覆钢板结构抗爆性能试验研究[J]. 北京理工大学学报, 2018, 38(2): 118-123.

[3] 刘宇轩, 汪洋等. 抗冲击聚脲涂层研究进展[J]. 复合材料学报, 2025, 42(02):721-742.

[4] Mohotti D, Ali M, Ngo T, et al. Strain rate dependent constitutive model for predicting the material behavior of polyurea under high strain rate tensile loading[J]. Materials＆Design,2014, 53: 830-837.

[5] North Atlantic Treaty Organization. STANAG 4569 Protection Levels for Occupants of Armoured Vehicles[S].Edition 3,2014

多车协同作业任务规划的分阶段解耦方法

赵安澜

内蒙古第一机械集团股份有限公司北京智能技术工程中心

摘　要：针对多车协同任务规划问题，研究了一种分阶段解耦的求解方法，以最小化整体任务完成时间。将问题建模为多旅行商问题（MTSP），属于 NP-hard 问题。求解框架包含四个阶段：采用带容量约束的 K-means 算法对任务点进行初始聚类，确保各区域总作业耗时不超过预设上限；构建加权 Voronoi 图并迭代调整站点权重，使各区域负载精确逼近容量目标且保持凸多边形性质；利用 LAPJV 算法完成车辆到区域的最优指派，使总匹配距离最小；在各区域内采用嵌入 2-opt 局部优化的蚁群算法求解访问顺序。2-opt 操作在缩短路径长度的同时消除路径交叉，配合加权 Voronoi 图的凸性，共同保障区域内路径的几何规整性。

关键词：MTSP 问题；K-means 聚类；加权 Voronoi 图；LAPJV 算法；蚁群算法

1 问题描述与总体思路

1.1 问题描述

考虑如下车辆任务规划问题：平面上存在 N 辆服务车辆与 M 个任务点（ $M > N$ ）。每辆车的起始位置已知，记为 $S_j \in R^2$ $(j = 1,2,..,N)$；每个任务点的位置已知，记为 $P_i \in R^2$ $(i = 1,2,..,M)$，且任务点 i 的作业耗时为 $t_i > 0$。所有车辆的行驶速度相同，记为 v。

问题的目标是将 M 个任务点划分为 N 个子集，每个子集对应一辆车，并确定每辆车对其所负责任务点的访问顺序，使得整体任务完成时间最小化。每辆车从各自起点出发，依次访问所分配的全部任务点（每个任务点恰被访问一次），并在完成最后一个任务点后停止（无需返回起点）。

对于分配给车辆 j 的任务点集合 τ_j，若其访问顺序为 $\pi = \left(\pi_1, \pi_2, ..., \pi_{|\tau_j|}\right)$ ，则该车完成所有任务的总耗时为：

$$T_j = \frac{1}{v}\left(\| S_j - P_{\pi_1} \| + \sum_{k=1}^{|\tau_j|-1} \| P_{\pi_k} - P_{\pi_{k+1}} \| \right) + \sum_{i \in \tau_j} t_i$$

其中第一项为总行驶时间，第二项为总作业时间。整体优化目标为最小化所有车辆完成时间的最大值，即：

$$\min\left(\max_{1 \le j \le N} T_j \right)$$

该目标等价于使最后一辆完成任务的车辆尽早完工，适用于多车协同作业的均衡性要求。

1.2 数学建模

1.2.1 MTSP 问题

旅行商问题（Traveling Salesman Problem, TSP）是一个经典的组合优化问题，其描述简洁：给定若干城市及城市间的旅行费用，寻找一条经过每个城市恰好一次并返回起点的最短回路。TSP 源于 19 世纪哈密尔顿提出的智力游戏，自提出以来便成为运筹学与计算理论领域的核心研究课题。

TSP 的求解方法可分为两类。一类是精确算法，如线性规划、分支定界和动态规划，理论上可获得最优解，但 TSP 属于 NP-hard 问题，其可能路径数随城市数 n 呈指数增长（共 $(n-1)!/2$ 条回路）。当 n 增大到一定程度时，这将是一个天文数字——以 $n = 50$ 为例，即使使用每秒计算 1 亿次的超级计算机穷举所有路径，也需要运行 5×10^{48} 年。因此精确算法在大规模实例中完全不可行。另一类是

近似算法与智能优化算法，如遗传算法、模拟退火和蚁群算法，它们能在可接受时间内给出满意解，是目前大规模 TSP 求解的主流手段[1]。

多旅行商问题（Multiple Traveling Salesman Problem, MTSP）是 TSP 的自然推广，其基本描述为：给定 m 个旅行商和 n 个城市（通常 $m > n$），每个城市有且仅有一名旅行商访问一次，所有旅行商从同一仓库或多个不同仓库出发，最终返回各自起点，目标是使总旅行费用最小，或使最大单个旅行商的费用最小。MTSP 在数学上可视为 TSP 的约束扩展，当 $m = 1$ 时退化为标准 TSP，同样属于 NP-hard 问题[2]。

MTSP 在车辆路径规划、多机器人巡检、并行加工调度及物流配送等领域具有广泛应用。本文所研究的车辆任务规划问题可视为 MTSP 的一个典型实例：多辆车对应于多个旅行商，各任务点对应于需访问的城市，每辆车从各自起点出发，完成分配的一组任务点后返回。本文将全局 MTSP 分解为若干独立的 TSP 子问题，并采用蚁群算法（ACO）对每个子问题进行求解。

1.3 总体思路

本文所研究的车辆任务规划问题，本质上是一个具有空间分布特征的复杂组合优化问题。其复杂性体现在两个层面：第一，任务点数量多且分布不均匀，需要合理划分作业区域，使各区域在空间上保持紧凑；第二，每个任务点具有不同的作业耗时，需在划分时充分考虑各车辆的工作量均衡，避免部分车辆过早完工闲置而另一部分车辆超时工作。

针对上述复杂性，本文提出一种 “分阶段解耦” 的求解策略，将原问题分解为空间聚类、容量均衡、宏观匹配和微观路径规划四个相对独立的子问题，分别设计相应算法进行求解。整体求解流程如图 1 所示，共包含四个阶段。

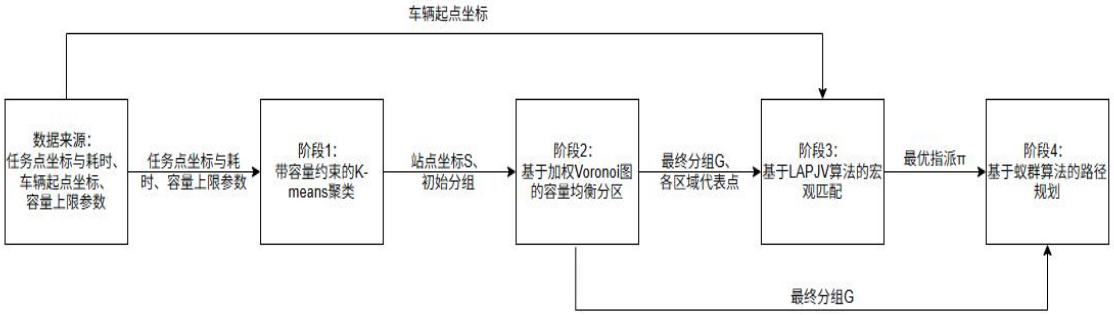


图 1　算法总体数据流图

Fig.1 Data Flow Diagram of the Overall Algorithm

阶段 1：带容量约束的 K-means 聚类

该阶段的目标是获得任务点的初始分组与各区域的初始站点位置。标准 K-means 算法仅考虑空间距离，无法保证各簇总作业耗时不超过预设上限。为此，本文在 K-means 的分配步骤中引入容量检查机制：每个任务点仅当目标簇的当前累积耗时与该任务耗时之和不超过簇容量上限时，才允许被分配。该阶段输出 N 个站点坐标 S，作为后续区域划分的基础。

阶段 2：基于加权 Voronoi 图的容量均衡分区

由于阶段 1 的容量约束是“硬性上限”而非“精确均衡”，各区域的实际耗时与目标容量之间仍存在一定偏差。为进一步提升负载均衡精度，同时保持各区域的凸多边形性质，本阶段固定阶段 1 获得的站点位置 S 不变，通过迭代调整加权 Voronoi 图中各站点的权重 W，使各区域的实际耗时精确逼近预设的容量目标 C_i。

本文采用如下加权距离定义：

$$d_i(p) = \left\| p - s_i \right\|^2 - \omega_i$$

其中 s_i 为第 i 个站点的坐标，ω_i 为其对应的权重。点 p 被分配给使 $d_i(p)$ 最小的站点。在该定义

下，两站点间的边界满足 $d_i(p)=d_j(p)$，展开后为关于 x 和 y 的线性方程，因此各区域边界均为直线段，区域保持凸多边形性质。

若权重ω_i增大，则 $d_i(p)$整体减小，该站点的势力范围向外扩张；反之权重减小则势力范围收缩。受此启发，本节采用基于容量偏差的权重迭代策略：当某区域实际耗时超过目标容量时，减小其权重以收缩区域；当实际耗时低于目标容量时，增大其权重以扩张区域，从而实现负载的精确均衡。

阶段 3：基于 LAPJV 算法的宏观匹配

完成区域划分后，需将 N 辆车与 N 个区域建立一一对应关系。该问题可建模为二分图完美匹配问题，其中二分图的一侧为车辆，另一侧为各区域的站点（或质心），边权为车辆起点到区域站点的欧氏距离。采用 LAPJV（Linear Assignment Problem Jonker-Volgenant）算法求解该匹配问题，可获得使总匹配距离最小的指派方案。当总匹配距离最小时，匹配线段在几何上具有较好的分离性，能够在较大程度上避免线段交叉。

阶段 4：基于蚁群算法的路径规划

经过前三个阶段，每个区域内的任务点集合及对应的负责车辆均已确定。本阶段在各区域内独立求解旅行商问题（TSP），即确定车辆访问其负责区域内所有任务点的最优顺序。本文采用蚁群算法（Ant Colony Optimization, ACO）对各区域内的 TSP 子问题进行求解，并在每轮迭代中对蚂蚁生成的路径执行 2-opt 局部优化，以消除路径中的交叉与迂回，进一步提升解的质量。

上述四阶段流程体现了“分而治之”的算法设计思想：将原问题按空间分解为若干子问题，再按功能分解为聚类、均衡、匹配、规划四个层次，各层之间通过站点坐标 S、权重 W 和区域划分结果进行松耦合连接。这种解耦设计既保证了求解效率，也使得各模块可独立改进与替换。

2 区域划分与路径规划算法

2.1 带容量约束的 K-means 聚类

2.1.1 K-means 算法基本原理

K-means 是聚类分析中最常用的算法之一，其核心思想是将 n 个数据点划分到 K 个簇中，使得同一簇内的点尽可能紧凑，不同簇间的点尽可能分离。算法通过迭代优化以下目标函数实现聚类：

$$J=\sum_{k=1}^{K}\sum_{x\in C_k}\|x-\mu_k\|^2$$

其中 C_k 为第 k 个簇，μ_k 为该簇的质心（即簇内所有点的均值）。算法交替执行分配步骤（将每个点指派给最近的质心）和更新步骤（重新计算各簇质心），直至质心不再变化[3][4]。

标准 K-means 实现简单、计算高效，但其仅关注空间位置，将所有点等权对待，无法处理各数据点具有不同权重或不同容量约束的场景。在本文问题中，各任务点的耗时各不相同，各区域总耗时需满足均衡要求，因此须对标准 K-means 进行改进。

2.1.2 容量约束机制

本文将容量约束引入 K-means 的分配步骤。设第 k 个簇的容量上限为 C_k，当前累积耗时为 L_k，当考虑将任务点 x_i（耗时 t_i）分配给簇 k 时，需同时满足：（1）距离最近（或按顺序靠前）；（2）$L_k+t_i\le C_k$。若最近站点已满，则尝试次近站点。

容量上限 C_k 通常取各车辆期望负载的$1+\delta$ 倍：

$$C_k=(1+\delta)\cdot\frac{\sum_{i=1}^{M}t_i}{N}$$

2.1.3 算法流程

算法：带容量约束的 K-means 聚类

表 31　带容量约束的 K-means 聚类算法参数表

Table.32 Parameters of the capacity-constrained K-means clustering algorithm

参数	符号	说明
任务点集合	P	包含各任务点坐标(x_i, y_i)及耗时 t_i
站点数	N	聚类簇数，等于车辆数
容量上限	C_k	第 k 个簇允许的最大总作业耗时
最大迭代次数	$T_{\max}$	算法终止条件之一

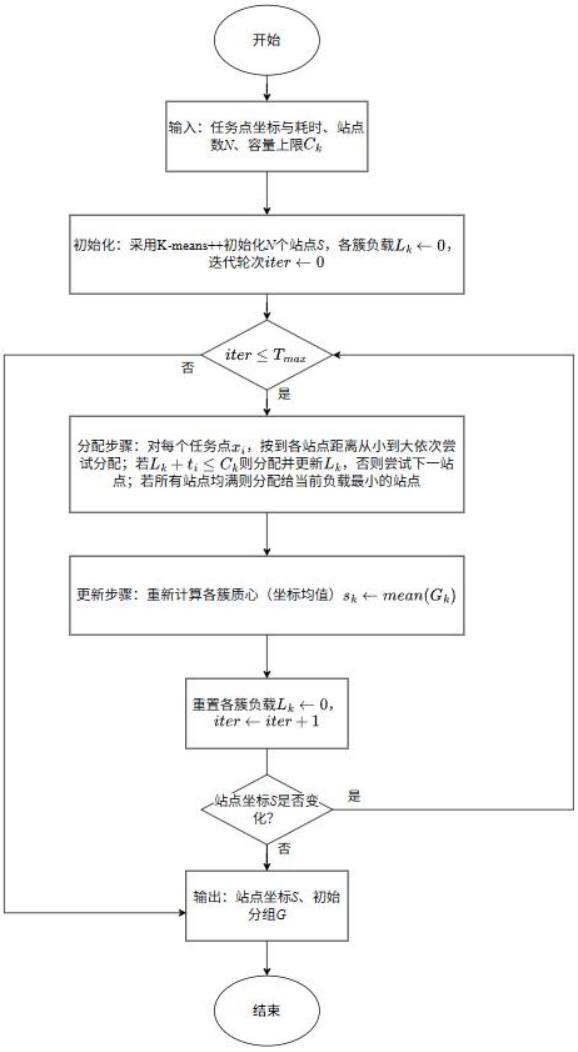


图 2　带容量约束的 K-means 聚类算法流程图

Fig.2 Flowchart of the Capacity-Constrained K-means Clustering Algorithm

上述分配机制使得聚类结果在空间紧凑性与负载均衡性之间取得平衡。只要总容量 $\sum C_k \geq \sum t_i$ 且各 $C_k \geq \max_i t_i$，分配过程总能完成，不会出现无法分配的情况。阶段 1 输出的站点坐标 S 将作为后续加权 Voronoi 图分区的初始站点。

2.2 基于加权 Voronoi 图的容量均衡分区

经过阶段 1 的带容量约束 K-means 聚类，各任务点已形成满足容量上限的初始分组，并获得 N 个站点位置 S。然而，阶段 1 的容量约束为“硬性上限”而非“精确均衡”，各区域的实际耗时与目标容量之间仍存在一定偏差。为进一步提升负载均衡精度，同时保持各区域的凸多边形性质，本阶段固定阶段 1 获得的站点位置 S 不变，通过迭代调整加权 Voronoi 图中各站点的权重 W，使各区域的实际耗时精确逼近预设的容量目标 C_i。

2.2.1 加权 Voronoi 图

Voronoi 图因其将空间划分为最近邻区域的特性，在地理信息系统、机器人路径规划、无线传感器网络覆盖、生物形态建模及计算几何等领域具有广泛应用。例如，在城市空间影响范围界定中，Voronoi 图可用于确定各城市或服务设施的辐射范围，为区域规划提供依据[5]。

本文利用加权 Voronoi 图对任务区域进行划分，通过迭代调整站点权重使得各区域总耗时逼近预设容量目标。

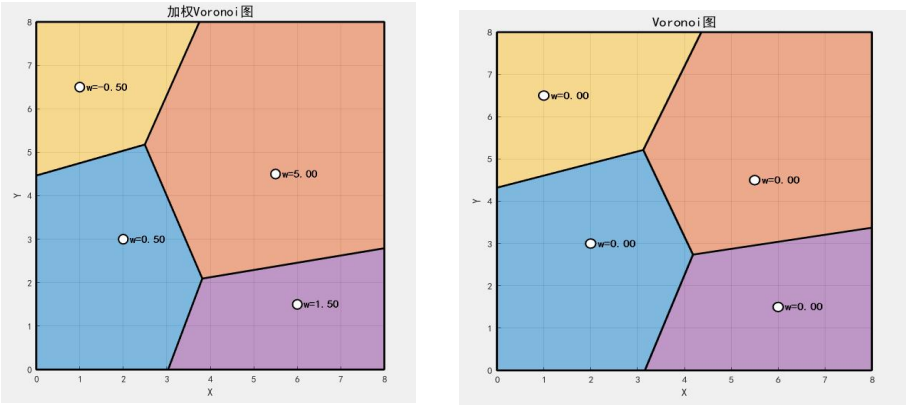
在 Voronoi 图中，判断一个点属于哪个区域无需构造多边形边界。根据定义，只需计算该点到所有站点的距离并取最近者即可确定归属——这正是 Voronoi 图相比通用点-in-多边形方法（如射线法）的显著优势。射线法需预先获取多边形顶点坐标并逐边计算交点，若需判断大量点且区域边界频繁变化时，每次重新构建多边形并执行射线测试的计算开销较大。而 Voronoi 图的距离比较法仅依赖于站点坐标，各点的判断相互独立，在分区边界动态调整的场景中尤其高效。

标准 Voronoi 图采用欧氏距离作为度量，其区域形状取决于站点的空间分布。若为每个站点引入一个权重参数 ω_i，则得到加权 Voronoi 图。根据权重引入方式的不同，加权 Voronoi 图有多种形式。常用的包括乘性加权（距离定义为$\|p-s_i\|/\omega_i$）和加性加权（距离定义为$\|p-s_i\|-\omega_i$）。乘性加权 Voronoi 图的边界为圆弧（阿波罗尼奥斯圆），加性加权 Voronoi 图的边界为双曲线。这两种方式虽然能够调节站点势力范围，但均导致区域边界变为曲线，区域不再保持凸多边形性质，给后续的“点-in-区域”判断和路径规划带来不便。

相比之下，本文采用如下加权距离定义：

$$d_i(p)=\|p-s_i\|^2-\omega_i$$

该形式可视为加性加权的一种变体，其特殊之处在于距离度量取欧氏距离的平方。在该定义下，两站点间的边界满足 $d_i(p)=d_j(p)$，展开后为关于 x 和 y 的线性方程，因此区域边界均为直线段，各区域保持凸多边形性质。这一特性对后续几何可行性分析至关重要。



(a)加权 Voronoi 图　　(b)Voronoi 图

图 3　Voronoi 图与加权 Voronoi 图

Fig.3 Voronoi Diagrams and Weighted Voronoi Diagrams

其中 s_i 为第 i 个站点的坐标，ω_i 为其对应的权重。点 p 被分配给使 $d_i(p)$最小的站点。增大 ω_i 会使该站点区域扩张，减小 ω_i 则使区域收缩。这一特性恰好可用于调节各区域的任务负载。

2.2.3 权重迭代策略

设当前权重配置下第 i 个区域的实际耗时为 $f_i(W)$（即落入该区域内所有任务点的耗时之和），容量目标为 C_i。若 $f_i(W)>C_i$，说明该区域超载，需减小 ω_i 以收缩区域；若 $f_i(W)<C_i$，说明欠载，需增大 ω_i 以扩张区域。

基于上述思想，采用偏差反馈策略迭代更新权重。第 i 轮迭代的更新公式为：

$$\omega_i^{(k+1)} = \omega_i^{(k)} - \beta \cdot \left(f_i(W^{(k)}) - C_i \right)$$

其中 $\beta > 0$ 为步长参数。该式中 $f_i(W) - C_i$ 的正负号决定了权重的增减方向：超载时偏差为正，权重减小，区域收缩；欠载时偏差为负，权重增大，区域扩张。步长 β 控制单次调整幅度。

固定站点 S 后，各区域的容量 $f_i(W)$ 关于对应权重 ω_i 单调递增，上述偏差反馈机制具有稳定的收敛性。当最大偏差 $\max_i \left| f_i(W) - C_i \right|$ 小于预设容差 ε 时，迭代终止。

2.2.4 算法流程

算法：基于加权 Voronoi 图的容量均衡分区

表 32　基于加权 Voronoi 图的容量均衡分区算法参数表

Table.33 Parameters of the weighted Voronoi diagram based capacity-balanced partitioning algorithm

参数名称	符号	说明
站点坐标	S	阶段 1 输出的聚类中心，本阶段固定不变
容量目标	C_i	第 i 个区域期望达到的总作业耗时
任务点集合	P	包含各任务点坐标(x_i, y_i)及耗时 t_i
步长	β	权重迭代的更新幅度，控制收敛速度
容差	ε	迭代终止条件，最大允许的负载偏差

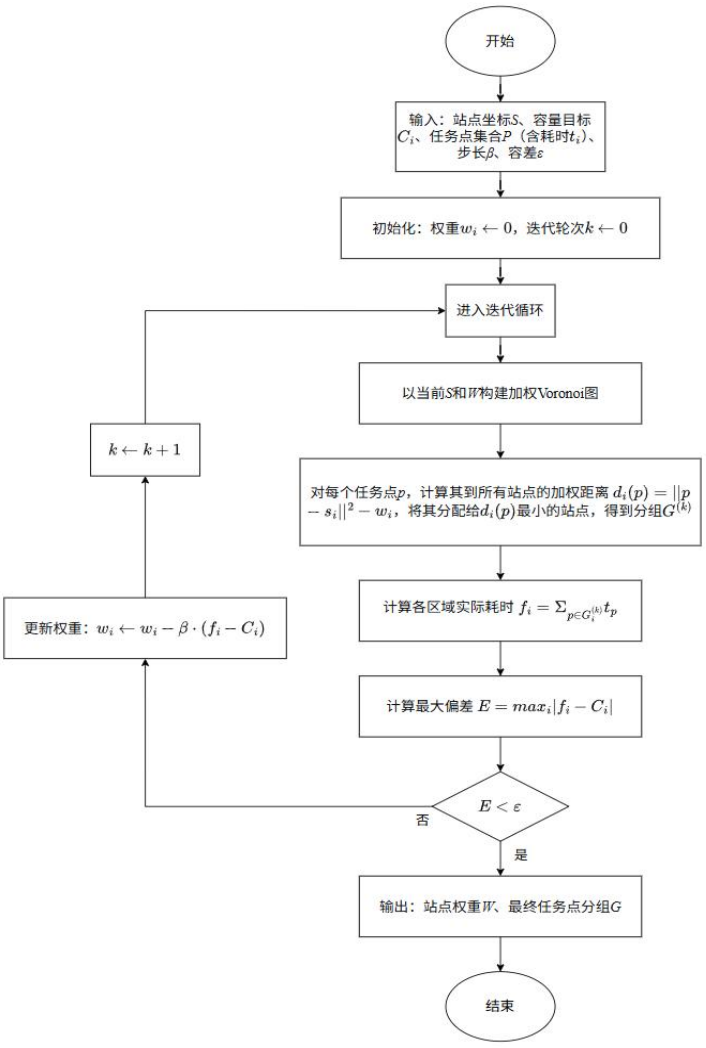


图 4　基于加权 Voronoi 图的容量均衡分区算法流程图

Fig.4 Flowchart of the Weighted Voronoi Diagram Based Capacity-Balanced Partitioning Algorithm

该算法将负载均衡问题转化为加权 Voronoi 图的权重求解问题。通过迭代调整权重，使各站点的势力范围在空间上动态收缩或扩张，最终实现各区域负载对目标容量的精确逼近。本阶段输出的分组 G 将作为后续宏观匹配与路径规划的基础数据。

2.2.4 计算效率优化

在算法流程中，每轮迭代均需遍历全部 M 个任务点，计算每个点到 N 个站点的加权距离并确定其归属，时间复杂度为 $O(MN)$。当任务点数量较大时，该操作成为算法的计算瓶颈。然而，在迭代后期，各站点的权重变化幅度较小，大多数远离区域边界的任务点的归属已趋于稳定，无需每轮重复计算。

为降低计算开销，本文采用边界带启发式（Active Set）策略优化内点判断过程。该策略的核心思想是：只有位于区域边界附近的任务点才可能在权重更新后改变归属，而远离边界的内部点可直接沿用上一轮的归属结果，无需重新计算。

具体地，在每轮迭代完成分组后，对每个任务点 p，计算其到最近站点 s_i 与次近站点 s_j 的加权距离之差：

$$\Delta(p) = d_j(p) - d_i(p) = \left(\|p - s_j\|^2 - \omega_j \right) - \left(\|p - s_i\|^2 - \omega_i \right)$$

若 $\Delta(p) > \delta$ （$\delta > 0$ 为预设阈值），说明该点距离边界足够远，即便本轮权重发生微小变化，其归属也不会改变，因此将其标记为“稳定点”，在下一轮迭代中直接沿用当前标签，不再参与加权距离计算。仅当 $\Delta(p) \le \delta$ 时，该点被标记为“边界点”，在下一轮中重新计算其归属。

该策略的阈值δ可根据实际精度要求设定：δ越大，被冻结的点越多，计算速度越快，但可能牺牲少量均衡精度；δ取 0 时退化为全量计算。实际应用中，迭代初期可采用全量计算，待分组趋于稳定后启用边界带策略。此外，每隔若干轮强制执行一次全量计算，防止累积误差导致分组漂移。

采用该策略后，每轮迭代仅需对边界点进行重新分配，而边界点的数量远少于总任务点数，显著降低了计算时间，尤其适用于任务点密集的大规模场景。

2.3 基于 LAPJV 算法的宏观匹配

经过阶段 2 的加权 Voronoi 图迭代，各任务点的区域归属已确定，形成 N 个凸多边形区域，且各区域的实际总耗时已逼近容量目标。然而，每个区域仅对应一个站点（即阶段 1 输出的初始聚类中心），尚未指定具体由哪辆车负责。本阶段将 N 辆车与 N 个区域建立一一对应关系，即求解一个最优指派问题。

2.3.1 问题建模

将 N 辆车与 N 个区域的匹配问题建模为二分图完美匹配。二分图的一侧为车辆集合 $U = \{u_1, u_2, ..., u_N\}$，另一侧为区域集合 $R = \{r_1, r_2, ..., r_N\}$。每个区域 r_i 对应一个实际任务点作为其代表点，具体选取方式为：在区域 r_i 所包含的所有任务点中，选择距离该区域站点 s_i（阶段 1 输出的聚类中心）最近的任务点作为代表点 q_i：

$$q_i = \arg\min_{p \in G_i} \|p - s_i\|$$

其中 G_i 为区域 r_i 内的任务点集合。采用实际任务点而非站点作为代表点，是因为站点 s_i 是区域内的平均位置，可能并非实际任务点；而车辆最终必须前往某个具体任务点执行作业，以实际任务点作为匹配终点可使宏观指派在物理意义上更加明确。

车辆 u_j 到区域 r_i 的匹配代价定义为车辆起点到代表点 q_i 的欧氏距离：

$$c_{ji} = \|u_j - q_i\|$$

构造代价矩阵 $C \in R^{N \times N}$，其中 c_{ji} 表示车辆 j 指派到区域 i 的代价。问题转化为寻找一个排列 $\pi : \{1, ..., N\} \to \{1, ..., N\}$，使得总代价最小：

$$\min_{\pi}\sum_{j=1}^{N}c_{j,\pi(j)}$$

2.3.2 0LAPJV 算法

LAPJV（Linear Assignment Problem Jonker-Volgenant）算法由 Jonker 和 Volgenant 于 1987 年提出，是求解线性指派问题（Linear Assignment Problem, LAP）的高效算法。该算法本质上基于最短增广路径框架，是匈牙利算法的一种改进实现，但其初始化策略和对 Dijkstra 最短路径算法的专用优化使其在实际计算中显著快于传统的匈牙利算法。LAPJV 的时间复杂度为 $O(N^3)$，同时适用于稠密与稀疏代价矩阵，且对代价系数的取值范围不敏感[6]。

设代价矩阵为 $C=[c_{ij}]\in R^{N\times N}$，其中 c_{ij} 表示车辆 i 到区域 j 的匹配代价。算法维护以下变量：

$x[i]$：行 i 分配的列编号，$x[i]=0$ 表示未分配；

$y[j]$：列 j 分配的行编号，$y[j]=0$ 表示未分配；

$u[i]$：行 i 的对偶变量（行价格）；

$v[j]$：列 j 的对偶变量（列价格）；

缩减代价：$\mathrm{cred}[i,j]=c[i,j]-u[i]-v[j]$。

算法流程如下：

算法：LAPJV 算法（最小权完美匹配）

表 33　LAPJV 算法参数表

Table.34 Parameters of the LAPJV algorithm

参数名称	符号	说明
代价矩阵	C	$c_{ji}=\|u_j-q_i\|$，车辆起点到区域代表点的欧氏距离
车辆集合	U	各车辆的起点坐标
区域代表点	q_i	各区域内距站点最近的实际任务点

1.列缩减：对每一列 j，寻找该列的最小代价 $h=\min_i c[i,j]$，令 $v[j]:=h$，并将该列分配给对应的行 $i^*=\arg\min_i c[i,j]$。若 i^*尚未分配，则将列 j 分配给行 i^*；否则将行 i^*标记为重复分配。列缩减的数学表示为：

$$v[j]=\min_{1\le i\le N}c[i,j],\quad j=1,2,...,N$$

2.缩减转移：对每个已分配的行 i（即 $x[i]=j_1\neq 0$），设该行缩减代价的最小值为 $u_1=c[i,j_1]-v[j_1]$，第二小值为 $u_2=\min_{j\neq j_1}(c[i,j]-v[j])$。若 $u_1<u_2$，则执行缩减转移：

$$v[j_1]:=v[j_1]-(u_2-u_1)$$

该操作使已分配列的列价格降低，从而使已分配行的缩减代价提升至与次小值相同的水平，增加后续未分配行获得更大缩减量的可能性。

3.增广行缩减：从未分配行出发，尝试寻找增广路径。对于当前未分配行 i，设缩减代价最小值为 $u_1=\min_j(c[i,j]-v[j])$，对应列为 j_1；第二小值为 $u_2=\min_{j\neq j_1}(c[i,j]-v[j])$。若 $u_1<u_2$，则执行缩减转移 $v[j_1]:=v[j_1]-(u_2-u_1)$，并将行 i 分配给列 j_1，同时释放该列原先分配的行 $i'=y[j_1]$ 作为新的未分配行进行递归处理。若 $u_1=u_2$，则直接沿最短增广路径进行增广。该步骤重复执行两次。

4.主循环：对每个未分配行 i_1，采用改进的 Dijkstra 算法寻找最短增广路径。初始化距离标号：

$$d[j]=c[i_1,j]-v[j],\quad \mathrm{pred}[j]=i_1,\quad j=1,2,...,N$$

其中 $d[j]$表示从未分配行 i_1 到列 j 的最短路径长度（以缩减代价计），pred[j]为最短路径树中列 j 的前驱行。定义当前已扫描列集合为 READY，待扫描列为 SCAN，未标记列为 TODO。算法不断从 TODO 中选取距离标号最小的列：

$$\mu = \min_{j \in \text{TODO}} d[j]$$

若μ对应的列 j 尚未分配（即 $y[j]=0$），则找到最短增广路径，转入步骤 6。否则，将该列当前分配的行 $i=y[j]$ 纳入搜索，对 TODO 中的每一列 k，更新其距离标号：

$$d[k] := \min(d[k], \mu + \text{cred}[i,k])$$

其中 $\text{cred}[i,k]=c[i,k]-u[i],v[k]$ 为缩减代价。

5.价格更新：设步骤 4 中得到的最短路径长度为μ，对 READY 中所有列 k（即满足 $d[k]<\mu$ 的已扫描列），更新列价格：

$$v[k] := v[k] + d[k] - \mu$$

同时，对于列 k 所对应的行 $i=y[k]$（若已分配），更新行价格：

$$u[i] := u[i] + d[k] - \mu$$

该更新确保所有已扫描列对应的行仍满足互补松弛条件：$c[i,k]-u[i]-v[k]=0$ ，且最短路径上的缩减代价均为非负。

6.路径增广：沿最短增广路径调整匹配。设增广路径终点为列 j（满足 $y[j]=0$ 且 $d[j]=\mu$），反复执行：

$$i := \text{pred}[j], \quad y[j] := i, \quad k := j, \quad j := x[i], \quad x[i] := k$$

直至回溯到起始未分配行 i_1。每次迭代将列 j 重新分配给其前驱行 i，并释放该行原先分配的列，形成增广路径的反向回溯。该过程使匹配数增加 1。

7.重复步骤 4-6，直至所有行均已分配。

8.输出最优指派 $x[i](i=1,2,...,N)$ 。

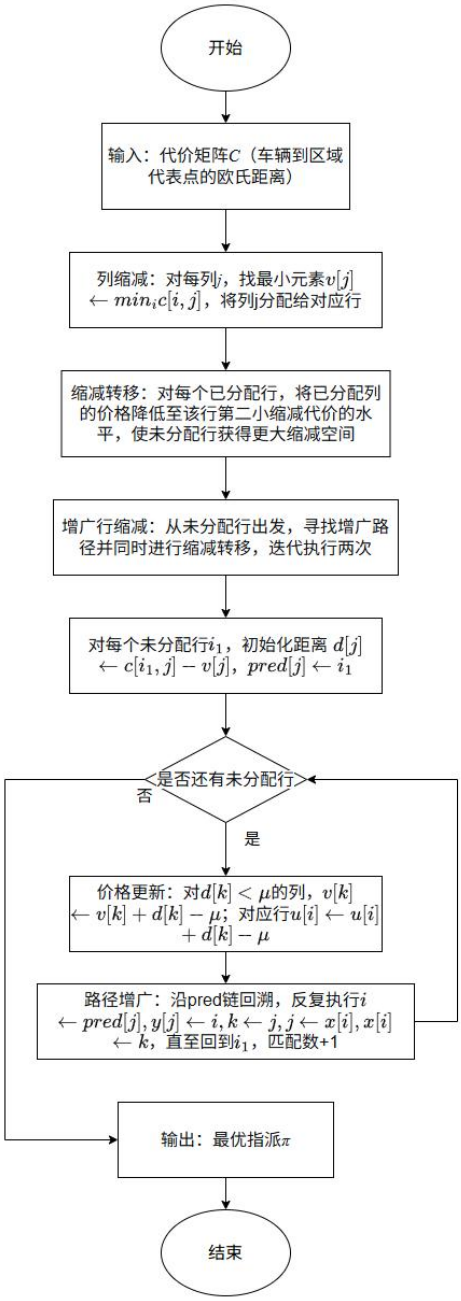


图 5　LAPJV 算法流程图

Fig.5 Flowchart of the LAPJV Algorithm

2.3.3 匹配性质

由于代价矩阵仅包含车辆起点到区域代表点的欧氏距离，LAPJV 算法所求解为使总匹配距离最小的最优指派。根据最小权完美匹配的几何性质，该方案对应的 N 条匹配线段（车辆起点到区域代表点）具有路径不交叉的特性。证明思路如下：若两条匹配线段交叉，则由三角形不等式可知，交换匹配对象可得到总距离更小的指派，与最小性矛盾。

上述“距离最短”与“路径不交叉”同时成立，依赖于代价矩阵中的元素均为欧氏距离这一前提。然而需要指出的是，总匹配距离最小并不意味着各车辆总完成时间最小——车辆的总时间还取决于区域内作业顺序、各任务点耗时等因素，这是一个更为复杂的多目标优化问题。本文在宏观指派层面以距离最优为目标，其合理性在于前序阶段已通过容量约束保证了各区域工作量的基本均衡。

2.4 基于蚁群算法的路径规划

经过前三个阶段，每个区域内的任务点集合及对应的负责车辆均已确定。本阶段在各区域内独立求解旅行商问题（TSP），即确定车辆访问其负责区域内所有任务点的最优顺序。由于各区域内的任务点数量相对较少，适合采用智能优化算法进行求解。本文采用蚁群算法（Ant Colony Optimization, ACO）对各区域内的TSP子问题进行求解，并在每轮迭代中对蚂蚁生成的路径执行2-opt局部优化，以进一步提升解的质量。

2.4.1 蚁群算法基本原理

旅行商问题（TSP）是组合优化领域中最具挑战性的问题之一，自提出以来便受到学术界的广泛关注，大量方法被提出以求解该问题。蚁群算法作为求解复杂组合优化问题的一种启发式仿生进化算法，已被证明是求解TSP的有效手段。事实上，TSP问题是最早用于验证蚁群算法性能的基准测试问题-。第一个蚁群算法——蚂蚁系统（Ant System），以及其后涌现的蚁群系统（Ant Colony System）、最大-最小蚂蚁系统（Max-Min Ant System）等代表性算法，均以TSP问题作为算法验证与效率测试的标准平台-。围绕蚁群算法求解TSP的研究，学者们从算法结构框架、参数设置与优化、信息素更新机制、混合算法等角度提出了大量改进方案[7]。这些研究成果进一步巩固了蚁群算法在组合优化领域的地位，也为本文将蚁群算法应用于区域内的路径规划提供了理论依据。

蚁群算法是由Dorigo等人于20世纪90年代提出的一种模拟蚂蚁觅食行为的启发式优化算法。其核心思想是：蚂蚁在寻找食物源的过程中，会在其经过的路径上释放一种称为“信息素”的化学物质，后续蚂蚁倾向于选择信息素浓度较高的路径，从而形成正反馈机制，最终使整个蚁群找到从巢穴到食物源的最短路径。

在TSP问题中，蚁群算法的基本流程如下：

（1）初始化：设置蚂蚁数量K、信息素重要程度α、启发函数重要程度β、信息素挥发系数ρ等参数，初始化各城市间路径上的信息素浓度τ_{ij}为常数。

（2）路径构造：每只蚂蚁从起始城市出发，按照状态转移概率选择下一个访问城市。蚂蚁k从城市i转移到城市j的概率为：

$$p_{ij}^{k}=\frac{\left[\tau_{ij}\right]^{\alpha}\cdot\left[\eta_{ij}\right]^{\beta}}{\sum_{l\in \text{allowed}_k}\left[\tau_{ij}\right]^{\alpha}\cdot\left[\eta_{ij}\right]^{\beta}}$$

其中$\eta_{ij}=1/d_{ij}$为启发函数，d_{ij}为城i市与j之间的距离，allowed_k为蚂蚁k尚未访问的城市集合。

（3）信息素更新：所有蚂蚁完成一次路径构造后，对各路径上的信息素进行挥发与沉积：

$$\tau_{ij}\leftarrow(1-\rho)\cdot\tau_{ij}+\sum_{k=1}^{K}\Delta\tau_{ij}^{k}$$

其中$\Delta\tau_{ij}^{k}$为蚂蚁k在路径(i,j)上释放的信息素增量，通常取该蚂蚁所走路径总长度的倒数。

（4）迭代：重复步骤（2）和（3），直至达到预设的最大迭代次数或算法收敛。

2.4.2 2-opt局部优化

蚁群算法虽然具有较强的全局搜索能力，但在迭代后期容易因信息素累积效应而陷入局部最优，所得路径中往往存在局部交叉或迂回现象。为进一步提升解的质量，本文在每轮迭代的路径构造完成后，对每只蚂蚁生成的路径执行2-opt局部优化。

2-opt是一种简单高效的局部搜索算子，其基本原理为：对于一条现有路径，选择两条不相邻的边（即四条不同的顶点），删除这两条边，然后将其中一段路径反转后重新连接，形成一条新路径。若新路径的总长度小于原路径，则保留该改进。该过程重复执行，直到无法继续改进为止[8]。

具体地，对于一条路径$\pi=(\pi_1,\pi_2,...,\pi_n)$，若选择反转区间为$[i,j]$（$i+1<j$），则2-opt操作

可表示为：

$$\pi' = (\pi_1, ...\pi_{i-1}, \pi_j, \pi_{j-1}, ..., \pi_{i+1}, \pi_i, \pi_{j+1}, ..., \pi_n)$$

即删除边 (π_{i-1}, π_i) 和 (π_j, π_{j+1})，并反转路径段 $\pi_i \to \pi_j$，重新连接为 (π_{i-1}, π_j) 和 (π_i, π_{j+1})。若新路径长度满足：

$$d(\pi_{i-1}, \pi_j) + d(\pi_i, \pi_{j+1}) < d(\pi_{i-1}, \pi_i) + d(\pi_j, \pi_{j+1})$$

则新路径更短，接受该改进。2-opt 的核心优势在于仅需 $O(n^2)$的时间复杂度即可完成对整条路径的遍历优化。

此外，2-opt 操作还具有消除路径交叉的作用。对于平面上一条存在交叉的路径，2-opt 通过交换两条边的连接方式，能够将交叉路径重连为非交叉路径，且总长度严格减小。这一性质与三角形不等式是一致的：交叉路径的总长度一定大于交换后非交叉路径的总长度。因此，在蚁群算法的每一轮迭代中对每只蚂蚁的路径执行 2-opt，不仅能够缩短路径长度，还能从几何上消除路径中的交叉，使各区域内的规划路径更加规整。

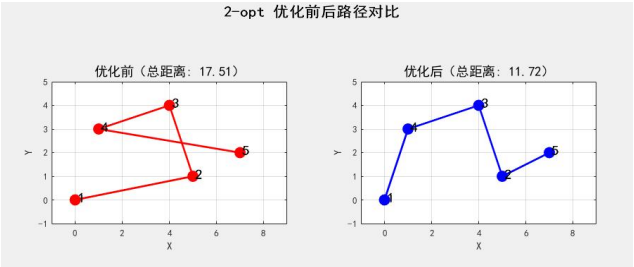


图 6　2-opt 局部优化前后路径对比

Fig.6 Comparison of paths before and after 2-opt local optimization

这里也体现出前文要求加权 Voronoi 图区域具有凸性的原因：若区域为非凸，则连接同一区域内两任务点的线段可能超出区域边界，造成该车辆在“自己地盘”内行驶时无意闯入其他车辆的区域，即使路径自身无交叉，仍可能与其他车辆产生空间冲突。而加权 Voronoi 图保证了各区域的凸多边形性质，使得区域内任意两点间的连线完全包含在区域内，从而确保各车在各自凸区域内规划的路径不会跨出本区域，与 2-opt 所消除的路径自身交叉形成互补，共同实现区域内路径的几何规整性。

本文将 2-opt 嵌入蚁群算法的每一轮迭代中：每只蚂蚁构造完一条完整路径后，立即对该路径执行 2-opt 局部搜索，直至无法产生更优改进；随后再以改进后的路径为依据进行信息素更新。该策略使得蚂蚁在释放信息素之前，携带的已是经局部优化后的较优路径，从而引导后续蚂蚁搜索更有潜力的解空间。这种“全局探索+局部精炼”的混合策略，能够有效平衡算法的搜索广度与收敛精度。

2.4.3 算法流程

综上所述，本文采用的改进蚁群算法流程如下：

算法：基于 2-opt 改进的蚁群算法

表 34 基于 2-opt 改进的蚁群算法参数表

Table.35 Parameters of the ant colony optimization algorithm with 2-opt local search

参数名称	符号	说明
信息素重要程度	α	控制信息素在路径选择中的权重，$\alpha \geq 0$
启发函数重要程度	β	控制距离在路径选择中的权重，$\beta \geq 0$
信息素挥发系数	ρ	控制信息素的挥发速度，$0 < \rho < 1$
蚂蚁数量	K	每轮迭代中构造路径的蚂蚁总数
最大迭代次数	$T_{\max}$	算法终止条件

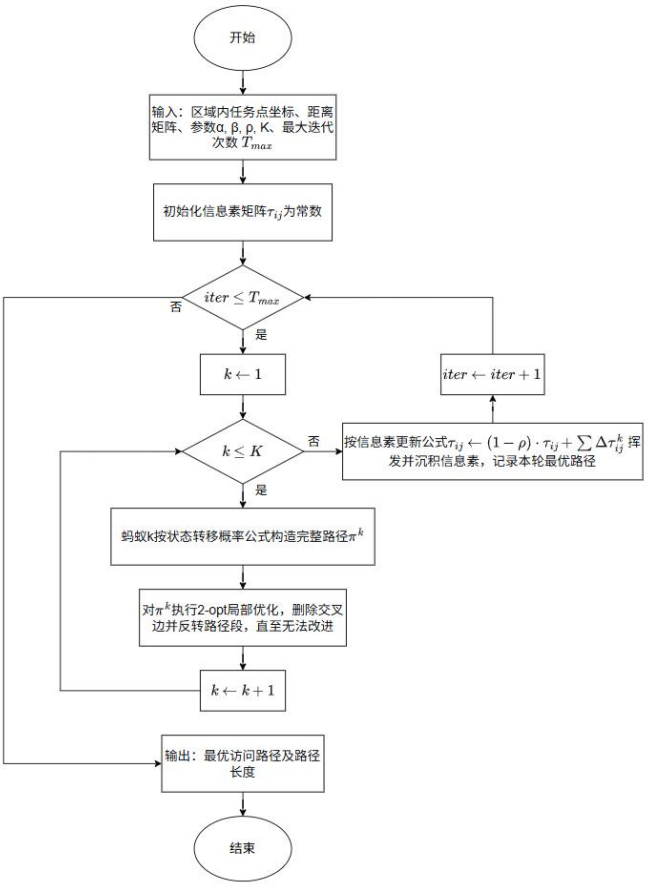


图 7　基于 2-opt 改进的蚁群算法流程图

Fig.7 Flowchart of the Ant Colony Optimization Algorithm with 2-opt Local Search

3 结论与讨论

3.1 工作总结

本文针对多车协同任务规划问题，提出了一种分阶段解耦的求解框架，将原问题分解为空间聚类、容量均衡、宏观匹配与路径规划四个子问题，分别设计算法予以求解。主要工作总结如下：

（1）带容量约束的 K-means 聚类：在标准 K-means 算法的基础上引入容量检查机制，将任务点按空间位置聚类的同时，保证各簇的总作业耗时不超过预设上限，为后续的负载均衡提供良好的初始解。

（2）基于加权 Voronoi 图的容量均衡分区：固定聚类中心位置，通过迭代调整站点权重对区域边界进行微调，使各区域的实际负载精确逼近容量目标。同时，该加权方式保持了区域的凸多边形性质，确保区域内任意两点间的连线完全包含在区域内，使不同车辆的作业路径在空间上相互隔离、互不干扰。

（3）基于 LAPJV 算法的宏观匹配：将车辆与区域的对应关系建模为二分图完美匹配，以车辆起点到区域代表点的欧氏距离为代价，采用 LAPJV 算法求解总匹配距离最小的指派方案。该算法在保持 $O(N^3)$时间复杂度的同时，通过优化的初始化策略和最短路径搜索，显著提升了实际计算效率。

（4）基于蚁群算法的路径规划：在各区域内将任务点访问顺序问题建模为 TSP，采用嵌入 2-opt 局部优化的蚁群算法进行求解。2-opt 操作不仅缩短路径长度，还从几何上消除路径中的交叉，配合 Voronoi 区域的凸性，共同保证区域内路径的几何规整性。

3.2 存在不足

尽管上述框架在思路上具有一定合理性，但受限于问题的复杂性，仍存在以下不足：

（1）MTSP 问题的固有难度：多旅行商问题是 TSP 的推广，其解空间随任务点数与车辆数呈指数增长，精确最优解在大规模实例中几乎无法求得。本文采用的分阶段求解策略本质上是一种启发式方案，缺乏对全局最优性的理论保证。

（2）优化目标的不一致性：单车辆 TSP 中，路径长度最短等价于时间最短。但在多车并行场景下，各车辆的路径相互独立，最小化总路径长度并不等同于最小化最大完成时间——后者仅取决于耗时最长的那一辆车，若仅以此为目标，可能出现其他车辆资源闲置的情况，造成整体资源利用不充分。此外，路径是否交叉仅能作为单条路径质量的判断依据，无法作为多车整体方案优劣的最终评判标准——一组无交叉的路径仍可能在时间上劣于存在部分交叉的路径。尽管如此，减少交叉有助于缩短总路程（由三角形不等式，交叉路径经 2-opt 重连后总长度严格减小），同时使各车辆的路径在空间上更加规整，在一定程度上改善了方案的工程可用性。

需要指出的是，本文所实现的路径无交叉是分阶段局部意义上的：匈牙利算法保证了车辆起点到区域代表点的匹配线段互不相交，2-opt 优化保证了各区域内访问路径的自回避性。但车辆从起点驶入其负责区域的过程中，仍可能穿越其他车辆所在区域的内部，即两阶段之间的路径交叉难以处理。

（3）完全解耦带来的局部最优问题：本文将原问题按功能依次分解为四个独立阶段，前序阶段的决策结果将作为后续阶段的输入并固定不变，缺乏全局层面的反馈与修正机制。这意味着阶段 1 的分组质量直接影响后续所有阶段的效果，若初始聚类不理想，则后续阶段的优化空间将受到严重限制，各阶段独立寻优难以保证整体方案的最优性。

参考文献：

[1] 文永军.旅行商问题的两种智能算法[D].西安电子科技大学,2010.

[2] 张硕航,郭改枝.多旅行商模型及其应用研究综述[J].计算机科学与探索,2022,16(7):1516-1528.

[3] 杨俊闯,赵超.K-Means 聚类算法研究综述[J].计算机工程与应用,2019,55(23):7-14+63.

[4] 王森,刘琛,邢帅杰.K-means 聚类算法研究综述[J].华东交通大学学报,2022,39(5):119-126.DOI:10.16749/j.cnki.jecjtu.20220914.001.

[5] 王新生,李全,郭庆胜,等.Voronoi 图的扩展、生成及其应用于界定城市空间影响范围[J].华中师范大学学报(自然科学版),2002,(1):107-111.DOI:10.19603/j.cnki.1000-1190.2002.01.027.

[6] Jonker R, Volgenant A. A shortest augmenting path algorithm for dense and sparse linear assignment problems[J]. Computing, 1987, 38(4): 325-340.

[7] 郭城成,田立勤,武文星.蚁群算法在求解旅行商问题中的应用综述[J].计算机系统应用,2023,32(3):1-14.DOI:10.15888/j.cnki.csa.008976.

[8] 王立宏,李强.旅行商问题的一种选择性集成求解方法[J].山东大学学报(工学版),2016,46(1):42-48.

基于多模式复合防松的特种车辆螺纹连接密封工艺优化与试验验证

侯晓科，王磊，彭淑敏，郭焱，王浩博，吴昊，王艳丽，付铭

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古包头市 2 号信箱 014030

摘　要:针对特种车辆在越野机动、重载冲击、高低温交变及多介质腐蚀等极端复合工况下，螺纹连接系统频繁发生松动失效与密封泄漏的工程难题，本文系统开展了螺纹连接松动机理分析与防松止漏装配工艺优化研究。基于 Junker 横向振动理论与螺栓连接松动三阶段演化规律，分析了特种车辆多轴随机振动、高频冲击及宽温域交变等复杂工况对预紧力衰减与密封失效的加速效应。以扭矩-转角控制法为核心，结合正交试验确定了最优拧紧工艺窗口，并系统研究了螺纹表面状态、润滑条件及涂胶工艺对拧紧质量的影响规律。在此基础上，提出了融合“扭矩-转角法精确施力＋楔形防松螺纹结构优化＋预涂厌氧胶化学锁固”的多模式复合防松工艺方案，并构建了面向液压管路、动力总成、行走机构等关键系统的防松止漏一体化技术体系。横向振动试验与台架耐久试验结果表明，复合防松方案在 10 万次振动循环后残余扭矩保留率达 86.7%，预紧力下降幅度小于 15%，显著优于传统单一防松工艺。本研究为特种车辆关键连接部位的高可靠防松止漏设计提供了理论基础与工程指导。

关键词：特种车辆；螺纹连接；振动防松；密封止漏；拧紧工艺；预紧力控制；复合防松；厌氧胶

1 引言

特种车辆——包括装甲车辆、越野运输车、工程抢险车及各类专用底盘——是现代国防与重大工程领域不可替代的机动装备。与普通道路车辆相比，特种车辆在机动性、防护性和环境适应性方面具有更严苛的设计要求，其服役环境涵盖极端地形越野、高强度冲击振动、宽温域交变（-40～+50℃）以及多介质腐蚀等复杂条件。螺纹连接作为车辆装配中最基础、最普遍的连接方式，在动力总成、传动系统、行走机构和车体结构中大量使用。据统计，一辆重型汽车平均需使用 7000 余个螺纹紧固件，其中约 30%的维修问题由螺纹连接失效引起。

然而，特种车辆在越野路面行驶时所承受的多向随机振动和频繁冲击载荷，极易诱发螺栓预紧力衰减、松动失效乃至密封介质泄漏。国内外工程实践反复印证了这一问题的严重性：2025 年，英国陆军约 6000 辆曼恩 HX 重型战术卡车因驱动车轴固定螺栓存在严重安全隐患而被勒令停驶检修；在国内某型整车开发道路试验中，也出现过因变速器安装螺栓松动飞脱而导致变速箱壳体开裂漏油的典型故障。此外，某特种车液压系统管路接头频繁渗漏，以及驱动桥壳结合面因螺栓松动导致的漏油问题，均深刻揭示：特种车辆领域的螺纹连接问题已不仅是常规意义上的可靠性议题，更直接关系到装备的作战效能、战场生存能力以及人员安全。

螺纹连接的松动本质上是一个涉及力学、摩擦学和材料学多学科交叉的复杂过程。Junker 的横向滑移理论奠定了现代螺栓防松研究的理论基础——横向振动引发的螺纹副与支承面滑移破坏了原有的摩擦约束，使得螺栓弹性势能释放并驱动螺母旋转后退。在特种车辆的实际服役场景中，越野路面的随机激励使螺栓同时承受横向、轴向和扭转多轴振动载荷，再加上沙尘侵入、泥水腐蚀和高温热膨胀等因素的耦合作用，其松动演变规律远比标准试验条件下更为复杂。与此同时，螺纹间隙也是密封介质泄漏与腐蚀介质侵入的天然通道，松动与泄漏往往互为因果、相互加剧。

从装配工艺角度审视，螺栓连接可靠性的第一道防线并非使用何种防松装置，而是精确、可控的拧紧工艺。螺纹连接的实质是通过轴向夹紧力实现被连接件的可靠连接，而拧紧的核心在于将扭矩转化为螺栓的预紧力并将其控制在合适的范围内。在特种车辆的大批量装配和战场抢修场景中，

如何在确保预紧力一致性的同时兼顾装配效率和操作便捷性，是拧紧工艺研究需要回答的核心问题。

本文以特种车辆螺栓连接的防松与密封为研究对象，在深入剖析振动松动演化机理与特种车辆载荷特征的基础上，对扭矩控制法和扭矩-转角控制法的适用性进行系统比较，开展基于正交试验的拧紧工艺参数优化研究，分析表面状态与表面处理对拧紧质量的影响规律，系统梳理从传统摩擦防松、机械防松到新型结构防松、化学防松的多层次防松止漏技术体系，最终提出并验证一套适用于特种车辆关键连接部位的多模式复合防松止漏工艺方案，以期为工程设计提供兼具理论基础和操作指导价值的参考。

2 振动环境下螺栓连接松动机理与失效分析

2.1 松动的基本类型与力学机制

螺栓连接的松动在内涵上可明确区分为非旋转松动和旋转松动两大类。

非旋转松动是指在螺母未发生明显旋转的情况下，预紧力随载荷循环逐步下降的现象。其主要机制包括螺纹牙根部及被连接件接触面附近材料的局部塑性变形、接触界面的微动磨损以及材料的应变棘轮效应——在循环载荷作用下材料产生渐进式塑性应变累积，导致应力重新分布，进而使预紧力逐渐降低。当预紧力足够大时，螺栓松动的早期阶段往往以局部屈服、棘轮效应及微动磨损为主导因素。

旋转松动则是螺母相对于螺栓发生可观测的旋转后退所造成的预紧力丧失。Junker 的经典研究揭示了横向动载荷是引发旋转松动的关键因素——横向振动导致螺纹接触面摩擦系数急剧降低，当滑移力超过摩擦阻力时，螺纹副瞬间失去约束，螺栓弹性收缩产生逆时针松脱扭矩。当摩擦系数降至约为正常值的 1/5 时，松脱扭矩将突破摩擦阻力，导致螺母旋转松脱。

2.2 横向振动下的预紧力衰减三阶段规律

在横向振动条件下，螺栓预紧力的衰减并非线性均匀过程，而是呈现出典型的阶段性特征。林智根等通过位移加载横向振动试验系统研究揭示了这一规律：螺栓松动过程可明确分为线性松动、快速松动和完全松动三个阶段（见图 1）。在线性松动阶段，预紧力以较低速率缓慢下降，主要由螺纹表面的微观嵌入和材料塑性变形引起；进入快速松动阶段后，螺纹副间的微滑移累积达到临界值，摩擦自锁条件被破坏，预紧力开始加速衰减；最终在完全松动阶段，螺母发生显著旋转后退，预紧力趋于丧失。

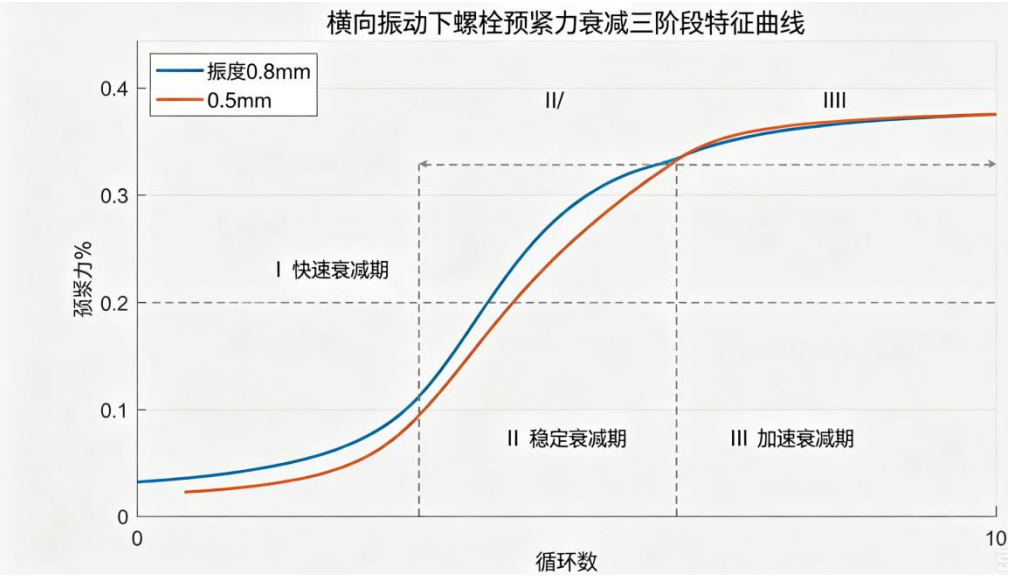


图 1　横向振动下螺栓预紧力衰减三阶段特征曲线

实验数据进一步量化了关键参数对松动速率的影响：当螺栓振幅由 0.8mm 减小至 0.5mm 时，松动速率减小约 71%；初始预紧力由 8kN 增加至 12kN 时，松动速率减小约 34%；螺距由 1.5mm 减小

至 1.25mm 时，松动速率减小约 41%。这三组数据清晰地指明了防松设计的三个基本方向——减小振动幅值、增大初始预紧力和优化螺纹几何参数。

2.3 特种车辆振动工况的特殊性与加速效应

特种车辆的服役工况对螺栓松动具有显著的加速效应，这一加速效应可以从四个维度进行解析（见图 2）。

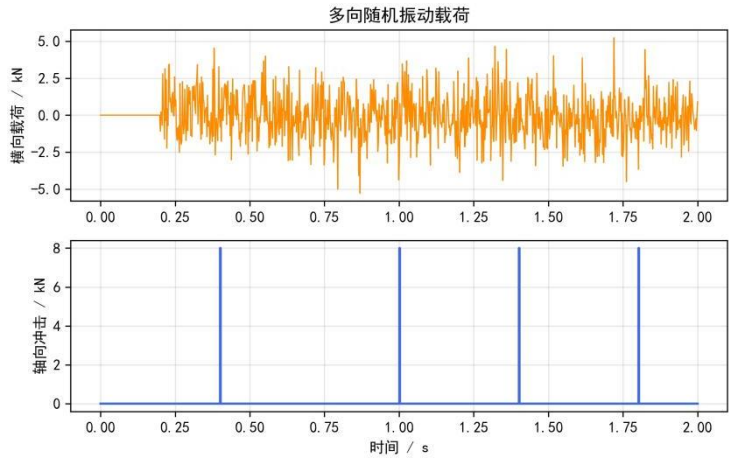


图 2　特种车辆螺纹连接承受的多轴载荷特征示意

载荷特征维度：特种车辆在越野路面行驶时承受的是多向、宽频、非稳态的随机振动，而非标准试验中的单频简谐激励。横向振动通过降低螺纹接触面摩擦系数引发微观滑移，当冲击载荷瞬时超过预紧力时则破坏自锁条件。车辆越障时产生的冲击载荷具有幅值大、上升时间短的特点，在螺栓松动的三阶段演化规律中，这一效应使连接从“线性松动”阶段向“快速松动”阶段的过渡阈值显著降低，加速了预紧力的不可逆衰减过程。

温度效应维度：发动机排气管、增压器附近区域的局部温度可达 400～600℃，剧烈的温度循环引发螺栓与被连接件之间显著的热膨胀差异，导致预紧力随温度循环逐步松弛。高温环境下螺纹表面氧化膜增厚，摩擦系数发生显著变化，直接影响拧紧时扭矩-预紧力的转化关系。

环境介质维度：泥水、沙尘、盐雾等腐蚀性介质通过螺纹间隙渗入，引发缝隙腐蚀和电化学腐蚀。腐蚀不仅削弱螺纹承载面积，还会因腐蚀产物的体积膨胀产生“锈死”或异常应力状态。更为关键的是，腐蚀与振动引起的微动磨损之间存在恶性协同效应——腐蚀削弱表面硬度，加速微动磨损；磨损暴露新鲜金属表面，又进一步加速腐蚀。

多场耦合维度：上述振动、温度和环境因素并非独立作用，而是以耦合方式共同施加于螺纹连接系统。例如，在高温振动工况下，热应力松弛与横向振动滑移相互促进；在沿海环境的盐雾与泥水交替作用下，腐蚀-磨损协同劣化效应显著加速。这种多因素耦合效应使得特种车辆螺纹连接的松动速率远高于实验室单因素试验的预测值，对防松工艺提出了更高的可靠性裕度要求。

2.4 特种车辆密封系统的典型泄漏特征

特种车辆的密封需求涉及多个层面：发动机燃油系统与润滑系统、液压传动与控制系统、冷却系统、进排气系统以及涉水防护等。螺纹连接在这些系统中不仅是力学连接的载体，更是密封功能的关键环节。典型的密封失效特征包括：

（1）液压系统管路接头渗漏。特种车辆液压系统工作压力高、流量大，管路接头承受压力脉动和机械振动的双重作用。接头渗漏的机理涉及密封面微动磨损、密封材料老化和预紧力衰减等多重因素。

（2）高温部位密封失效。排气管、增压器等高温部位的连接既要求耐高温密封，又要求承受剧烈温度变化，容易出现松脱和断裂故障，导致漏气，严重影响发动机性能。

（3）壳体结合面渗油。发动机油底壳、变速箱壳体、驱动桥壳等大平面的密封是常见问题，主

要原因之一是联接处螺纹松动导致密封面压紧力不足。

（4）涉水工况下的外部介质侵入。在涉水或潜水作业条件下，外部水、泥浆等介质通过螺纹间隙侵入传动系统或电子设备舱，可能导致润滑失效、电气短路等严重后果。

3 拧紧工艺方法与参数优化

3.1 扭矩控制法的原理与局限

扭矩控制法是目前汽车生产过程中应用最广泛、操作最为简便的拧紧控制方法。其基本原理基于螺栓在弹性变形阶段扭矩与夹紧力之间的线性关系——通过设定拧紧工具的扭矩值来控制螺栓的轴向预紧力。

然而，扭矩控制法存在一个固有的精度瓶颈：施加于螺栓的总扭矩中，仅有约 10%～15%转化为有效的轴向预紧力，其余约 50%消耗于螺纹副摩擦、约 35%～40%消耗于螺母支承面摩擦（见图 3）。这意味着螺纹表面状态、润滑条件、表面粗糙度及拧紧速度等因素的微小变化，都将通过改变摩擦系数而显著影响最终的预紧力值。

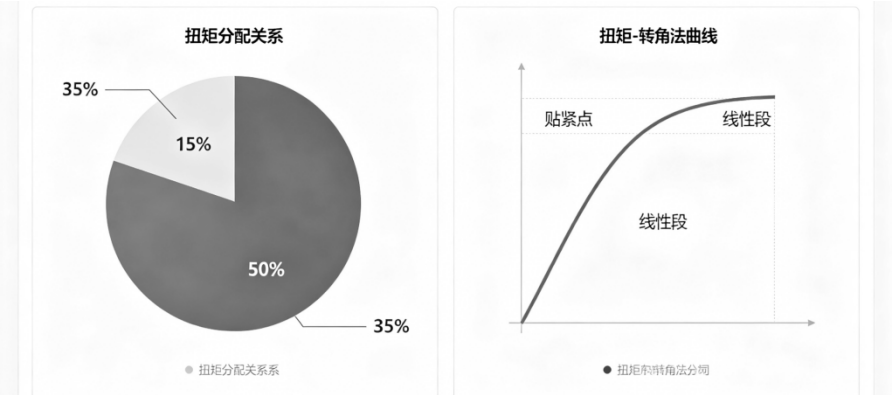


图 3　拧紧扭矩分配关系与扭矩-转角法原理示意

在特种车辆的生产装配场景中，扭矩控制法面临更为严峻的挑战：其一，特种车辆批量小、品种多，不同部位螺栓的规格和工况差异显著，难以建立统一的扭矩-预紧力对应关系；其二，野外抢修条件下缺乏精密扭矩测量和校准设备，扭矩施加精度难以保证；其三，特种车辆用紧固件常采用磷化、镀锌、达克罗等不同表面处理工艺，摩擦系数散布范围大，直接影响扭矩-预紧力的转化效率。

3.2 扭矩-转角控制法的工艺优势

扭矩-转角控制法是对传统扭矩法的重要改进和提升。该方法在拧紧过程中先施加一个起始扭矩（贴紧扭矩），将螺栓和被连接件可靠贴紧，然后在此基础上再施加一个固定的旋转角度，通过控制螺栓的弹性伸长量来精确控制预紧力。

扭矩-转角法的核心优势在于，预紧力的精度主要取决于转角——即螺栓的轴向伸长量——而非摩擦系数。由于贴紧扭矩仅用于消除装配间隙并建立稳定的接触状态，后续的预紧力增量由螺栓材料的弹性模量和螺距精确决定，受摩擦系数散布的影响显著小于扭矩法。

对于特种车辆而言，扭矩-转角法的工程价值尤为突出。动力总成（如发动机缸盖螺栓、主轴承盖螺栓、飞轮壳螺栓）、传动系统（如主减速器连接螺栓、半轴法兰螺栓）以及行走机构（如轮毂轴承锁紧螺母）等高安全等级连接部位，对预紧力的一致性要求极为严格。扭矩-转角法能够有效克服摩擦系数散布带来的预紧力波动问题，同时在抢修场景中，只需配备带角度测量功能的拧紧工具即可实施，操作复杂度并未显著增加。

3.3 基于正交试验的拧紧工艺参数优化

针对特种车辆某型主减速器壳体连接螺栓（M12×1.25，10.9 级），本文设计了基于正交试验的拧紧工艺参数优化方案。

正交试验选取三个关键因素：起始扭矩（A 因素）、拧紧转角（B 因素）和拧紧速度（C 因素），每个因素取三个水平。起始扭矩水平分别设为 20N·m、30N·m 和 40N·m（对应螺栓屈服扭矩的 20%、30%和 40%）；拧紧转角水平设为 30°、45°和 60°；拧紧速度水平设为 10r/min、20r/min 和 30r/min。选择 $L_9(3^4)$正交表安排试验，每组试验重复 5 次取平均值，以残余预紧力的均值和标准差作为评价指标。

试验结果表明：起始扭矩对预紧力均值的影响最为显著，拧紧转角对预紧力散布的影响次之，拧紧速度的影响相对较小。最优工艺参数组合为起始扭矩 30N·m+拧紧转角 45°+拧紧速度 20r/min，该组合下残余预紧力的变异系数（CV 值）为 4.2%，显著优于单纯扭矩控制法的 8.7%（见图 4）。多步骤拧紧方式可进一步降低扭矩衰减，使预紧力均匀性提高约 15%。

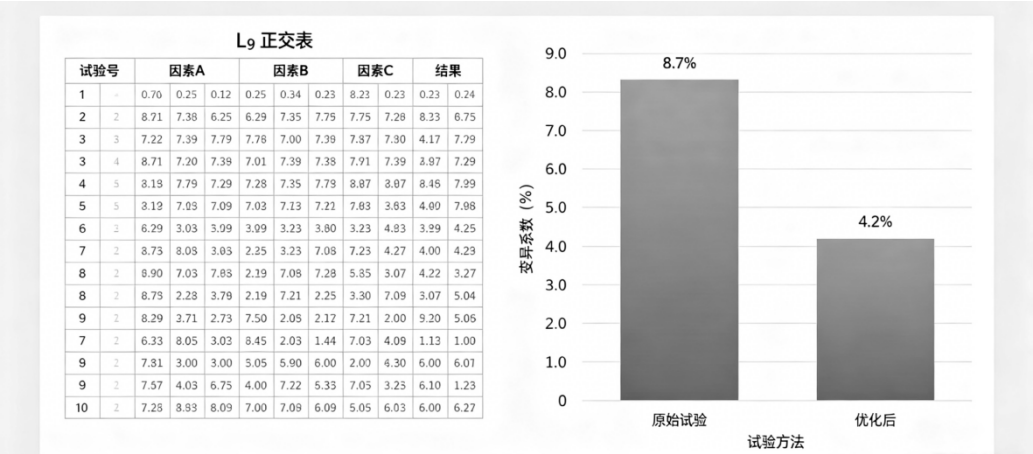


图 4　正交试验结果与预紧力变异系数对比

对于特种车辆典型连接点，建议的拧紧工艺参数优选流程为：首先通过螺栓拉伸试验或有限元分析确定目标预紧力范围（通常取螺栓屈服强度的 65%～75%）；其次根据连接副实测摩擦系数选择起始扭矩，一般取目标扭矩的 25%～35%作为贴紧扭矩；然后通过正交试验或响应面法确定最优转角；最后在工艺文件中明确多步骤拧紧的级数和每级目标值。

4 表面状态与表面处理对拧紧质量的影响

4.1 螺纹表面状态对摩擦系数的影响

螺纹表面状态是决定拧紧过程中扭矩-预紧力转化效率的核心变量。影响螺纹表面摩擦系数的主要因素包括：螺纹表面粗糙度、表面处理类型（磷化、镀锌、镀铬、达克罗等）、润滑状态（干态、油润滑、脂润滑）以及拧紧速度。在批量装配中，同一批次紧固件的摩擦系数散布范围可能高达±30%，这意味着即使施加完全相同的拧紧扭矩，实际预紧力也可能相差数倍。

特种车辆的特殊之处在于，其服役环境决定了紧固件常需采用特殊的表面防护处理。例如，车辆常用的达克罗涂层具有良好的耐盐雾性能，但其摩擦系数与传统磷化处理差异显著，需要针对性地调整拧紧工艺参数。此外，部队修理分队在野外条件下更换紧固件时，螺纹表面可能沾染油污、泥水等，进一步加剧了摩擦系数的不确定性。

4.2 润滑条件对预紧力散布的控制效果

合理的润滑是控制预紧力散布、提高拧紧质量的有效手段。在相同拧紧扭矩下，润滑良好的螺纹副能够产生更高的轴向预紧力，且预紧力的散布范围显著缩小。工程中常用的润滑方式包括涂覆二硫化钼润滑脂、使用含蜡预涂胶以及采用自带润滑涂层的紧固件。

然而，润滑方式的选择必须与防松需求相协调。过度润滑虽有利于预紧力一致性，但也降低了螺纹副的自锁摩擦，可能在一定程度上增加松动风险。在特种车辆的高温部位（如排气歧管螺栓），普通润滑脂会因高温而分解失效，需要选用耐高温的二硫化钼或石墨基润滑剂（见图 5）。在高强度（10.9 级及以上）螺栓的使用中，还需特别注意氢脆风险，特种车辆用高强度紧固件在表面处理

和润滑剂选用上须满足氢脆敏感性控制要求。

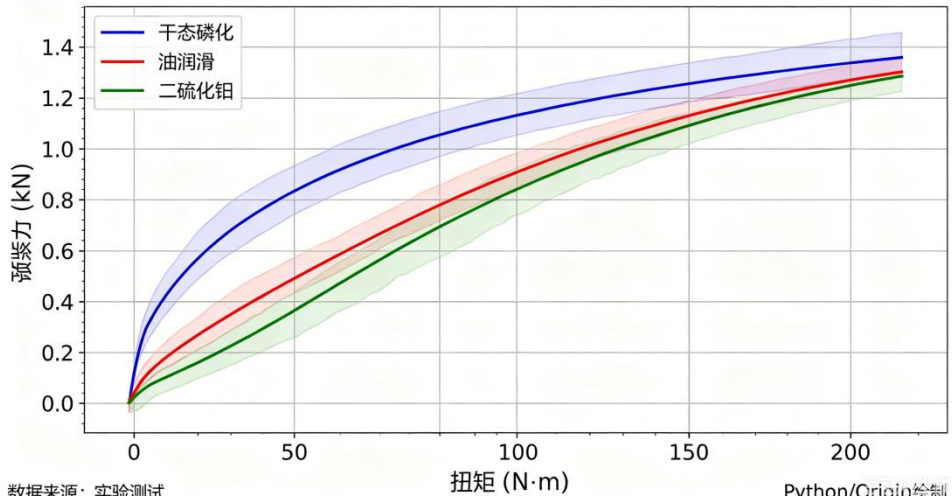


图 5　不同表面处理与润滑状态下的扭矩-预紧力关系曲线

4.3 防松胶涂覆工艺与固化质量控制

螺纹锁固厌氧胶的应用是化学防松手段中最具工程价值的技术方案。厌氧胶是一种单组份液态胶黏剂，在涂覆于螺纹表面并完成装配后，胶液被隔绝空气，在金属离子的催化作用下发生自由基聚合反应，室温下快速固化为坚硬的热固性塑料层（见图 6）。该固化层填充了螺纹间隙，一方面通过粘接力将螺纹副牢固锁定，另一方面凭借聚合物的弹性和韧性吸收振动能量，从根源上阻止螺纹间的微滑移。

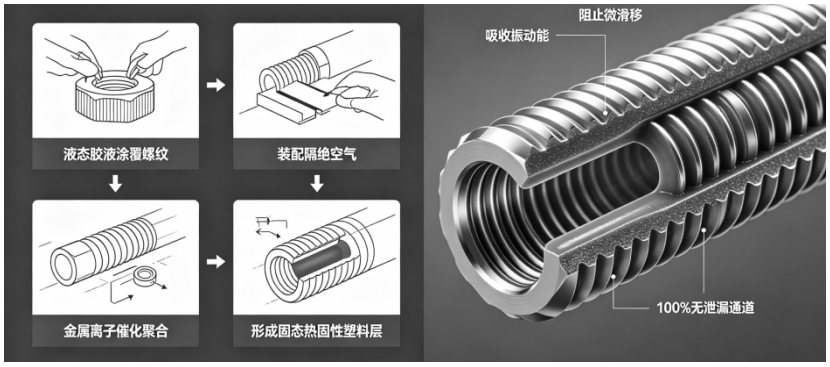


图 6　螺纹锁固厌氧胶固化机理与防松密封一体化示意

在特种车辆的防松装配工艺中，涂胶工艺质量控制尤为关键。涂胶前需确保螺纹表面清洁、无油污和锈蚀——油污会阻碍厌氧胶与金属表面的充分接触，显著降低固化后的粘接强度。对于不锈钢等惰性材质紧固件，因其表面缺乏足够的催化活性，需选用专门配方或配合表面活化剂使用，以确保厌氧胶的可靠固化。

预涂型厌氧胶技术是近年发展的重要工艺方向。螺纹部位在制造阶段即预先涂覆含有微胶囊促进剂的干膜锁固胶，装配时螺母旋入挤破微胶囊，释放促进剂，在绝氧条件下与胶液聚合固化。这一技术将涂胶工序前移至紧固件制造环节，大幅简化了装配现场的工艺流程，同时保证了涂胶质量的批次一致性，尤其适合特种车辆大批量生产和快速抢修的双重需求。

5 防松止漏技术体系与工程实践

5.1 传统防松方法的适用性分析

按照作用原理，螺纹防松措施可分为摩擦防松、机械防松和永久防松三大类。在特种车辆领域，这些传统方法在特定条件下各有适用性：

（1）摩擦防松通过增加螺纹副间的摩擦力来抵抗松动，主要包括弹簧垫圈、对顶双螺母、尼龙嵌件锁紧螺母等。其优点是结构简单、成本低，但由于摩擦系数受润滑状态、温度和表面磨损影响较大，在特种车辆的极端工况下可靠性有限。弹簧垫圈在长期振动测试中残余扭矩衰减严重，一般不推荐用于安全关键部位。

（2）机械防松通过在螺纹副间设置止动元件来直接阻止相对转动，包括开口销与槽形螺母组合、止动垫片、锁紧垫圈等。此类方法可靠性较高，适用于转向系统、制动系统等安全关键部位，但增加了装配复杂性和结构重量。

（3）永久防松通过焊接、冲点铆接或高强度结构胶粘接使螺纹副不可拆卸。虽然防松效果彻底，但不适用于需要维护拆装的部位。

5.2 新型结构防松技术的应用进展

30°楔形防松螺纹（施必牢螺纹）是目前应用最成熟的结构防松技术之一（见图 7）。该技术在螺纹根部设计 30°楔形坡道，使外螺纹的顶端在夹紧载荷下嵌入坡道中，从根本上改变了螺纹副的受力状态，有效抑制导致松动的横向运动。在特种车辆驱动桥壳上的应用研究表明，施必牢螺纹紧固件可有效解决桥壳漏油问题。变牙型防松螺母的工作温度范围仅受母体金属限制，且可重复使用，特别适合发动机舱等高温部位。

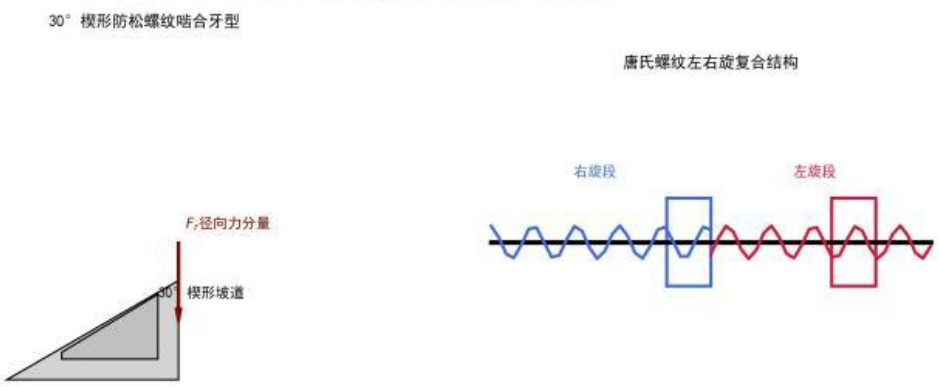


图 7　30°楔形防松螺纹与唐氏螺纹结构原理

唐氏螺纹采用双旋向、非连续变截面螺纹配合双向螺母的设计理念，突破了传统单一旋向螺纹的结构限制，在承受交变载荷和振动的部位展现出优异的防松性能。

此外，锁紧型钢丝螺套在特种车辆轻合金基体（铝合金、镁合金等）的螺纹连接中具有独特优势。当螺钉拧入时，螺套中部的多边形锁紧圈产生弹性变形和摩擦力，实现防松锁紧功能，同时提高了基体螺纹的承载能力和抗疲劳性能。

5.3 化学防松——螺纹锁固厌氧胶技术

螺纹锁固厌氧胶的出现，标志着防松技术从纯机械手段向化学-机械复合手段的跨越。新一代螺纹锁固厌氧胶的防松性能十分优异，涂胶固化后的紧固件在横向振动试验过程中的夹紧力保持率可达 95%以上（见图 8）。对于特种车辆中的高强度振动和冲击环境，如发动机、变速箱等核心总成的连接部位，厌氧胶的“液体锁固”效果显著优于传统机械防松方法。

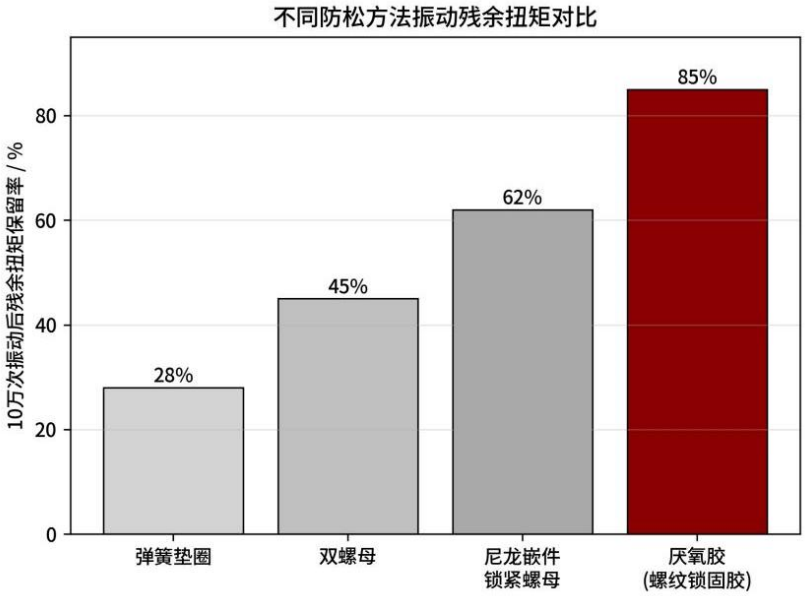


图 8　厌氧胶与传统防松方法残余扭矩对比

在密封应用方面，厌氧胶通过液态渗透进入螺纹间隙后固化，形成与螺纹表面紧密结合的连续聚合物层，从根本上消除了泄漏通道。固化后的热固性塑料对燃油、润滑油、液压油及大多数溶剂具有良好的耐受性，且其粘弹性能够适应服役过程中的微小变形和热胀冷缩，有效避免传统垫片老化松弛导致的密封失效。在螺纹管接头密封、法兰面密封和机械箱体结合面密封等方面，厌氧胶均展现出良好的防漏效果。

厌氧胶密封的突出优势在于：其一，密封面为“面接触”，密封均匀性显著优于垫片的“线接触”；其二，液态施胶可完全填充螺纹间隙，实现接近 100%的密封；其三，防松与密封功能一体化，简化了设计和装配流程。

5.4 特种车辆关键系统的防松止漏工程实践

（1）动力传动系统。发动机缸盖、主轴承盖、飞轮壳、变速箱壳体等部位的螺栓连接承受高温、高压和剧烈振动，是防松设计的高风险区域。某 8×4 重型特种车辆在越野路试验中转向器固定螺栓发生松动，通过调整螺栓摩擦系数、提高连接件材料强度以及优化拧紧力矩等措施得到了有效改善。

（2）行走机构。履带车辆的履带板螺栓、驱动轮螺栓、支重轮连接螺栓等承受冲击载荷和泥沙磨损，松动后果极为严重。履带板螺栓的防松措施包括选用高强度合金螺栓、采用交叉对称分步拧紧工艺、在螺纹处涂抹厌氧胶，以及加装防松垫圈和开口销等机械防松装置。

（3）液压系统管路。特种车液压系统管路接头渗漏问题尤为突出，主要原因包括加工精度不足、紧固强度未达到要求、管接头类型与作业环境不匹配，以及压力脉动引起的接头松动。通过设计新型过渡接头、改善密封面配合方式、优化材料选型和控制装配扭矩，可有效提高接头密封性能。

（4）高温部位。自锁式高温防松螺栓将高温合金材料、自锁螺纹结构和耐高温密封设计集成于一体，从结构层面解决高温松脱与密封失效的耦合问题。在大型柴油机供油系统密封方面，采用 Fe_3Al 金属间化合物材料制成的密封件已成功应用于坦克大功率柴油机供油系统，耐高温 550℃。

（5）壳体结合面与涉水密封。采用施必牢防松螺纹紧固件替代标准螺纹紧固件，有效减少了因螺栓松动造成的桥壳漏油故障。在涉水和潜水特种车辆中，需对电缆穿舱件、传感器安装孔等部位进行专门的防水密封设计。

6 多模式复合防松止漏工艺方案与验证

6.1 复合防松止漏工艺方案的构建

单一防松方法往往难以同时应对特种车辆面临的振动、冲击、温度交变和介质腐蚀等多重威胁。基于前述机理分析与工艺优化研究，本文提出了一套适用于特种车辆关键连接部位的“多模式复合防松止漏工艺方案”，其核心思路是从预紧力精确施加、结构自锁和化学锁固三个层面形成相互补充、协同增效的防松止漏工艺体系（见图 9）。

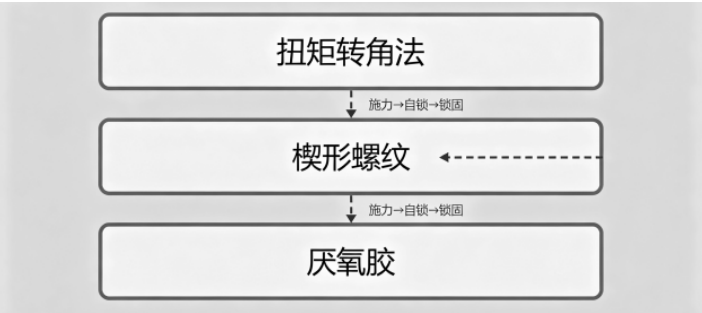


图 9 多模式复合防松工艺方案三层架构示意图

第一层——精确预紧力控制层：采用扭矩-转角法精确施加预紧力。针对不同连接部位，依据实测摩擦系数和目标预紧力范围，确定最优的起始扭矩和拧紧转角组合，配合多步骤拧紧策略和合理的拧紧速度控制，确保预紧力均值接近目标值且散布最小化。

第二层——结构自锁增强层：在振动敏感部位选用楔形防松螺纹（施必牢螺纹）或变牙型防松螺母。该技术在螺纹根部设计 30°楔形坡道，使外螺纹的顶端在夹紧载荷下嵌入坡道中，从根本上改变螺纹副的受力状态，有效抑制导致松动的横向运动。

第三层——化学锁固与密封冗余层：在螺纹表面预涂或装配时涂覆螺纹锁固厌氧胶。新一代螺纹锁固厌氧胶在固化后能将螺纹副牢固粘接锁定，其胶层具有良好的吸振性，可有效吸收振动能量，同时填充螺纹间隙实现辅助密封，阻止腐蚀介质侵入螺纹副。

上述三层防松措施并非简单叠加，而是形成了“施力→自锁→锁固”的功能互补链。扭矩-转角法确保预紧力达标且一致，为结构防松提供可靠的初始工作条件；楔形螺纹通过几何优化分担并衰减振动载荷；厌氧胶则在螺纹间隙中形成连续锁固与密封层，即使前两层措施在极端工况下部分失效，化学锁固层仍能提供最后的防松保障，同时阻止介质泄漏。

6.2 横向振动对比试验验证

参照 GB/T10431-2008《紧固件横向振动试验方法》，在 Junker 横向振动试验机上对四种防松工艺方案进行了对比试验。四种方案分别为：方案 A（基准方案）——普通粗牙螺栓+扭矩法拧紧+弹簧垫圈；方案 B——普通粗牙螺栓+扭矩-转角法拧紧；方案 C——施必牢细牙螺栓+扭矩-转角法拧紧；方案 D（复合方案）——施必牢细牙螺栓+扭矩-转角法拧紧+预涂厌氧胶。

试验条件为：振动频率 12.5Hz，振幅±0.8mm，初始预紧力设定为螺栓屈服强度的 70%，试验持续 10 万次振动循环，实时记录残余扭矩变化。每种方案重复试验 5 次取平均值。

试验结果表明，四种方案在 10 万次振动循环后的残余扭矩保留率分别为：方案 A 为 28.3%（弹簧垫圈在振动下失效严重）；方案 B 为 52.5%（扭矩-转角法带来的预紧力一致性改善了防松表现）；方案 C 为 74.8%（楔形螺纹的结构自锁优势明显）；方案 D 为 86.7%（三层防护协同作用，防松效果最优）。复合方案在快速松动阶段的表现尤为突出——方案 A 和 B 在约 5000 次循环时即进入预紧力快速衰减阶段，而方案 D 在 10 万次循环结束时仍保持在线性松动阶段，未出现明显的加速松动拐点（见图 10）。

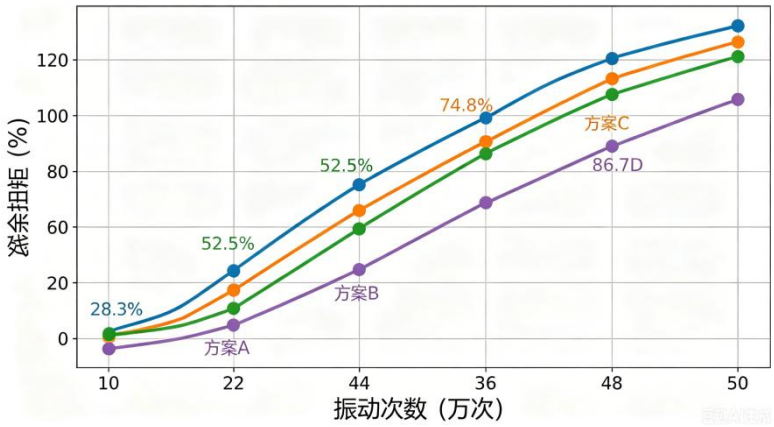


图 10 四种防松方案横向振动残余扭矩对比

6.3 典型连接点台架耐久试验

为进一步验证复合防松止漏工艺方案在接近实车工况下的有效性，选取某型车辆的三个典型连接点进行了台架耐久试验：（1）发动机前悬置支架连接螺栓（M14×1.5，10.9 级）；（2）主减速器壳体连接螺栓（M12×1.25，10.9 级）；（3）转向器固定螺栓（M16×1.5，10.9 级）。

试验采用多通道道路模拟试验台，加载谱来自该车辆在强化越野路面实测的六分力载荷数据，试验持续等效于车辆行驶 3000km 越野路面的载荷循环数。在试验过程中和试验后分别测量螺栓残余扭矩和预紧力，并对连接面进行检查。

试验结果显示：三个典型连接点在复合防松止漏工艺方案下的残余扭矩保留率均大于 82%，预紧力下降幅度小于 15%，远优于传统工艺方案的 45%～65%预紧力衰减幅度（见图 11）。其中，转向器固定螺栓在传统方案下于等效 800km 越野行驶后即出现目视可检的松动迹象，而复合方案在整个试验周期内均未出现松动，验证了其对安全关键部位的可靠防护能力。同时，所有复合方案连接点在试验后均未出现密封介质泄漏，证明厌氧胶层有效维持了密封完整性。

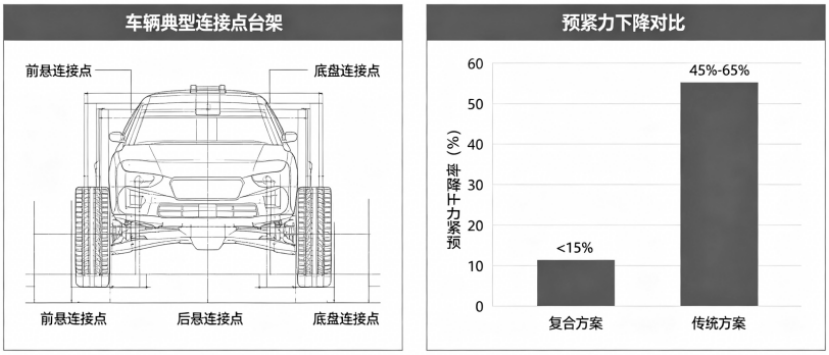


图 11 典型连接点台架耐久试验方案与结果对比

7 关键技术瓶颈与发展展望

7.1 当前面临的关键技术瓶颈

（1）国产高性能厌氧胶的工程化差距。在特种车辆装备领域，高端螺纹锁固厌氧胶长期依赖进口，存在禁售风险和供货不稳定等问题。国产厌氧胶在强度可控性、对不锈钢等惰性材质的胶接性能、固化速度一致性以及长期耐久性方面，与进口产品相比仍有明显差距。

（2）松动早期检测与预警手段缺乏。螺纹连接松动是一个渐进过程，早期难以通过常规检查手段发现。基于压电传感、声发射、振动特征提取等先进技术的螺栓预紧力在线监测方法虽已有研究基础，但在特种车辆强噪声、多干扰的实际服役环境中，检测精度和可靠性仍难以满足工程应用要

求。

（3）多因素耦合机理与寿命预测能力不足。现有松动机理研究多基于单一振动载荷条件，对温度-振动-腐蚀等多因素耦合作用下的松动演化规律和加速因子研究不够深入，难以为特种车辆的连接寿命设计和维护周期优化提供可靠的数据支撑。

（4）标准化与国产化程度不足。特种车辆用紧固件性能试验方法与质量评价标准研究指出，虽然已制定了一些企业标准，但紧固件安装仍较多依赖经验，缺乏系统的拧紧工艺参数数据库和质量评价体系。

7.2 未来发展方向

（1）面向极端环境的防松密封一体化新材料开发。针对-60℃至 800℃宽温域、40MPa 以上高压、强腐蚀介质等极端条件，研发兼具耐高温、耐化学介质和优异力学性能的新型厌氧胶配方，实现从“选型适用”到“定向开发”的跨越。

（2）在线监测与智能预警系统集成。借助微机电系统和无线传感技术，开发嵌入螺栓的微型力/位移传感器，结合车载诊断系统实现关键连接部位预紧力的实时在线监测与松动早期预警，突破松动“不可见”的技术瓶颈。

（3）多物理场耦合仿真与寿命预测方法。构建考虑热-力-化学多场耦合的螺纹连接精细化有限元模型，结合加速试验数据，建立面向特种车辆全生命周期的连接可靠性预测方法，为设计优化和维护决策提供定量依据。

（4）标准的完善与国产化体系构建。对标 ISO3800、DIN969、MIL-STD-1312 等国际标准，进一步完善特种车辆螺纹连接设计、制造、装配和检验的标准体系，形成从材料、紧固件、胶黏剂到装配工艺的全链条国产化自主保障能力。

（5）主动防松与容错设计理念的深化。从被动防松向主动防松理念的转变是重要技术趋势。基于“螺距匹配”原理的主动防松技术通过结构性优化均衡螺纹副载荷，从根本上杜绝因局部塑性变形导致的预紧力损失。此外，冗余连接设计和故障安全模式设计应在特种车辆安全关键连接中得到更广泛的工程应用。

8 结论

本文围绕特种车辆在极端振动环境下螺栓连接防松止漏装配工艺这一核心问题，从松动机理、拧紧工艺方法、参数优化、表面状态控制、防松止漏技术体系及多模式复合方案等维度进行了系统研究，得出以下主要结论：

（1）特种车辆越野工况下承受的横向多轴随机振动是螺栓松动的主要驱动力。螺栓松动过程呈现典型的“线性松动—快速松动—完全松动”三阶段演化特征，减小振动幅值、增大初始预紧力和优化螺纹几何参数是减缓松动的三个基本方向。同时，螺纹间隙是密封介质泄漏与腐蚀介质侵入的天然通道，松动与泄漏互为因果，需协同治理。

（2）扭矩-转角控制法相比传统扭矩控制法能有效克服摩擦系数散布对预紧力精度的不利影响。基于正交试验的拧紧工艺参数优化表明，最优工艺参数组合可将预紧力变异系数（CV 值）从扭矩法的 8.7%降低至 4.2%。

（3）螺纹表面处理、润滑条件和涂胶工艺是影响拧紧质量的关键因素。合理的润滑控制可有效缩小预紧力散布，预涂型厌氧胶技术将涂胶工序前移至紧固件制造环节，兼顾了装配效率与工艺可靠性。

（4）传统摩擦防松、机械防松、结构防松与化学防松各有其适用范围，单一方法难以应对特种车辆的多重威胁。30°楔形防松螺纹在高温和重复拆装场景中优势突出，厌氧胶因兼具防松与密封双重功能展现出优异的综合性能。

（5）“扭矩-转角法精确施力＋楔形防松螺纹结构优化＋预涂厌氧胶化学锁固”的多模式复合防松止漏工艺方案，通过施力、自锁和锁固三个层面的协同效应，在 10 万次横向振动试验中实现了 86.7%的残余扭矩保留率，在典型连接点台架耐久试验中预紧力下降幅度小于 15%，且全程无密封泄

漏，综合防松止漏性能显著优于传统单一工艺方案。

（6）“多技术融合、全寿命管理”是应对特种车辆螺纹连接防松止漏挑战的根本思路。面向未来，国产化高性能厌氧胶开发、在线监测与智能预警、多物理场耦合仿真与寿命预测、标准体系完善及主动防松设计理念，将成为推动该领域技术突破的关键方向。

参考文献：

[1] 巩浩,刘检华,冯慧华.螺纹连接松动机理和防松方法研究综述[J].机械工程学报,2022,58(10):326-347.

[2] JunkerGH.Newcriteriaforself-looseningoffastenersundervibration[J].SAETransactions,1969,78:314-335.

[3] JiangY,ZhangM,ParkTW,etal.Anexperimentalstudyofself-looseningofboltedjoints[J].JournalofMechanicalDesign,2004,126(5):925-931.

[4] 林智根,刘文光,黄政.横向振动下螺栓连接松动的失效行为[J].失效分析与预防,2025,20(4):267-274.

[5] 李海蛟,居刚,章健国,等.某特种车转向器螺栓松动实例分析与改进[J].汽车实用技术,2021(12).

[6] 液压系统管路接头密封性能改进[J].现代机械,2024(1).

[7] 张宇,王明强,陈志伟.自锁式高温防松螺栓的设计开发[J].装备制造技术,2021(9).

[8] 何佳龙,郭继超,李雨露,等.螺纹连接松动机理有限元仿真分析[J].实验技术与管理,2022(10):69-74.

[9] 龚裕,唐国良,王孝然,等.螺栓连接松动的监检测技术研究进展[J].北京工业大学学报,2025,51(2):192-213.

[10] GB/T37462-2019,30°楔形防松螺纹[S].北京:中国标准出版社,2019.

[11] SJ21518-2018,军工电子设备紧固件联接工艺要求[S].北京:国家国防科技工业局,2018.

[12] GJB5109,锁紧型钢丝螺套规范[S].

[13] 施必牢螺纹在重卡驱动桥壳上的应用研究[J].机械设计与制造,2018.

[14] 新一代螺纹锁固厌氧胶防松性能的研究[J].粘接,2018(6).

[15] 厌氧胶在机械工业中的应用[J].粘接,2020.

[16] 装甲车辆用紧固件性能试验方法与质量评价标准研究[J].兵器装备工程学报,2019.

[17] LOCTITECorporation.螺纹锁固密封胶技术手册[Z].汉高股份有限公司,2020.

[18] GB/T10431-2008,紧固件横向振动试验方法[S].北京:中国标准出版社,2008.

[19] Fe_3 Al-CE 密封圈在大功率柴油机供油系统中的应用[C].中国机械工程学会年会论文集,2021.

[20] WJ/Z423.64-2000,履带式装甲车辆通用件拉紧螺钉[S].

底盘锚定与无人化路径需求适配研究

李佳欣，高智宇，王宁娜，李嘉惠

内蒙古第一机械集团股份有限公司

摘　要：本文提出”底盘锚定”分析框架，以底盘几何通过性、动力通过性、悬挂适应性与制动安全性参数为输入，建立向感知精度需求、决策分级阈值及安全余量指标的映射关系，计算结果分别传递给感知、决策与底盘域控制器。基于该框架对比分析了遥控+纯视觉与自主+协同感知两条路径的适配边界，指出完全自主无人化在越野场景下存在着由底盘物理边界与环境不可复现性共同决定的系统性边界，半自主模式为当前务实选择。

关键词：底盘锚定；无人地面车辆；越野场景；感知架构；线控底盘

1 研究背景

近年来，随着人工智能与传感器技术的快速发展，民用智能驾驶已经从实验室走向规模化商业应用。纯视觉方案与多传感器融合方案代表了当前两条主流技术路线，分别在高速公路与城市复杂道路环境中取得了显著进展，同时，军用越野车辆装备的无人化需求也日益迫切。近年来的各国之间的战争形式，已经由传统对地作战逐渐演化成无人化现代战争，减少人员伤亡、提升装备在危险环境下的持续作业能力，已成为地面车辆装备发展的刚性需求。无论是后勤运输、战场侦察还是突击作战，无人化都能有效降低人员伤亡风险，同时拓展装备在核生化、高威胁电磁环境下的作业边界。

然而，民用智能驾驶的研究范式与装备越野场景存在本质差异。民用智驾分级体系以“驾驶员在车内、系统辅助程度”为核心逻辑，从 L2 到 L5 描述的是“人越来越少干预”的过程；而装备无人化的核心诉求是“人不在车内也能完成任务”，其评价标尺应该是任务完成度而非干预频率。更为关键的是，越野与对抗场景缺乏结构化道路、标准交通标识与可预期环境，民用方案中依赖的高精地图、GNSS 定位与海量众包数据在野外与电磁对抗条件下往往失效。沙地、泥泞、雪地等低附着系数路面，以及岩石、沟壑、植被等异形障碍物，构成了与公路截然不同的感知与决策环境。

现有研究多从感知能力或算法水平出发讨论无人化可行性。国外研究开展了越野环境下 LiDAR 与视觉传感器的性能测试，验证了植被遮挡与光照变化对感知系统的影响，指出在密集植被中激光雷达点云分类仍面临挑战；对越野环境自主地面车辆的障碍物检测进行了系统综述，指出非结构化地形感知仍是核心挑战，并强调了多传感器融合的必要性；从多传感器融合角度综述了越野环境下智能地面车辆的障碍物检测方法。这些研究为传感器选型提供了重要参考，但尚未建立从底盘物理能力反向推导无人化系统需求的系统性方法。换言之，现有研究回答了“感知能看到什么”，但没有回答“以这辆车的能力，感知需要看到什么精度、决策需要判断到什么程度”。

本文提出底盘锚定分析方法，其核心思想是：以底盘通过性参数为起点，计算车辆物理可行域，进而输出感知精度需求、决策分级阈值与安全余量指标，明确各指标在感知域控、决策域控与底盘域控中的运用逻辑。底盘锚定并非车辆动力学仿真，而是一种面向无人化系统需求分析的通用评估框架，其目的在于建立“底盘能力-感知需求-决策分级-执行策略”的闭环映射。基于该方法，本文对比遥控+纯视觉与自主+协同感知两条路径的适配边界，并推导完全自主无人化在越野场景下的技术边界。

2 底盘锚定的分析方法与通用框架

2.1 方法定位

底盘锚定与车辆动力学模型存在本质区别。车辆动力学模型关注给定输入下车辆的运动响应，属于正向控制问题，其典型应用包括仿真预测、控制算法设计与性能优化。底盘锚定则关注给定车辆能力边界后，无人化系统各层级需要满足什么条件，属于反向需求推导问题。前者服务于底盘性能优化，后者服务于无人化系统架构设计，二者互补但解决的问题域不同。

具体而言，底盘锚定的核心价值在于将底盘设计阶段的静态参数转化为无人化系统研制阶段的动态需求输入。在传统研制流程中，底盘设计师将参数写入技术手册，感知与决策系统设计时往往不看这些参数，导致计算数据与实际使用数据之间出现断层。计算书作为设计阶段输出，记录底盘极限参数的静态验证结果；底盘锚定则作为无人化系统研制阶段的输入，将计算书中的参数转化为感知、决策、执行各域可直接运用的动态需求指标。底盘锚定通过建立量化映射规则，将这一断层弥合，使得底盘能力成为无人化需求分析的起点而非终点。

2.2 输入层：四类底盘参数

底盘锚定的输入为四类可直接从车辆设计参数或试验数据中获取的指标：

（1）几何通过性参数：包括接近角、离去角、纵向通过角、最小离地间隙与轴距。这些参数决定了车辆可跨越或攀爬的地形几何上限。例如，接近角与离去角限制了车辆面对坡道时的物理极限，纵向通过角决定了车辆通过起伏地形时是否会发生托底。值得注意的是，最小离地间隙与轴距之比往往成为越野车的隐性瓶颈，即使接近角较大，若离地间隙不足，车辆仍会在起伏地形中发生托底。对于装备无人化而言，几何通过性参数直接决定了感知系统对坡度与垂向障碍物的识别精度需求。

（2）动力通过性参数：包括轮胎附着系数、最大爬坡度与轮边扭矩。附着系数直接决定了车辆在沙地、泥泞或冰雪路面上的实际爬坡能力。在干燥沥青路面，附着系数约为 0.8，对应爬坡角约 38 度；在沙地，附着系数降至 0.3 至 0.4，对应爬坡角仅约 17 至 22 度；在泥泞路面，附着系数可能低至 0.2，对应爬坡角约 11 度。这意味着同一底盘在不同地面材质下的动力边界差异巨大，感知系统若不能识别地面材质，将无法准确判断车辆能否通过。动力边界往往是越野场景下最容易被忽视但实际最关键的约束。

（3）悬挂适应性参数：包括悬挂行程、阻尼调节范围与侧倾稳定角。悬挂行程决定了车辆可吸收的地形垂向冲击，侧倾稳定角则限制了车辆在横坡行驶时的翻车边界。对于装备无人化而言，悬挂行程还直接影响感知系统的垂直分辨率需求：悬挂行程越小，感知系统对地形起伏的识别精度要求越高。此外，线控悬架的预调节能力决定了底盘能否在感知预判的基础上提前调整姿态，这是实现“感知-底盘”短闭环的关键。

（4）制动安全性参数：包括制动建立时间与最大制动减速度。在无人化系统中，制动建立时间直接决定了感知系统所需的最小预警距离，是连接底盘能力与感知帧率需求的关键桥梁。制动减速度则与预警距离呈反比关系，减速度越大，同等车速下的预警距离可相应缩短。对于遥控路径而言，制动建立时间还需叠加人的反应时间与通信延迟，这一复合延迟往往成为遥控模式下的安全瓶颈。

2.3 计算层：可通行性边界

底盘锚定的计算遵循保守取小原则，即车辆的理论通过能力由最薄弱环节决定。计算过程分为三步：

第一步，几何边界计算。由接近角、离去角、纵向通过角和离地间隙与轴距之比计算等效通过角，取四项中的最小值作为几何极限。在工程实践中，离地间隙与轴距之比往往成为越野车的隐性瓶颈。

第二步，动力边界计算。由轮胎附着系数换算最大爬坡角。同一底盘在不同地面材质下的动力边界差异显著，因此在计算时需采用任务场景中最恶劣的附着系数作为输入。例如，若任务区域包含沙地与泥泞路面，则应以泥泞路面的附着系数 0.2 作为计算输入，而非干燥路面的 0.8。

第三步，综合边界确定。取几何极限与动力极限中的较小值，乘以安全系数，得到底盘可通行性边界。安全系数的作用是预留人因误差、传感器误差与地形动态变化的余量。军用场景通常取 0.6 至 0.7，民用越野取 0.75。这一保守取值符合装备研制中的可靠性设计思想，也避免了因某单项参数虚高而导致的需求误判。

2.4 输出层：三类需求指标

底盘锚定的计算结果转化为三类可直接指导系统设计的下游需求指标：

第一类，感知精度需求。由可通行性边界除以分辨率系数得到。分辨率系数反映不同传感器的置信度：LiDAR 通常取 5 至 10，视觉深度估计取 2 至 3。该指标直接决定坡度识别误差限与障碍物高度分辨限。例如，若底盘可通行性边界对应的坡度极限为 24 度，取安全系数 0.7 后得到 16.8 度，再除以分辨率系数 10，得到感知系统的坡度识别误差限约为 1.7 度。这一量化指标使得传感器选型从“经验判断”转变为“需求驱动”。

第二类，决策分级阈值。由感知精度与可通行性边界的比值确定。比值越高，说明感知系统对底盘边界的识别越精准，越能支撑自主决策；比值越低，说明感知不确定度大，需人介入。该阈值直接写入决策状态机的切换逻辑，作为自主、半自主与遥控三种模式的切换依据。这一机制确保了系统在感知不确定度升高时自动降级，避免盲目自主导致的风险。

第三类，安全余量指标。由车速、制动建立时间与最大制动减速度计算最小预警距离，并叠加与可通行性边界负相关的动态余量。可通行性边界越小，预警距离余量越大；反之则可适当压缩。这一动态余量机制确保了底盘能力较弱时，系统预留更大的安全缓冲，而在底盘能力富余时允许更激进的机动策略。

3 底盘锚定的运用逻辑

3.1 方法的通用性

底盘锚定是一套车型无关的通用框架。不同装备平台只需替换输入参数，计算逻辑与映射规则保持不变。重型后勤车悬挂行程大但通过角小，计算后几何边界往往成为瓶颈，感知需求聚焦纵向通过性识别；轻型侦察车通过角大重量轻，动力边界成为瓶颈，感知需求聚焦地面附着系数估计；履带车辆接地比压小、爬坡能力强，悬挂行程与车体俯仰角成为瓶颈，感知需求聚焦垂向地形起伏识别。这种通用性使得底盘锚定可以在装备研制的早期阶段快速评估不同平台的无人化可行性，无需针对每款车型重新建立分析体系。

3.2 锚定结果的流向与接收系统

底盘锚定的三类输出指标分别流向无人化系统的三个域控制器，直接参与逻辑设计，形成“计算-分发-执行”的完整链路。

感知精度需求流向感知域控制器。该控制器接收坡度识别误差限、障碍物高度分辨限与感知帧率下限，用于指导传感器选型、算法标定与感知盲区补偿策略。例如，若锚定计算要求坡度识别误差不超过 2 度，而纯视觉方案在越野场景下的坡度估计误差通常为 3 至 5 度，则感知域控制器可据此判定纯视觉不满足需求，需引入 LiDAR。同时，感知域控制器根据障碍物高度分辨限调整点云分割算法的阈值参数，确保系统能够识别出对底盘构成威胁的最小障碍物。

决策分级阈值流向决策域控制器。该控制器接收自主、半自主与遥控三种模式的切换条件，写入决策状态机。当感知精度与可通行性边界的比值大于 0.8 时，系统允许进入全自主模式；比值在 0.5 至 0.8 之间时，强制进入半自主模式，车端自主感知与规划，人远程确认关键动作；比值低于 0.5 时，降级为遥控模式，车端仅执行，人实时操控。这一分级机制确保了系统在感知不确定度升高时自动降级，避免盲目自主导致的风险。

安全余量指标流向底盘域控制器。该控制器接收最小预警距离、制动提前量与悬挂预调节触发阈值，用于标定线控制动的压力曲线与线控悬架的阻尼调节策略。例如，遥控模式因存在通信延迟与人反应时间，总预警距离需求比自主模式多 10 至 15 米，底盘域控制器据此调整制动介入时机，采用更保守的制动曲线。在自主模式下，底盘域控制器则可根据前方地形预判提前调节悬挂阻尼，实现“感知即预调节”的短闭环响应。

3.3 闭环修正机制

底盘锚定不是一次性计算，而是持续迭代的闭环。执行层传感器，包括 IMU、轮速传感器、悬

挂位移传感器与轮胎压力传感器，实时反馈车辆实际通过状态。将“实际能否通过”与“锚定预测”比对，修正环境恶劣系数。例如，若锚定计算认为车辆可通过 25 度坡，但 IMU 反馈实际行驶中轮胎打滑率超限，则系统自动下调动力边界参数，后续同类场景强制要求感知系统识别地面材质并降低决策置信度。修正后的参数回传至锚定计算模块，更新感知精度需求与安全余量指标。这一闭环机制使得底盘锚定能够随车辆状态与环境变化动态调整，而非依赖静态手册参数。

4 路径 A：遥控+纯视觉的锚定分析

4.1 路径特征

遥控+纯视觉路径中，车载端部署可见光与红外摄像头，视频回传至操控端，操控员基于视频判断地形与障碍物，发出线控指令，车载端无自主决策能力。该路径的核心优势在于成本低、技术成熟、人的经验直接参与。对于已装备大量有人越野车辆的部队而言，该路径只需加装摄像头与线控执行机构即可实现快速改装，无需部署昂贵的激光雷达与高算力计算平台，改装周期短、技术风险低。

4.2 底盘锚定运用

在该路径下，底盘锚定的感知需求被人外包。操控员通过视频判断地形是否在底盘极限内，因此锚定结果主要流向底盘域控制器，用于确定线控系统的响应灵敏度。由于人的反应时间约为 800 至 1000 毫秒，叠加通信延迟 200 至 500 毫秒，总反应时间显著长于自主系统。底盘域控制器据此采用更保守的制动曲线，增大制动提前量，确保在操控员发出指令前车辆已处于安全状态。

具体而言，底盘锚定输出的安全余量指标在遥控模式下需额外叠加通信延迟项。以 40 公里每小时车速为例，自主模式下系统反应时间约 300 毫秒，预警距离约 33 米；遥控模式下总反应时间约 1200 毫秒，预警距离增至约 43 米。若纯视觉在扬尘环境下的有效感知距离仅 30 米，则底盘锚定可明确判定该场景下遥控路径不可行。这一量化判定为任务规划提供了明确的边界条件。

4.3 锚定边界判定

底盘锚定方法给出该路径可行的判定条件：场景地形已预先验证，底盘可通行性边界已知且稳定；视频质量足以支撑人眼确认地形尺寸，即良好光照、无严重扬尘或烟雾；通信链路可靠，叠加延迟后的总预警距离不超过视觉有效感知距离。当这三个条件同时满足时，遥控+纯视觉路径是经济且有效的选择。

4.4 失效条件

当环境恶劣系数超过阈值时，视频质量下降，人无法确认底盘边界，锚定结果失去意义。通信中断时，锚定结果无法传递至操控端，车辆失去边界确认手段，必须立即停车等待链路恢复或切换至预设安全模式。此外，夜间无照明、雪地强反光与浓密植被遮挡均会导致该路径失效。在这些条件下，底盘锚定计算会输出低置信度判定，强制系统切换至其他路径或终止任务。

5 路径 B：自主+协同感知的锚定分析

5.1 路径特征

自主+协同感知路径中，车载端部署 LiDAR、毫米波雷达、红外与可见光摄像头，多传感器融合自主构建三维环境模型，实时计算可通行性。该路径不依赖通信链路，可在电磁对抗环境下独立作业，适用于通信拒止或高威胁环境中的长时任务。

5.2.底盘锚定运用

底盘可通行性边界直接写入感知域控制器，作为 LiDAR 点云处理的筛选阈值。感知系统优先识别几何尺寸在底盘极限范围内的地形特征，忽略超出底盘能力的无关障碍物，降低计算负荷。同时，感知域将地形几何参数与底盘接近角、悬挂行程实时比对，生成可通行性地图，输出可通行、不可通行与高风险三级分级。

决策域控制器接收分级结果与决策分级阈值，执行状态机切换。当车辆进入高风险区域时，决策域自动降低车速并请求操控员确认；当检测到不可通行地形时，触发绕行或停止逻辑。底盘域控制器则根据预判地形提前调节悬挂阻尼、差速锁状态与轮边扭矩分配，实现“感知即预调节”的短闭环响应。例如，当 LiDAR 检测到前方坡度接近底盘极限时，底盘域提前锁止差速器并降低胎压以增大接地面积。

5.3 锚定边界判定

该路径可行的判定条件为：感知精度优于锚定输出的感知精度需求；场景底盘边界不确定或动态变化，如未知区域侦察、雪地或沙地附着系数变化；任务价值覆盖协同感知方案的硬件成本。底盘锚定同时输出成本约束：高可通行性边界车辆可降低感知配置，低可通行性边界车辆反而需要更高精度感知来补偿，避免“底盘弱且感知弱”的危险组合。

5.4 局限

传感器在剧烈越野振动下的可靠性、多传感器融合在电磁对抗环境下的兼容性，以及固态激光雷达的成本，仍是该路径的工程约束。此外，底盘锚定可以约束几何可通行性，但无法精确约束地面材质特性，如沙地软硬、泥泞深度，这些参数直接影响实际通过能力。这意味着即使感知系统完美识别了所有几何障碍物，底盘锚定参数仍无法保证“一定能过”，只能给出“理论可通过”的概率化评估。

6 完全自主无人化的技术边界

6.1 感知层面的边界

底盘锚定可以量化几何可通行性边界，但越野场景的障碍物类型无限非标准化，无法建立穷尽的目标库。即使在典型的森林环境中，YOLO 等标准目标检测网络对越野场景中的障碍物识别率显著下降，需要针对特定环境重新训练。即便感知系统完美识别了所有几何障碍物，地面材质特性仍可能导致实际通过失败。现有传感器对地面附着系数的估计精度有限，这使得底盘锚定给出的“理论可通过”结论在实际中仍存在不确定性。

6.2 决策层面的边界

越野驾驶依赖大量隐性经验，如通过沙地颜色判断软硬、通过轮胎打滑频率判断附着力，当前算法难以编码。越野环境下的路径规划不仅需要考虑几何可通行性，还需要综合评估地面材质、植被密度与天气影响，这些因素之间的耦合关系极其复杂。战术级价值判断，如保装备与保任务的权衡，需要人的意图输入，AI 无法自主完成。底盘锚定可以约束物理可行域，但无法约束任务最优域。

6.3 验证层面的边界

底盘锚定给出的边界是静态的，但越野地形是动态的。雨后泥泞、雪后结冰、风蚀沙丘均会改变地形物理特性。公路场景可以通过百万公里路测验证感知决策执行闭环，越野场景无法复现全部地形组合，验证闭环无法闭合。研究表明植被的可通行性随季节、温度与湿度显著变化，这意味着基于历史数据的验证结果无法保证未来任务中的可靠性。这一不可复现性不是算法问题，而是场景本身的开放性与动态性决定的。

6.4 锚定结论

基于底盘锚定分析，完全自主无人化在越野与对抗场景下存在由底盘物理边界与环境不可复现性共同决定的系统性边界。当前技术条件下，半自主模式，即车端自主感知与规划、人远程决策关键节点，是底盘锚定范围内的务实终点。这并非否定未来技术进步的可能性，而是基于现有传感器、算法与验证手段给出的客观评估。

7 场景适配与装备研制启示

7.1 典型场景适配矩阵

基于底盘锚定框架，典型装备场景的无人化路径适配如下：

后勤运输场景执行固定越野路线，底盘边界已知稳定，锚定输出感知需求低，推荐采用遥控加纯视觉路径，操控员远程实时控制。该场景下地形已预先勘测，通信条件相对可控，成本敏感的运输任务不需要部署昂贵的自主感知套件。底盘锚定在此场景下的主要作用是确认路线安全性并标定预警距离。

侦察巡逻场景面对未知区域，底盘边界不确定，锚定输出感知需求高，需三维地形建模，推荐采用自主加协同感知路径的半自主模式，车端自主行驶，人远程决策关键节点。该场景下通信可能中断，车辆需具备独立感知与路径规划能力，但关键决策仍需人确认。底盘锚定在此场景下持续更新边界参数，支撑动态路径规划。

突击作战场景具有高动态与强对抗特征，底盘边界动态变化，电磁环境复杂，推荐采用自主加协同感知路径的预设任务模式，人预设任务路线，车端自主执行，紧急情况可遥控接管。该场景下人的反应时间无法满足高速机动作战需求，但战术意图仍需人输入。底盘锚定在此场景下以预设边界为基准，允许车辆在边界内自主机动。

抢险救灾场景面临废墟或洪涝，地形完全不可预测，底盘锚定参数失效，推荐以遥控为主、自主为辅，人必须实时在环。该场景下不存在可建模的地形规律，人的现场判断不可替代。底盘锚定在此场景下仅提供基础制动安全余量，不作为路径规划依据。

7.2 装备研制启示

底盘锚定方法对装备研制流程提出三点启示。第一，底盘设计应前置化。在研制阶段就将悬挂行程、轮胎附着力与差速能力等参数开放为数据接口，供感知系统实时读取，实现底盘从被动执行器向主动需求输入端的转变。第二，域控接口应标准化。底盘域控制器与智驾域控制器之间建立统一的锚定参数传输协议，底盘实时广播剩余悬挂行程、当前附着系数等动态边界，辅助感知系统调整阈值。第三，研制流程应重构。从先定感知方案再配底盘的传统线性逻辑，转向先算底盘边界再导感知需求的循环逻辑。在这一逻辑下，底盘不再是无人化系统的“末端手脚”，而是需求分析的起点与能力边界的定义者。

8 结论

本文提出底盘锚定分析方法，建立了从底盘物理参数到无人化系统需求的通用评估框架。该框架具有车型无关性，其计算结果分别流向感知域控、决策域控与底盘域控，形成闭环修正机制。基于底盘锚定分析，遥控加纯视觉与自主加协同感知并非优劣之争，而是场景适配之选。完全自主无人化在越野与对抗场景下存在由底盘物理边界与环境不可复现性决定的系统性边界，当前技术条件下的务实终点应为半自主模式。未来装备无人化研制应从底盘锚定出发，重构感知适配、决策分级与执行反馈的循环逻辑，使底盘从“末端执行器”转变为“需求分析的起点”。

参考文献：

[1] 杨懿. 一种越野车自动驾驶线控化改装方法[C]//中国汽车工程学会年会论文集, 2018.

车辆装备电动化安全技术研究综述

王宁娜，陈科，李佳欣，崔萱，李嘉惠

内蒙古第一机械集团股份有限公司

摘　要：2026 年作为“十五五”规划开局之年，国防和军队现代化建设进入向建军一百年奋斗目标冲刺的关键阶段，车辆装备电动化是新质战斗力生成的重要物质基础，混合动力坦克、电驱动战术车辆、无人作战平台等新型装备相继亮相，标志着车辆装备电动化已成为发展的核心方向。然而，电动化的快速普及也带来了日益突出的安全问题，涵盖动力电池安全、高压电气安全、电磁兼容防护与信息安全等安全风险。本文立足 2026 年国防建设新形势，系统梳理车辆装备电动化的时代背景与战略动因，深入分析电驱动、混合动力、动力电池、电动无人平台等核心技术发展现状，并从电池抗毁伤、高压系统防护、电磁防御、能量管理等方面进行深度探讨，为车辆电动化安全技术的发展提供系统性参考。

关键词：车辆电动化；动力电池安全；高压安全；能量管理

1 车辆装备电动化的发展动因

当前机械化、信息化、智能化融合发展持续深化，对各类地面车辆装备的综合作战性能提出了前所未有的高标准、新要求。传统以内燃机为核心的燃油动力体系存在声学特征显著、红外辐射强、能量调控能力有限、难以适配多型大功率车载电子载荷等固有短板，逐渐无法匹配隐蔽突击、全域机动、无人集群协同、车载多任务装备长时间连续工作等新型作战任务需求。在此背景下，以高压动力电池、电驱动总成、全域电控系统为核心的电动化技术，成为推动地面车辆装备迭代升级、补齐现有动力体系短板的关键技术路径，装备全面电动化转型已是装备现代化建设不可逆转的发展趋势。

2026 年是“十五五”规划的开局之年，也是国防和军队现代化建设承前启后的关键节点。从国家战略层面看，《中共中央关于制定国民经济和社会发展第十五个五年规划的建议》明确提出加快发展战略性新兴产业和未来产业，新能源与智能网联汽车正是其中的重要板块；国防和军队建设贯彻新发展理念，推动新质战斗力与新质生产力高效融合、双向拉动，成为年度军队建设的主基调[1]。正是在这样的时代背景下，车辆装备电动化呈现出加速发展的态势。

从国际比较看，2026 年各主要军事强国在车辆电动化领域的竞争明显加剧。北约能源安全卓越中心于 2026 年 2 月在新加坡航展期间宣布推进“混合动力驱动项目”，计划在 2026 至 2028 年间联合军工企业与防务科技公司开展混动地面装备技术验证；法国雷诺与泰雷兹公司合作研发的新型电驱动防务原型车在 2026 年欧洲国际防务展上首次亮相，集成车载数据处理、无人装备协同与人工智能辅助决策模块。面对这一态势，加快我国军品车辆装备电动化进程，既是抢抓军事技术制高点的必然选择，也是维护国家能源安全和军事安全的战略考量[2]。

2 车辆装备电动化安全研究背景

安全是各类技术系统规模化落地的核心门槛，车辆装备电动化带来动力架构颠覆性革新，在大幅提升装备隐蔽性、供电能力与智能拓展空间的同时，也带来了区别于传统燃油装备的全新安全体系难题。车辆装备需长期服役于高温、严寒、沙尘、泥泞、颠簸等各类极端恶劣工况，其电动化安全管控属于多维度、跨学科的复杂系统工程课题。高压平台向 900V、1000V 进阶，大幅提升高压电击风险与直流电弧燃烧危害；电池能量密度翻倍提升，使故障工况下能量释放、热失控的破坏烈度显著增强；大功率超充技术将电池充放电热力学、动力学工况推向极限，加剧析锂、局部过热等安全隐患；而车网互动技术的普及，更是将车辆安全边界从物理域延伸至信息域，网络攻击成为诱发

物理安全事故的全新风险路径。

与传统燃油车相比，引入了高压动力电池系统、大功率电驱系统、复杂的电池管理系统（BMS）以及车联网通信模块，这些新技术带来了全新的安全挑战。动力电池作为电动汽车的核心能量载体，其热安全性是电动化安全的首要关注点；高压电气系统的绝缘防护和故障保护直接关系到人员电击风险；充电过程中的电气安全、热管理和通信协议安全同样不容忽视；此外，随着智能驾驶和车联网技术的深度融合，功能安全和信息安全也成为电动化安全的新维度。各类安全隐患相互耦合、叠加放大，严重制约电动车辆装备战场生存能力与作战可靠性，亟需开展针对性电动化安全关键技术研究。

3 车辆装备电动化的安全问题

3.1 动力电池安全问题

动力电池是电动化装备的“心脏”，为整车电驱动系统、车载侦察通信设备、电控单元、辅助作业载荷提供稳定高压电能输出。在各类动力电池中，锂离子电池凭借其能量密度高、自放电率低、循环寿命长等优势[4]，已成为当前车辆主流配置选择。其安全问题主要体现在热失控、BMS 失效、充电安全等方面。

3.1.1 动力电池热失控风险

车辆装备使用环境复杂，常面临高低温、振动、冲击、涉水、碰撞等环境，动力电池包在过充、过放、内部短路、外部短路、振动、高温环境下，极有可能引发剧烈的热失控并产生链式反应。热失控过程中释放的高温、火焰、有毒气体和喷射物，不仅直接危及乘员舱安全，还可能诱发车载弹药殉爆、破坏整车结构，造成灾难性后果。

3.1.2 单体电池的一致性与寿命周期安全问题

动力电池组由大量单体串联并联组成，电池单体制造差异、温度场分布不均和老化速率不同会导致电池组一致性下降。当某个单体电池荷电状态 SOC 较低时，车辆行驶时电池的电压会先达到放电截止电压，降低电池组的实际容量；当单体电池 SOC 较高时，充电结束时电池会达到充电截止电压，影响充电能力。部分单体长期过充或过放，加速老化并成为热失控薄弱点。随着循环次数增加，电池容量衰减，安全边界逐渐收窄。

3.1.3 动力电池管理系统（BMS）安全问题

电池管理系统（BMS）是保障动力电池安全运行的核心电子控制单元。BMS 的主要功能包括电池状态监测（电压、电流、温度）、荷电状态（SOC）估算、健康状态（SOH）评估、均衡管理、热管理以及故障诊断与保护。从安全角度而言，BMS 扮演着电池“安全卫士”的角色，通过实时监控和预警机制，在电池参数偏离正常范围时及时采取保护措施。动力电池系统的安全水平高度依赖电池管理系统（BMS）的工作可靠性，BMS 的失效将直接诱发电池组各类安全风险。

3.1.4 充电安全

从动力电池本体安全视角分析，过充是充电工况下威胁等级最高的风险源，极易诱发电芯析锂、内部副反应链式加剧，最终触发电池热失控灾害；同时充电大电流持续载荷还会造成高压线束发热，而当线束存在缠绕、挤压、磨损排布缺陷时，热量难以向外扩散，局部温度持续攀升，进而造成线束绝缘胶皮软化、熔融，引发绝缘失效甚至短路故障。

除此之外，安全可控充电高度依赖电池管理系统（BMS）与车载充电机、充电桩之间稳定可靠的实时交互通信，充电过程耗时较长且多存在无人值守场景，现有车端、充电机端及桩端协同监控体系不完善，难以实时捕捉充电过程中电池温升异常、绝缘衰减、单体压差超限等隐性故障，无法实现早期预警与及时处置，进一步增加了充电安全事故的发生概率。

3.2 高压系统安全问题

电动化车辆高压系统通常包括动力电池、高压配电箱、驱动电机及控制器、DC/DC 变换器等，电压等级可达 300V 至 900V 甚至更高。高压系统安全直接关系到人员电击防护和车辆功能安全。

3.2.1 绝缘安全

高压系统对人员电击风险远高于低压系统。人体接触高压带电部件可能造成严重电击伤害甚至死亡。绝缘材料在高温、潮湿、振动和老化作用下性能下降，可引发绝缘电阻衰减、严重时发生绝缘击穿。车辆涉水或清洗时，动力电池包、电机控制器等高压连接器密封失效会导致水汽进入，形成漏电流和短路通路。绝缘监测系统需要实时检测正负母线对地绝缘电阻，当绝缘电阻低于安全值，需及时触发预警、限功率乃至切断高压回路等安全防护措施。

3.2.2 预充电与电容释放安全

电机控制器和 DC/DC 等高压部件内部存在大容量母线电容。高压上电时若直接闭合主继电器，巨大的浪涌电流可能损坏高压部件继电器触点、熔断器和电容，并产生强电磁干扰。因此需要预充电回路先通过预充电阻对电容充电，待母线电压接近电池电压后再闭合主继电器。预充电回路故障、预充电阻过热或继电器时序错误会导致上电失败或元件损坏。高压系统断电后，母线电容仍会残存大量高压电荷，若未完成充分泄放便直接开展高压接插件插拔作业，极易引发人员电击事故。因此，系统需依托主动、被动放电电路，在规定时间内将母线残余电压快速降至安全范围，为操作人员插拔高压接插件提供安全作业条件。

3.2.3 高压回路可靠性安全

高压回路在带载分断、接触不良或短路时可能产生电弧。直流电弧无自然过零点，一旦形成难以熄灭，温度极高，可烧蚀触点和绝缘材料，引燃周围可燃物。高压连接器插拔、继电器分断、熔断器动作等环节均存在电弧风险。车辆振动导致高压连接器松动、端子氧化、接触电阻增大，在大电流下产生局部过热，进一步加速氧化并可能引发火灾。

3.3 电磁兼容与信息安全

电动化车辆装备集成了大量电力电子器件和高速数字设备，构成一个复杂的电磁环境。功率变换器的开关动作产生强烈的电磁辐射，可能干扰车载通信、导航和火控设备的正常工作。高压线束与低压信号线并行布置时，通过分布电容和互感产生串扰。复杂电磁环境下，可能出现通信质量下降、传感器数据跳变、控制器复位甚至误动作，严重时影响行车安全和任务完成。

与此同时，装备自身又高度依赖外部通信与遥控网络，动力电池管理系统、电机控制器、远程遥控终端等均包含通信功能，通过 CAN、CAN FD、以太网或无线网络与整车及其他外部设备交互。车辆装备电动化与无人化融合后，多车协同作业的场景日益增多。当多台车辆在同一区域使用相同或临近的遥控频段时，遥控信号之间相互干扰，可能导致车辆无法正确识别本车指令，对任务安全和装备安全构成严重威胁。在信息化战场上，电磁与网络空间的安全防御能力，已与火力、机动、防护并列为装备生存能力的重要组成部分，电动化装备必须从顶层设计上统筹考虑电磁兼容与信息安全防护。

3.4 能量管理安全

能量管理是电动化装备安全防护的“中枢神经”，立足整车用能需求，统筹发动机、动力电池、超级电容等多元储能与供电单元，实现能量调度、功率分配和安全保护的有机统一。能量管理策略不仅影响整车能效和续航能力，更直接关系到各高压部件的运行安全边界。

整车能量管理需要根据驾驶意图、电池状态、电机能力和附件需求进行功率分配。当策略偏于激进，会使电池持续大倍率放电，引发温升异常、单体压差增大。策略过于保守或功率分配决策失准、滞后，则会制约车辆机动与任务执行能力，破坏动力输出与电池安全的动态平衡。

制动回收的安全性同样需要关注。高 SOC 状态下大电流回收易使电池电压逼近过充阈值。回收功率超出电池可接受能力时，可能造成高压母线电压骤升，威胁高压部件的耐压安全。此外，回收介入与退出的平顺性直接影响车辆稳定性，低附着路面或转弯工况下，不恰当的能量回收力矩可能造成驱动轮打滑或车辆失稳，

多能源系统中，各能源的响应速度、功率密度和能量密度差异显著，若管理策略未能合理调度，可能造成某一种能源过载。例如超级电容放电迅速但能量有限，若承担过大持续功率，电压跌落可能导致母线失稳；燃料电池响应较慢，若负载突变而电池补偿不及时，可能造成高压母线电压波动。同时，冷却等辅助负载若与驱动系统争夺功率，能量管理必须保证安全相关负载的优先供电，否则

可能影响行车安全。

4 车辆装备电动化的安全技术现状

4.1 动力电池安全防护

国内的研究团队在电池热失控、 电池管理系统、 电池结构设计等方面取得了不少突破， 有效提高了电池的安全性能。钱鹏程[5]深入研究了新能源汽车存在的安全问题，强调电池的稳定性、电源系统的保护以及电子控制装置的流畅性， 并提出改善措施。尚蛟[6] 深入分析了车辆发生火灾的现象及其根本原因， 探讨了各种故障的成因， 为安全性发展提供了建议和指导。管控层面，电池管理系统依托电压、电流、温度、绝缘多维感知，实现荷电状态精确估计、单体均衡、故障诊断与主动预警，并与整车控制协同执行降功率、断高压等保护动作；民用领域还借助云平台开展海量运行数据的远程监控与热失控大数据预警，实现故障早期防控。

我国在动力电池安全防护领域处于全球前列，已形成从材料研发、电池制造到系统集成的完整产业链和较为完善的标准体系。国内主流电池企业如宁德时代、比亚迪等已推出“不起火”电池包产品，通过电芯材料改良、模组隔热设计和整包主动冷却等多层防护实现热失控扩展抑制，部分产品宣称可达到“永不起火”水平。

4.2 高压电气与能量管理安全

高压安全防护的技术策略可概括为“冗余隔离、快速切断、主动泄放、全时监测”。硬件层面，高压连接器普遍采用高压互锁（HVIL）设计，任何松动、断开均触发整车断电保护；高压线束采用屏蔽与双层绝缘结构，满足高等级防水防尘要求；继电器、熔断器、接触器构成多级切断链路，预充电回路抑制上电冲击。系统层面，绝缘监测装置实时检测高压母线对地绝缘状态，主动放电电路在断电后数秒内将母线电压降至安全电压以下，满足检修与事故工况的触电防护要求。随着 800V 以上高压平台在民用领域的应用，绝缘、电弧防护与连接可靠性要求进一步提升，智能熔断器、固态断路器等新型保护器件加快应用。这些技术策略经民用新能源汽车大规模装车验证，为车辆装备高压平台设计提供了重要参考。

国内电动化车辆在能量管理安全防护已实现基本功能覆盖，但还有较大的提升空间，能够在多能源下合理功率分配，国内部分高校和企业正在开展基于模型预测控制和智能算法的能量管理策略的研究。

4.3 电磁兼容与信息安全防护

电磁兼容方面，主要采用屏蔽、滤波、接地与布局优化等被动措施，结合整车电磁兼容仿真与试验验证，使辐射发射与抗扰度满足标准要求。信息安全方面，民用汽车已依据 UN R155 等法规建立纵深防御体系，采用硬件安全模块实现安全启动、安全通信与密钥管理，通过车载防火墙、入侵检测与软件远程升级保障系统安全。车辆装备在此基础上强化加密算法自主可控与抗电磁脉冲加固，严防经充电接口、数据链等途径实施网络渗透与电磁毁伤。

5 车辆装备电动化的安全防护技术对策

针对上述电动化车辆装备各类安全风险，可从动力电池、高压系统、电磁兼容与信息安全、整车能量管理四个维度构建安全防护体系，如下图所示：



图 1　电动化车辆防控目标

5.1 动力电池安全防控

动力电池选型方面，轻型战术车辆和无人平台，宜选用能量密度高、低温适应性好的电池类型；高原高寒、高温高湿等特殊使用地域，还应专门评估电池的宽温域适应性与低温起动能力。选型时要将能量密度、功率特性、循环寿命、快充能力、抗毁伤能力等指标，与整车续驶里程、机动性、防护性、保障性统筹权衡，确保所选电池在整车层面“装得上、跑得动、防得住、保得了”。

使用环节要把电池安全管控贯穿整车运行全过程。一是科学设定电池使用边界，依据整车任务和气候环境设置合理的荷电状态工作区间与充放电功率限制，避免深度过放等不利工况；二是强化整车级状态监测与预警处置，依托整车能量管理与电池管理系统，对电池包温度、电压、绝缘等参数实施融合监测。

5.2 健全整车能量管理与安全调度机制

在方案层面，应根据平台任务确定能量管理策略：静默机动、低速巡逻等工况以电池供电为主；高速突击、爬坡越障等大功率工况由发动机与电池协同出力，防止电池长时间大倍率放电；驻车状态下依发动机发电保障指挥通信、火控等系统连续供电，兼顾隐蔽性与供电可靠性。通过油电功率的智能分配，既满足作战需要，又为动力电池留出安全余量，避免过载、过放引发热失控。

在使用环节，应把能量管理贯穿整车运行全过程。一是强化整车级能量状态监测，实时掌握电池荷电状态、输出功率、系统温度与绝缘状况，为指挥员提供直观的能量态势信息；二是建立能量安全保护机制，设置充放电功率限值、电池工作窗口与温度阈值，超限时自动降功率、降载并告警，防止设备滥用引发安全隐患；三是完善冗余与降级策略，当主能源通道故障时自动切换至应急电源或降级模式，确保关键系统供电不中断、车辆具备基本机动与撤离能力。

5.3 完善高压电气系统安全防护与故障隔离

高压电气系统安全防护必须坚持设计源头与使用环节并重。在设计源头，采用高可靠性连接器与冗余密封结构，提高高压部件的防水防尘等级，满足涉水、淋雨等恶劣环境使用要求；高压线束采用铠装屏蔽与防护层，提高抗机械损伤能力。在使用环节，构建整车级多层级安全保护架构，设置高压互锁、绝缘监测、漏电保护、快速断电等机制，当检测到绝缘异常、过流、过温等故障时，能够在毫秒级时间内自动切断高压回路并完成能量泄放；同时依托整车监控系统实时掌握高压部件状态，一旦发现异常，及时触发报警并执行保护动作。

制定高压作业安全规程，配置绝缘防护装备与专业检测工具，加强人员培训，杜绝违章作业。

同时，完善高压系统全寿命周期的状态监测与预测性维护机制，利用在线数据及时发现老化、松动等隐患，将事故消灭在萌芽状态，全面提升高压电气系统的安全性、可靠性和可维护性。

5.4 构建电磁防护与信息安全防御能力

在硬件层面，对车载电子设备进行屏蔽、滤波和接地处理，优化线束走向与功率器件布局，降低电磁辐射与传导干扰；对整车实施电磁加固，提高抵御电磁脉冲的能力，保障强电磁环境下关键分系统的正常工作。在使用层面，按照信息安全等级保护要求构建车载网络的纵深防御体系，严格接口管理、身份认证、访问控制和数据加密。

6 发展建议与展望

立足 2026 年国防和军队现代化建设的新起点，推动车辆装备电动化安全与技术协同发展，应当把握以下重点。

一是坚持需求牵引与顶层谋划相结合。统筹处理好传统动力装备的现役保持与电动化装备的换代升级关系，按照“混动先行、电驱跟进、全电牵引”的路线图有序推进，明确各类平台电动化的优先级和具体指标，确保技术发展与战斗力生成需求精准对接。

二是强化关键核心技术的自主可控。动力电池、驱动电机、电控系统等核心部件，是电动化装备的“命门”，必须集中力量突破固态电池、高功率密度电机、车规级功率器件等关键瓶颈，完善国产化供应体系，把装备发展的主动权牢牢掌握在自己手中。同时，密切跟踪人工智能、氢燃料电池、无线传能等前沿技术，为装备的迭代升级做好技术储备。

三是推动安全设计与装备发展深度融合。坚持安全与发展并重，将安全性作为电动化装备设计的首要约束，建立从需求论证、方案设计、试验验证到实战运用的全流程安全管理机制。注重利用数字化手段开展安全性仿真与虚拟验证，提高设计质量；加强安全性数据的积累与反馈，不断提升装备的安全水平。

四是深化技术协同迭代，推动车辆装备主动学习行业先进技术，实现行业成熟成果与高端应用需求的良性互动。民用新能源产业在电池热管理、高压安全、智能能量管理和网络安全等领域，经过大规模市场应用与工程验证，积累了成熟的技术经验，具备完整的产业配套体系与快速技术迭代优势，是高端电动化安全技术升级的重要支撑。

电动化装备的安全性不是局部问题，而是贯穿设计、制造、试验、保障、运用的系统工程；不是静态指标，而是需要在实战化检验中持续改进的动态能力。只有坚持系统观念，统筹技术发展与安全防护，构建完善的安全标准体系与保障体系，才能真正把电动化的技术优势转化为实实在在的战斗力。我们既要坚定信心、抢抓机遇，又要脚踏实地、行稳致远，以科学的态度和务实的精神推进车辆装备电动化安全与技术协同发展，为全面建成世界一流军队作出应有贡献。

参考文献：

[1] 中华人民共和国国务院新闻办公室.新时代的中国国防[M].北京：人民出版社, 2019.

[2] 新能源情报分析网. 基于奥特能平台的美军混动装甲车电驱动技术状态[EB/OL]. 2025-02.

[3] 《新能源汽车产业发展规划（2021—2035 年）》（摘要）[N]. 新能源汽车报, 2020-11-09(010).

[4] 王震坡, 孙逢春. 电动汽车动力电池系统安全分析与设计[M]. 北京：机械工业出版社, 2020.

[5] 钱鹏程.新能源汽车安全分析及发展探索[J].农机使用与维修.2023(09):6871.

[6] 尚蛟.我国新能源汽车安全情况浅析[J].汽车工业研究.2020(01):34-37.

[7] 王芳, 夏定国. 锂离子动力电池热失控与安全防控技术研究进展[J]. 机械工程学报, 2023, 59(22): 3-22.

[8] 孙逢春, 王震坡. 新能源汽车大数据安全预警技术及应用[J]. 中国工程科学, 2023, 25(5): 32-43.

轮式装甲车辆底盘减振降噪分析研究

刘嘉，吴坤，贺妍，任璇，刘伟

内蒙古第一机械集团股份有限公司科研所，内蒙古 包头 014030

摘　要：为提升装甲车辆噪声环境质量以及乘坐的舒适性，通过试验测试与数值模拟研究了车辆噪声源、传递路径以及车内响应的产生与传播特征规律。通过对轮式装甲车辆开展噪声测试试验，分析其主要噪声源的特征及传播规律，并对车辆地板、动力舱隔板及车内饰设计了减振及吸声隔声降噪解决方案，建立声学仿真模型对降噪性能进行优化设计与效果预测，通过实车改装测试验证实际降噪效果。结果表明，在车速为 70km/h、100km/h 时车内噪声总声压级平均降低 10.4dB(A)、12.1dB(A)，达到了预期降噪目标。该研究为装甲车辆降噪设计及声环境改善提供了依据和工程参考。

关键词：装甲车辆；减振降噪；吸隔声；阻尼减振；声学仿真

中图分类号：TH212　　**文献标志码：**A

Research on Vibration and Noise Reduction of Wheeled Armored Vehicle Chassis

LIU Jia, WU Kun1, HE Yan, REN Xuan, LIU Wei

1. Inner Mongolia First Machinery Group Co.,Ltd. Research Institute, Inner Mongolia Baotou 014030

Abstract: To improve the noise environment quality and riding comfort of armored vehicles, experiments and numerical simulations were conducted to investigate the generation and propagation characteristics of vehicle noise sources, transmission paths, and interior acoustic responses. By conducting noise tests on armored vehicles, the main noise sources and their propagation characteristics were identified. For the vehicle floor, power compartment partition, and interior design, an acoustic simulation model was established to optimize the design of noise reduction performance and predict the noise reduction effects, which were further verified by real-vehicle modification tests. The results show that at vehicle speeds of 70 km/h and 100 km/h, the overall sound pressure level inside the vehicle is reduced by an average of 10.4 dB(A) and 12.1 dB(A) respectively, achieving the expected noise reduction target. This research provides a theoretical basis and engineering reference for the noise reduction design and acoustic environment improvement of armored vehicles.

Keywords: armored vehicles; vibration and noise reduction; sound absorption and insulation; damping vibration reduction; acoustic simulation

引言

装甲车辆作为现代陆军装备体系中的重要装备，车内噪声环境对乘员身心健康以及工作效率有重要影响。人员长时间处于高强度噪声环境中，会导致听力受损及生理疲劳累积等相关健康问题，同时还会导致其注意力下降、信息处理能力减弱和决策反应速度变慢等问题，进而影响整体作战效率。因此，对装甲车辆开展减振降噪及优化研究，对提升乘员舒适性、保障作战能力具有重要的意义和工程价值。

对车辆振动噪声问题，大部分研究集中在乘用车领域，对装甲车等特种车辆的研究相对较少，主要有调查、测试试验与数值模拟等方法。文献[1-3]分别通过现场调查与试验研究了装甲车内不同噪声对乘员执行任务准确度的影响，结果表明噪声较大的环境会降低人员执行任务的准确度。文献[4-6]研究了噪声与温度等环境因素对人员工作效率与心理状态的影响，结果表明高强度噪声环境会减弱人员的感知与决策能力，降低其工作效率。

学者们分别从车辆整体以及局部结构两方面对车辆噪声控制开展了大量的研究。文献[7-8]针对车辆发动机噪声源以及车厢内噪声特征进行了研究，采用合适的吸声与隔声材料以及结构优化等措施，可显著降低车内的整体噪声。文献[9]阐述了目前车内低频噪声控制的方法并指出现有治理措施的不足，同时指出声学超材料在该类问题的研究价值与应用前景。文献[10]基于车内噪声频谱特征以及噪声能量贡献度，设计了车辆隔声降噪方案，通过建立的预测模型与实际测试验证了降噪方案具有一定效果，同时改善了车内的响度、粗糙度及尖锐度等声品质特征。文献[11]以整车为研究对象分析了车辆加速过程引起的车内噪声问题，通过整车与各部件的动态特性试验，对车内声模态耦合的前围板等部件结构进行仿真优化与改进，显著改善了车内噪声环境。

文献[12-13]采用数值模拟与试验的方法对车辆噪声传递以及结构声振传递路径进行分析研究，对车内声腔模态、悬架系统与车身系统进行参数优化匹配设计，实现了对车辆特定频率的噪声的控制。文献[14]针对装甲车减震器异响问题开展研究，从结构设计与制造工艺等角度进行分析，找到了噪声较大的原因并进行改进，显著降低了车辆噪声水平。文献[15]对商用车在特定速度下的低频噪声问题开展研究，通过传递路径分析确定噪声激励源为悬架板簧，对其安装位置进行优化后车内的噪声水平得到了明显的降低。文献[16]对车身钣金件低频振动引起的噪声问题进行了研究，设计局部减振结构并进行参数优化，通过实车测试表明具有较好的降噪效果。

文献[17]针对车辆噪声控制问题，开展了主动噪声控制方法的研究，提出了融合粒子群优化与Takagi-Sugeno-Kang模糊控制的改进算法，可以实现车内主动降噪的自适应参数优化。文献[18]针对车辆主动降噪提出了一种频域前馈自适应算法，解决了目前车内主动降噪计算量大、稳定性差的问题。文献[19-20]对车内的噪声评价开展了研究，通过构建生理响度模型来预测车辆噪声声品质，并提出了使用新的、高精度的评价模型代替传统主观评价方法，从而提高评价的准确性。

目前，针对装甲车辆减振降噪的研究系统性不足，特别是在振动较大、车厢空间以及重量受限条件下，通过阻尼、吸声及隔声等技术进行系统性噪声控制仍是亟待解决的重要问题。本研究以轮式装甲车辆为对象，旨在建立一套系统性的车内噪声综合治理方法；通过对整车开展测试试验，定量分析车辆主要噪声源、频谱特性以及空间分布规律，运用约束阻尼、多孔吸声材料与复合隔声结构，设计覆盖低频到高频范围的综合降噪方案，并进行声学仿真及优化计算；最终进行实车改装与对比测试，验证降噪方案的有效性。研究成果可为现役装甲车辆声学环境改善提供可行的技术方案，同时为装甲车辆振动噪声问题的正向设计提供了试验依据和参考。

1 车辆噪声测试

针对装甲车辆进行噪声特性测试与分析，并对其开展噪声控制设计，选择一辆典型装甲车辆作为研究对象，车辆主要由动力舱、驾驶舱及乘员舱等结构组成。车内的主要噪声来源包括动力舱内发动机噪声、地板下传动系统噪声、路噪以及空气动力噪声。为了明确车内噪声来源及贡献量，需要开展典型工况下的噪声测试试验，得到噪声源及敏感位置的噪声特征、传递路径与分布规律。

本文选择一辆典型装甲车辆作为研究对象，测试内容包含车辆在不同速度行驶工况，如表 1 所示。

表 1　车辆噪声测试工况

Table 1 Vehicle noise test conditions

测试工况	车辆行驶速度	测试内容
典型行驶速度	70km/h	噪声声压级
最高行驶速度	100km/h	噪声声压级

测试方法及测点布置参考 GJB59.2-1986《装甲车辆试验规程噪声测量》，针对车内及噪声源位置布置 6 个测点，其中对于动力舱及地板下传动系统 2 处噪声源位置各布置 1 个噪声测点，车内驾驶室及乘员舱的前、中、后位置，各布置 1 个噪声测点。动力舱内测点距离驾驶室方向隔板约 30cm，地板下测点距离地板下表面约 30cm，驾驶室测点位于驾驶员右耳位置，乘员舱内测点位于乘员头部中间位置，测点布置如下图 1 所示。

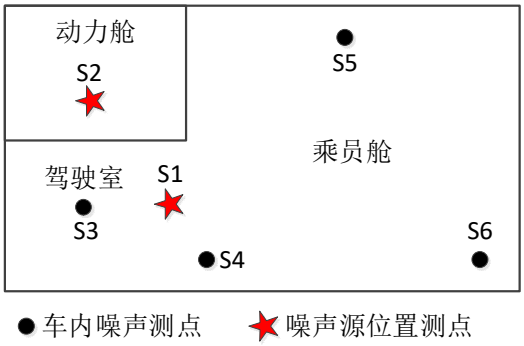


图 1　噪声测点分布图

Fig.1 Noise measurement point layout diagram

选择在平坦且为直线路段的场地进行跑车试验，测试天气选择晴天，试验过程关闭门窗。测试系统由声压传感器、数据采集仪、笔记本电脑及噪声分析软件组成。测试前需要对声压传感器进行标定，不同测试工况均保持测点位置不变，每次测量 3 次车辆匀速行驶时的数据不少于 30s。

2 噪声测试结果分析

2.1 车内噪声分布特征

车辆在 70km/h 及 100km/h 匀速行驶工况下，测量得到车内（测点 S3~S6）、动力舱内（测点 S2）及地板下传动系统（测点 S1）各位置 A 计权下的总声压级值大小，如下表 2 及图 2 所示。

表 2　车辆噪声测量结果 单位：dB（A）

Table 2 Vehicle noise measurement results Unit: dB(A)

测点序号	测点位置	70km/h 噪声值	100km/h 噪声值	噪声变化量
测点 S1	地板下传动系统	115.7	121.9	6.2
测点 S2	动力舱内区域	108.9	113	4.1
测点 S3	驾驶员右耳处	101.2	105.7	4.5
测点 S4	乘员舱左前载员右耳处	98.6	109.7	11.1
测点 S5	乘员舱右中载员右耳处	99.1	105	5.9
测点 S6	乘员舱左后载员右耳处	96.4	105.3	8.9

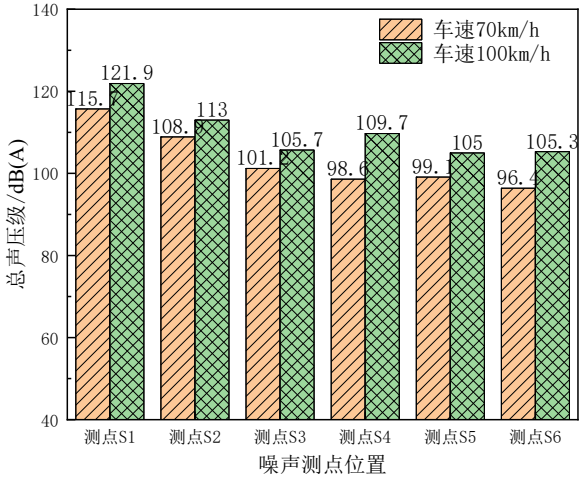


图 2　各测点总声压级值

Fig.2 Total sound pressure level at each measurement point

从实车测试数据可知，车速为 70km/h 时噪声源位置即动力舱内（测点 S2）及地板下传动系统区域（测点 S1）噪声值大小分别为 108.9、115.7 dB（A）；驾驶舱及乘员舱各测点均大于 96dB（A）；车速为 100km/h 时，噪声源测点 S2、S1 噪声值为 113、121.9 dB（A）；驾驶舱及乘员舱各测点均大于 105 dB（A）。随着车速由增大，噪声源及车内各测点噪声值也有不同程度的增大，地板下（测点 S1）及动力舱区域（测点 S2）噪声分别增大 6.2、4.1 dB（A）；乘员舱内测点 S4、S6 噪声分别增大 11.1dB（A）、8.9dB（A）。由此可知，车内噪声普遍较大，在驾驶员、乘员舱左前载员位置噪声出现最大值，需要重点关注。

为评估车辆现有地板及动力舱隔板的降噪效果，分别计算车内各测点相对于两个噪声源的声压级值之差，得到插入损失结果如图 3 所示。

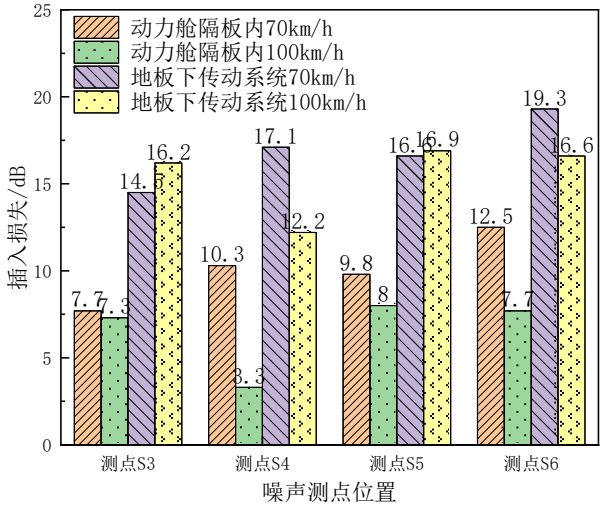


图 3　车内各测点插入损失

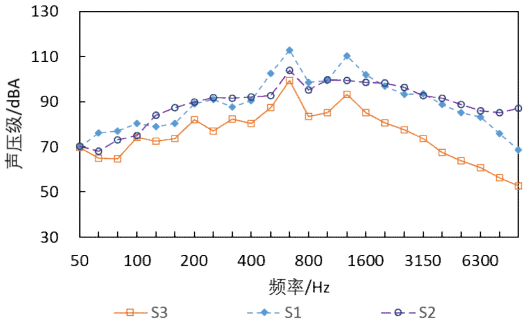
Fig.3 Insertion loss at each measurement point in the vehicle

由图 3 可知，在车速分别为 70 km/h 和 100 km/h 时，现有地板最大插入损失分别为 19.3、16.9dB（A）,动力舱隔板最大插入损失分别为 12.5、8dB（A），车内噪声级最大仍然达到 101.2、109.7dB（A）。

2.2 噪声频谱特征分析

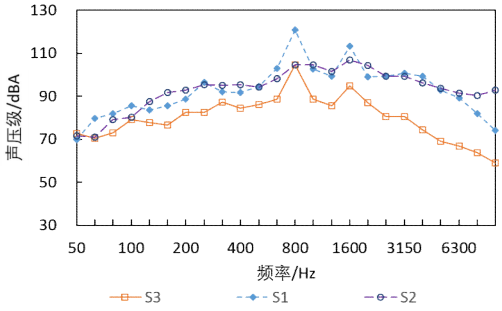
为对车辆进一步采取降噪设计及优化措施，对各位置噪声进行频谱分析，分析其噪声频谱特性与分布规律。得到车辆在 70 km/h 和 100 km/h 匀速行驶时车内噪声源及车内各位置的噪声 1/3 倍频

程特征如下图 4 所示，分析频率范围为 50~10kHz，采用 A 计权。



（a）车速 70km/h 噪声频谱曲线图

(a) Noise spectrum curve graph (70 km/h)

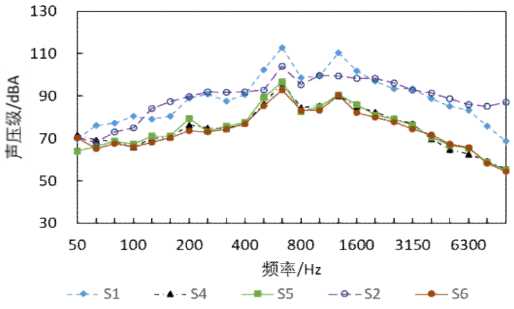


（b）车速 100km/h 噪声频谱曲线图

(b) Noise spectrum curve graph (100 km/h)

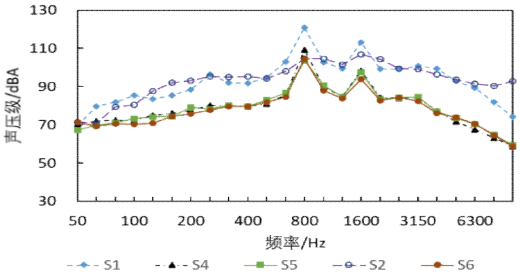
图 4　驾驶员（S3）与地板下（S1）及动力舱内（S2）的噪声频谱曲线图

Fig.4 The noise spectrum curve diagrams of the driver (S3), the floor below (S1), and the power compartment (S2)



（a）车速 70km/h 的噪声频谱曲线图

(a) Noise spectrum curve graph (70 km/h)



（b）车速 100km/h 噪声频谱曲线图

(b) Noise spectrum curve graph (100 km/h)

图 5 乘员舱测点（S4-S6）与地板下（S1）及动力舱内（S2）的噪声频谱曲线图

Fig.5 Noise spectrum curve diagrams of the crew cabin measurement points (S4-S6) and the floor below (S1) as well as the power cabin interior (S2)

由图 4 可知，驾驶员（测点 S3）与地板下传动轴附件（测点 S1）及动力舱内（测点 S2）噪声频谱特征几乎一致，均与噪声源即测点 S1、测点 S2 位置噪声频率峰值一致。车速为 70km/h 时驾驶员位置主要噪声峰值频率为 630Hz 及 1250Hz；车速为 100km/h 时主要噪声峰值频率为 800Hz 及 1600Hz，可知驾驶员位置的主要噪声来源于车辆地板下的传动系统和动力舱内的发动机。

由图 5 可知，乘员舱内前（S4）、中（S5）及后（S6）3 个位置的噪声频谱曲线特征几乎一致，且两种工况车速下频谱特征均与噪声源测点 S1、S2 的频谱特征及噪声峰值特征一致。车速为 70km/h 时在 630Hz 及 1250Hz 有明显的噪声频谱峰值，车速为 100km/h 时在 800Hz 及 1600Hz 有明显的噪声频谱峰值，说明乘员舱内的噪声来源主要也是车辆地板下的传动系统和动力舱内的发动机，规律特征与驾驶舱内一致。

由图 4~5 可知，不同车速工况，车内噪声频谱与噪声源频谱曲线趋势几乎一致，噪声峰值频率主要为 630Hz、800Hz、1250Hz 及 1600Hz，在 315~2500Hz 频段范围内噪声值较大。对于车内降噪设计与噪声控制，由于地板下传动系统（测点 S1）及动力舱内（S2）两个噪声源均对车内噪声有较大的贡献，需要同时考虑两个噪声源对车内的影响。

3 车辆降噪设计与性能研究

3.1 降噪结构设计

针对车内噪声治理，从源头和传递路径两个方面进行振动与噪声控制，通过车辆噪声源特性分析，对中低频率范围可以采用阻尼材料方式控制结构噪声，对中高频段采用吸隔声方式进行噪声控制，具体方案为：（1）对于动力舱内及地板下传动系统两大噪声源，可以对动力舱隔板及地板结构进行声学设计以增大其隔声量，从传播路径上降低噪声向车内的传递。同时对动力舱及地板下的腔体结构增加吸声材料，吸声发动机、传递系统辐射的噪声达到降噪的目的，这对于中高频带噪声有较好的效果。（2）对于车内驾驶室与乘员舱，车顶、四周车身结构上可以增加阻尼材料，同时布置吸声材料，降低传递到车内空间的中高频噪声。（3）对于车身上的孔、缝隙等结构，比如地板上已有的管道、线束孔，还有地板与车身之间的缝隙等，会导致严重的漏声现象，可以采用堵头、密封胶等方式做好密封处理。

1）地板及动力舱隔板降噪设计

为提高地板隔声性能以及降低地板下传动系统的中高频噪声，重新对地板进行声学设计，由原来的单一功能的钢板改造为具备吸声与隔声功能的复合地板，从而达到噪声控制的效果。地板的隔声性能由公式（1）进行计算，声波无规入射时单层板的隔声量[21]由公式（2）计算得到：

$$\mathrm{R} = 10\lg\frac{1}{\tau} = 10\lg\frac{E_i}{E_t} \qquad (1)$$

$$\mathrm{R}_0 = 20lg\rho_A + 20lgf - 48 \qquad (2)$$

式中：τ为透声系数；E_i为入射声能，E_t为透射声能，即透声系数越大，透射的声能越多，材料的隔声性能越差；ρ_A为结构面密度，f为声波的频率。

由隔声量公式（2）可以看出，要提高地板的隔声量就必须提高结构的面密度。考虑到轻量化的设计目标，在隔声设计中采用双层壁结构，并在两层壁之间填充轻质材料，同时增加吸声材料来进一步提高结构的降噪性能，将车辆地板结构设计为“钢板层+泡沫铝层+阻尼层+铝板层”的复合地板形式，同时地板下增加吸声层，如下图 6 所示，使得地板结构起到中低频隔声为主、中高频吸声为主的宽频带降噪效果。

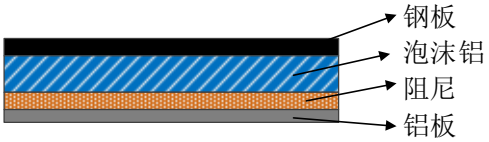


图 6　地板结构示意图

Fig.6 Floor structure diagram

同样，对于动力舱隔板，由于舱内侧阻尼隔热层的存在，发动机舱内的吸声性能几乎为零，在舱内隔板上增加吸声性能较好的吸声体，重点针对发动机舱内 400~1600Hz 中高频带噪声峰值频带进行吸声降噪处理。

2）驾驶舱内降噪设计

车辆内的驾驶室顶棚、动力舱壁板与乘员舱两侧车身及后门结构的面积较大，对其进行降噪处理可以获得较好效果。目前车辆内饰材料为玻璃棉吸声层及玻璃钢面板，该结构具有较好的隔声性能，但是吸声性能很差。根据测试得到的噪声频谱特征，选择吸声性能较好的吸声材料，将内饰面板替换为微穿孔铝板，可以有效提升车厢声腔的平均吸声系数，降低混响声能密度，从而显著改善车内噪声环境。

3.2 降噪效果仿真研究

对噪声设计方案进行数值仿真，根据设计的车辆地板及内饰减振降噪方案，建立新型复合地板、动力舱复合壁板、车辆驾驶室及乘员舱声学仿真模型。以实际噪声源的噪声数据作为输入，根据降噪方案对整车吸声隔声系数等参数进行设置，仿真计算得到驾驶员及乘员位置总声压级大小，评估了噪声治理方案的效果。噪声评估点为驾驶员及乘员舱人耳位置（距离地面高度 1.2m），测点分布在车里前、中及后不同位置，车辆模型及测定分布如图 7 所示。

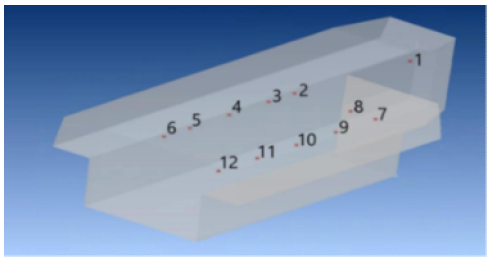
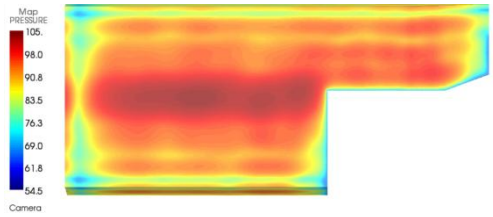


图 7　噪声预测点位置示意图

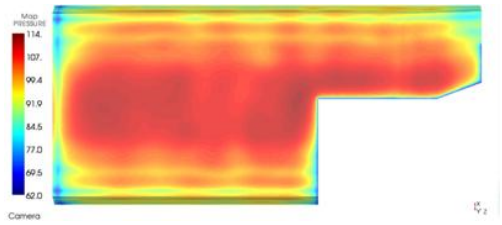
Fig.7 Schematic Diagram of Noise Prediction Point Location

对速度分别为 70km/h、100km/h 工况下车内噪声进行仿真模拟计算，得到车内的噪声分布云图，如图 8 所示，同时得到不同噪声测点的声压级值大小如表 3 所示。



（a）车速 70km/h 车内 630Hz 噪声分布云图

(a) The noise distribution map of 630Hz inside the vehicle



（b）车速 100km/h 时车内 800Hz 频率噪声云图

(b)The noise distribution map of 630Hz inside the vehicle

图 8　车内峰值频率噪声分布云图

Fig.8 The distribution cloud chart of the peak frequency noise inside the vehicle

表 3　车内噪声仿真计算结果 单位 dB（A）

Table 3 Simulation results of interior noise Unit: dB (A)

序号	测点位置	70km/h噪声值	100km/h噪声值
1	驾驶员右耳处/点1	83.0	95.7
2	车长右耳处/点7	81.5	87.9
3	左前载员右耳处/点2	82.2	88.4
4	右中载员右耳处/点10	84.4	89.3
5	左后载员右耳处/点6	83.0	88.5
6	右后载员右耳处/点12	83.9	88.4

由图 8（a）可知，车内在该频带噪声较高的区域主要分布在乘员舱的中部区域，而图 8（b）车内噪声较高的区域主要分布在动力舱附近和乘员舱后部，驾驶舱内噪声水平偏高的原因是由于距离动力舱近，另外时车内的空间位置决定了其噪声分布特征。由仿真计算结果表 5 可知，在车速 70km/h 工况时车辆驾驶室及乘员舱的 6 个噪声测点位置噪声值均小于 85dB（A）；在车速 100km/h 工况，驾驶室噪声值大小为 95.7 dBA，乘员舱内噪声值均小于 90 dB（A）。

4 车辆降噪效果验证

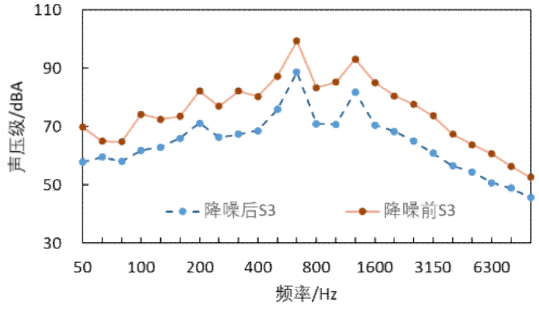
为验证车辆降噪方案的实际效果，根据设计方案对车辆开展噪声治理并测试评估措施的有效性。复合地板结构由 1.5mm 厚的钢板、10mm 厚的泡沫铝、2mm 厚的阻尼、0.5mm 厚的铝板、30mm 厚的三聚氰胺泡沫组成；动力舱隔板内侧布置 50mm 厚的三聚氰胺泡沫；车身板结构及内饰安装了约束阻尼层以及 50mm 厚的三聚氰胺泡沫，并用 1.5mm 厚的穿孔铝板作为防护层。为防止漏声对地板上的管道孔、缝隙用堵头及橡胶进行密封处理。噪声测试方法与第 1 节中保持一致，选择车辆前部、中部及后部三个测点得到其总声压级结果如下表 4 所示。

表 4　车内噪声测试结果 单位 dB（A）

Table 4 Test results of interior noise Unit: dB (A)

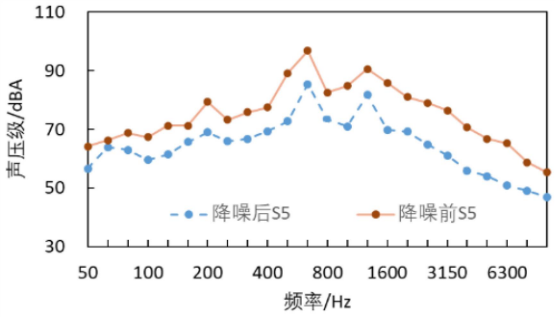
测试工况	测试内容	测点 S3	测点 S5	测点 S6	平均值
70km/h	降噪前	101.2	99.1	96.4	98.9
	降噪后	90.1	87.8	87.5	88.5
	降噪量	11.1	11.3	9.0	10.4
100km/h	降噪前	105.7	105.0	105.3	105.3
	降噪后	92.8	93.9	92.8	93.2
	降噪量	12.9	11.0	12.5	12.1

车内不同测点位置降噪前后噪声频谱曲线对比图如下图 9、图 10 所示。



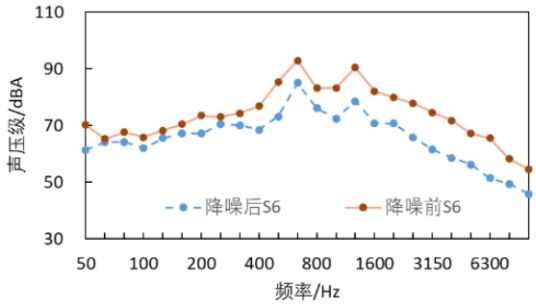
（a）测点 S3

(a) Test point S3



（b）测点 S5

(b) Test point S5

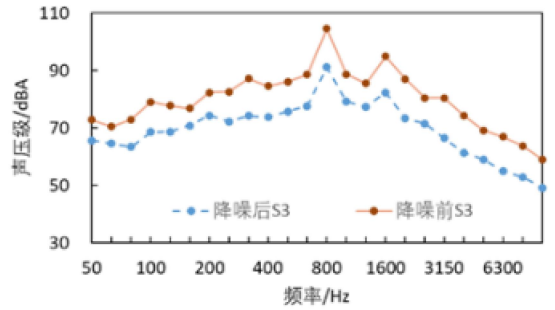


（c）测点 S6

(c) Test point S6

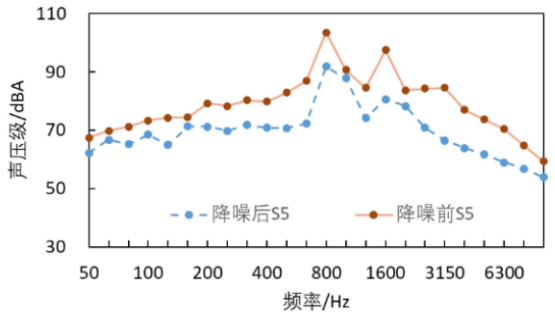
图 9　车速 70km/h 降噪前后的噪声频谱对比曲线图

Fig.9 Comparison curve of noise spectrum before and after noise reduction at a vehicle speed of 70 km/h



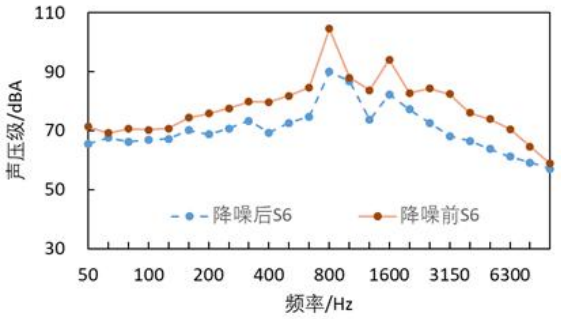
（a）测点 S3

(a) Test point S3



（b）测点 S5

(b) Test point S5



（c）测点 S6

(c) Test point S6

图 10　车速 100km/h 降噪前后噪声频谱对比曲线图

Fig.10 Comparison curve of noise spectrum before and after noise reduction at a vehicle speed of 100 km/h

由表 4 及图 9~图 10 可知，在车速为 70km/h 时，车内噪声范围由原来的 96.4~101.2 dB（A）降低到 87.5~90.1 dB（A），降噪量均值达到 10.4dB（A）；车速为 100km/h 时，噪声由原来的 105.0~105.7 降低到 92.8~93.9 dB（A），降噪量均值达到 12.1 dB（A），两种车速工况，车内总声压级值有较大幅度的降低。图 9~10 对比降噪前后车内声压频谱曲线可知，两种车速工况下在 50~10kHz 频率范围内噪声幅值均有不同程度的下降，在噪声峰值频率及中高频宽频带降噪量更加显著。综上，车辆降噪方案效果显著，有效的减低车内不同位置的噪声值大小。

5 结论

本文对装甲车辆车内噪声问题进行了研究，分析了车内噪声来源、传播路径与分布规律特征，并验证了设计降噪方案的有效性，得到以下结论：

1）通过整车噪声测试试验，得到轮式装甲车辆在典型工况下的主要噪声源为发动机及传动系统，车内在中高频段 315~2500Hz 范围噪声幅值较大，在 630Hz、800Hz、1250Hz 及 1600Hz 频率存在噪声峰值。

2）针对车辆地板设计了约束层阻尼及复合吸隔声结构，在动力舱隔板处采用阻尼及吸声结构，车内饰面采用高效吸声材料；本研究设计了从低频到高频的降噪方案，并通过声学仿真计算评估与预测降噪方案的效果。

3）通过实车改装与对比测试试验，在车速为 70 km/h 和 100 km/h 工况下，车内噪声分别下降了 10.4 dB(A)和 12.1 dB(A)，车内噪声水平显著降低，达到了预期的降噪目标，车辆的乘坐的舒适性得到了明显的改善。

参考文献（References）：

[1] 万红,王延琦,兀光波,等.履带装甲车行进时舱内环境对乘员影响分析[J].中国工业医学杂志,2017,30(03):194-196.
WAN H., WANG Y Q, WU G B. et al. Analysis of effect of cabin environment on occupants during moving of tracked armoured vehicle [J].Chinese Journal of Industrial Medicine.2017,30(03):194-196. (in Chinese)

[2] 周孙夏,刘双,完颜笑如,等.噪声环境下告警冗余设计模式对装甲车乘员响应操作绩效的影响[J/OL].北京航空航天大学学报,2025,1-10.
ZHOU Y H, LIU S, WANGYAN X R.et al. Practical two-phase flow interior ballistics[M]. Beijing: Publishing House of Ordnance Industry, 1990. (in Chinese) 噪 ZHOU S X,LIU S,WANYAN X R.Influences of multimodal redundant alarm design mode on reaction performance of armored vehicle crew under noise environment[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics.2025, 1-10. (in Chinese)

[3] 王和平,薛海,李荣利,等.装甲车内环境对乘载员战斗力影响评价[J].火力与指挥控制,2010,35(06):39-42.
WANG H P, XUE H., LI R. L, et al. Evaluation of the Influence of Armored Vehicle Interior Environment on Crew Combat Effectiveness[J]. Fire Control & Command Control, 2010, 35(06): 39-42. (in Chinese)

[4] Besouw R M V, Evans L C, Service N D, et al.Practical considerations for assessing crew noise exposure in armored vehicles[J].Journal of the Acoustical society of American, 2024, 156(4):10.

[5] ZHAO K, LIU W, Fu B ,et al. Study on the Effects of Noise on Crew's Mental Workload in Information Processing[C]//International conference on man-machine–environment system engineering.2018 393-399 (Singapore, 2019).

[6] 郭新梅,袁修干.坦克、装甲车乘员热应激问题的解决方案[J].兵工学报,2009,30(11):1527-1532.
GUO X M., YUAN X G. Solutions to Thermal Stress Problems of Tank and Armored Vehicle Crews[J]. Acta Armamentarii, 2009, 30(11): 1527-1532. (in Chinese)

[7] ROK-HAN KIM, SE-YOUNG KIM, HA-YEON LEE. Improvement of Malfunction Phenomenon of Combat Armored Vehicle Automatic-Fire-Extinguishing System by Noise Removal. Journal of the Korean Society of Mechanical Technology, 2023,25(5), 861-867.

[8] KIM M W, MOON S M, KIM H B. A Study on the Improvement of Acoustic Characteristics of Wheeled Armored Command Vehicles[J].International Journal of Automotive Technology, 2024, 25(5).

[9] ANG L Y L, KOH Y K, LEE H P. Acoustic Metamaterials: A Potential for Cabin Noise Control in Automobiles and Armored Vehicles[J].International Journal of Applied Mechanics, 2016, 08(05):1650072.

[10] 马凯,汤晏宁,贺义,等.高速列车包间噪声特性及降噪方案设计验证[J].振动.测试与诊断,2024,44(04):778-784+831-832.
MA K, TANG Y N, HE Y, et al. Noise Characteristics and Noise Reduction Scheme Design Verification of High-Speed Train Compartments[J]. Journal of Vibration,Measurement and Diagnosis, 2024, 44(04): 778-784+831-832. (in Chinese)

[11] 姜骏,刘雪莱,孙建喜.基于改善整车加速噪声的试验及仿真方法[J].振动.测试与诊断,2023,43(05):974-979+1041-1042.
JIANG J, LIU X L, SUN J X. Experimental and Simulation Methods Based on Improving Vehicle Acceleration Noise[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2023, 43(05): 974-979+1041-1042. (in Chinese)

[12] 潘庆龙,吴芷红.某电动商用汽车驾驶室 NVH 性能分析[J].内燃机与动力装置,2024,41(01):99-104.
PAN Q L., WU Z H. NVH Performance Analysis of the Cab of a Certain Electric Commercial Vehicle[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(01): 99-104. (in Chinese)

[13] 卢炽华,李永超,刘志恩,等.轮心激励下车辆结构路噪传递路径分析[J].振动与冲击,2021,40(18):42-46+79.
LU C H, LI Y C, LIU Z E, et al. Analysis of Vehicle Structure Road Noise Transmission Path Under Wheel Center Excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(18): 42-46+79. (in Chinese)

[14] ROK-HAN KIM, SEUNG-JU KANG, EUNBIN OH. et al. A Study on Abnormal Noise Occurrence of Shock Absorber in Combat Amored Vehicle. Journal of the Korean Society of Mechanical Technology, 2023,25(5), 927-934.

[15] 莫星明,韦习文,余云飞.轻型商用车低频噪声问题的分析与优化[J].汽车科技,2025,(05):92-96.
MO X M, WEI X W, YU Y F. Analysis and Optimization of Low-Frequency Noise Problems in Light Commercial Vehicles[J]. Automotive Technology, 2025, (05): 92-96. (in Chinese)

[16] 李永超,赵禹,陈欢欢,等.一种基于传递路径分析的车身钣金振动对车内噪声影响分析及控制方法[J].汽车工程,2024,46(09):1715-1722.
LI Y C, ZHAO Y, CHEN H H, et al. Analysis and Control Method of the Influence of Body Sheet Metal Vibration on Interior Noise Based on Transfer Path Analysis[J]. Automotive Engineering, 2024, 46(09): 1715-1722. (in Chinese)

[17] 张恩来,彭智龙,杜加福,等.粒子群优化的车内模糊主动噪声控制方法[J].振动工程学报,2025,38(11):2721-2732.
ZHANG E L, PENG Z L, DU J F, et al. Fuzzy Active Noise Control Method for Vehicle Interior Based on Particle Swarm Optimization[J]. Journal of Vibration Engineering, 2025, 38(11): 2721-2732. (in Chinese)

[18] 王健,张明,刘松,等.基于频域前馈自适应算法的车内噪声主动控制仿真与试验分析[J].中国机械工程,2025,36(04):850-856.

WANG J, ZHANG M, LIU S, et al. Simulation and Experimental Analysis of Active Vehicle Interior Noise Control Based on Frequency-domain Feedforward Adaptive Algorithm[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(04): 850-856. (in Chinese)

[19] 刘后广,赵禹,饶柱石,等.采用生理响度感知机制的车内噪声声品质预测[J].声学学报,2024,49(02):246-253.
LIU H G, ZHAO Y, RAO Z S, et al. Prediction of Vehicle Interior Noise Quality Based on Physiological Loudness Perception Mechanism[J]. Acta Acustica, 2024, 49(02): 246-253. (in Chinese)

[20] 钱堃,沈政华,谭璟,等.高速列车车内声品质评价综述[J].交通运输工程学报,2024,24(05):154-172.
QIAN K, SHEN Z H, TAN J, et al. Review of Interior Sound Quality Evaluation for High-speed Trains[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2024, 24(05): 154-172. (in Chinese)

[21] 毛东兴,洪宗辉.环境噪声控制工程.第 2 版[M].高等教育出版社,2010.
MAO D X., HONG Z H. Environmental Noise Control Engineering. 2nd ed. Higher Education Press, 2010. (in Chinese)

“一带一路”建设对车辆装备产业发展的需求研究

彭淑敏，侯晓科，张超磊，高俊峰，刘鸿宇，曹立，王亮，戈源，张俊

内蒙古第一机械集团有限公司科研所，内蒙古包头市 2 号信箱 014032

摘　要：本文立足于 “一带一路” 陆路、海路互联互通建设的现状，从市场需求结构、自然环境适配需求、产业技术升级需求、法规与本地化配套需求四大维度系统剖析沿线对车辆装备的细分要求，梳理当前国内车辆装备对标海外市场现存短板，围绕动力电动化、底盘电子智能化、整车定制化、产业链本土化四大方向提出产业优化的路径。研究表明，“一带一路” 不仅打开中国车辆装备全球化外销空间，倒逼国内从传统机械底盘向电驱动电子底盘、全域适应特种整车、无人驾驶工程装备迭代升级，为我国车辆装备技术革新、产业结构转型提供了长期牵引。

关键词：车辆装备；电子底盘；特种车辆；新能源；跨境物流

1 研究背景与意义

自“一带一路”倡议落地十余年来，我国与沿线 150 余个共建国家深化基建联通、贸易畅通、能源矿产开发合作，沿线年均交通基建投入超 2800 亿美元，公路、铁路、港口、矿山、水利项目密集落地，中老铁路、雅万高铁、蒙内铁路、中巴经济走廊、中吉乌铁路等标志性工程持续落地投产。沿线地域横跨亚欧非大陆，从俄罗斯西伯利亚高寒冻土、中亚戈壁荒漠、青藏高原的边缘山地，到东南亚热带雨林、中东高温沙漠、非洲稀树草原，地形海拔跨度 0～5000m，气温区间 - 40℃～55℃，多沙尘、高湿缺氧、泥泞沼泽等复杂工况，传统标准化的量产车辆难以适配全域使用场景。

在商贸流通的层面，中欧班列、TIR 跨境公路班车、陆海联运呈现逐年扩容的现状，2023 年中欧班列开行突破 1.8 万列，跨境公路“天府号”等跨境班车常态化运行，跨境冷链、大件货运、危化品运输需求持续攀升，从而带动重卡、冷藏车、甩挂运输车的需求稳步增长。同时，第三届“一带一路”高峰论坛明确绿色基建、绿色交通的合作方向，沿线各国逐步加强机动车尾气排放标准，新能源、低排放车辆将成为基建与物流装备升级的主流方向。

理论意义：填补“一带一路”地域环境与车辆装备技术需求耦合研究缺口，厘清跨国差异化工况对底盘结构、动力系统、电控架构的约束条件，完善特种车辆、工程装备的环境适配理论体系；现实意义：依托沿线市场导向明确国内车企、工程机械企业研发重点，推动履带电子底盘、分布式电驱动整车、全域越野装备国产化迭代，助力中国车辆装备由产品出海迈向技术、标准、产业链协同出海。

2 国内外研究现状

国外研究聚焦单一区域车辆适配性，欧美工程机械巨头依托早期海外殖民基建积累，针对非洲、中东工况形成高温防尘、高寒防冻专用底盘标准，但缺少横跨亚欧多气候带的系统化装备研究；日韩车企深耕东南亚轻型商用车市场，侧重轻量化燃油车型开发，在重型矿用、大吨位越野履带装备领域布局有限。

国内缺少从底盘技术、电子架构、智能化、新能源多维度系统性梳理 “一带一路” 全域装备需求，尤其缺少履带电子底盘技术成果，锚定沿线工况分析电子底盘迭代需求的相关论述，本文以此为创新切入点。

3 “一带一路” 建设场景分类及车辆装备市场总体需求

按照建设属性，将沿线需求划分为基建工程建设场景、跨境商贸物流场景、资源矿产开发场景、

边境与偏远地区民生保障场景四大板块，各板块对应差异化车辆品类与市场体量。

3.1 基建工程建设场景：工程专用车辆刚需持续扩容

沿线公路改扩建、铁路场站、港口码头、水利电站是基建主力，东南亚、中亚、东非、中东欧是工程装备集中采购区域，2025 年沿线工程车辆市场规模突破 285 亿美元，其中挖掘机、装载机、矿用自卸车、履带式工程底盘占比超 60%。

3.1.1 陆路路网建设

中塔公路、中巴跨境公路、中亚山区乡村公路多沿山地峡谷修建，路基开挖、隧洞施工需要小型履带式挖掘机、全地形越野自卸车；高原山区公路海拔普遍高于 2500m，发动机进气缺氧，普通柴油车动力衰减 30% 以上，急需高海拔定制化工程机械底盘。

3.1.2 铁路与港口配套

雅万高铁、匈塞铁路、蒙内铁路配套场站土建施工，港口堆场扩建催生重型牵引车、集装箱正面吊、短驳自卸车需求，东南亚沿海高温高盐环境对整车防腐、电气系统防潮提出硬性标准。

3.1.3 水利与新能源基建

中亚、非洲水电站、光伏风电基地地处荒漠戈壁，风沙大、昼夜温差悬殊，工程车辆需强化空滤防尘、底盘防护，临工重机、徐工针对巴基斯坦塔尔沙漠、蒙古国戈壁定制矿卡已实现批量落地。

3.2 跨境商贸物流场景：干线重卡、专用运输车规模化需求

依托 TIR 跨境运输协定、中欧陆海快线、中老铁路公铁联运，跨境长途干线、冷链、大件、危化品运输细分市场快速增长。

3.2.1 长途干线牵引车

从中国内陆口岸经中亚至欧洲单趟运输里程超 5000km，沿途跨草原、山地、戈壁，要求重卡超长续航、低故障率，一汽解放鹰途、欧曼 TIR 专用牵引车针对跨境线路优化传动系统，成为中亚跨境班车主力车型。

3.2.2 冷链专用车辆

中老铁路澜湄快线跨境生鲜（热带水果、肉类）运输带动冷藏挂车、厢式冷链货车需求，东南亚湿热环境下冷链机组散热难度提升，定制化保温底盘需求逐年上涨。

3.2.3 甩挂与集装箱运输车

东南亚港口、中欧班列集结中心公铁接驳场景普及甩挂运输，轻量化底盘、快速换挂电控系统成为标配，2025 年沿线甩挂运输车细分市场突破 100 亿美元。

3.3 资源矿产开发场景：重型矿用车、全地形履带装备需求突出

中亚五国、蒙古、巴基斯坦、刚果（金）矿产资源富集，露天矿、井下矿项目集中落地，是履带式重型矿卡、铰接式全地形运输车核心市场。露天矿区道路凹凸起伏、重载连续作业，传统机械传动底盘故障率高，混动 、纯电电驱动矿卡、电子控制悬挂底盘成为升级首选；井下无轨运输车辆受限空间约束，车身小型化、电机分布式驱动成为主流方向，宇通纯电矿卡在巴基斯坦煤矿落地国内首个海外电动矿卡示范项目。

3.4 偏远地区民生保障场景：轻型越野、应急特种车辆细分需求

塔吉克斯坦山地占国土 93%、尼泊尔喜马拉雅山区、非洲内陆乡村路网稀疏，普通两驱乘用车无法通行，电力巡检、医疗急救、森林防火、乡村客运依赖 4×4、6×6 全驱越野客车、履带式应急救援车；俄罗斯远东、中亚高寒牧区冬季积雪期 8 个月以上，雪地专用履带底盘、低温启动特种车辆采购量逐年提升。

4 沿线自然环境差异化带来的车辆装备环境适配硬性需求

“一带一路” 跨五大气候带，高寒冻土、高温沙漠、热带雨林、高原缺氧、高湿沿海、重度沙尘，六大典型工况从底盘结构、动力总成、整车防护三方面约束车辆设计，倒逼装备向全域环境定制化发展，也是电子底盘技术落地的核心驱动条件。

4.1 高寒冻土区域（俄罗斯、蒙古、哈萨克斯坦北部、我国北疆）

最低气温可达 - 40℃，冬季冻土路面硬度高、冰雪附着路面打滑，对整车提出三点硬性要求：第一，动力系统：柴油发动机加装低温预热油路、独立驻车暖风，动力电池采用低温改性材料，混动车型搭载 48V 低温热管理系统，保障零下 30℃可靠冷启动；

第二，底盘行走机构：越野车型选用大花纹雪地轮胎，履带车辆优化履带板材质抗低温脆裂，电控液压油更换低温专用油品；

第三，电子底盘适配：域控制器加装低温恒温仓，CAN 总线元器件选用宽温级芯片，避免低温下电控失灵，目前国产混动皮卡、全驱客车已针对该区域优化电控热管理系统。

4.2 高温沙尘荒漠区域（巴基斯坦、中东、中亚南部、北非）

环境温度常年 45℃以上，沙尘暴频发，空气中悬浮细沙极易侵入发动机与电气腔体。

一是散热系统全面升级，发动机加大散热器面积，电机电控搭载独立水冷散热模块，避免高温过热降功率；

二是进气系统采用多级沙尘空滤，底盘线束全密封防护，车架做防沙堵优化；临工出口巴基斯坦矿用车换装唐纳森多级防尘滤清器，车体做耐盐碱防腐涂层，适应塔尔沙漠地下水腐蚀工况；

三是电子底盘硬件防护升级，功率器件、电机控制器 IP68 防尘防水，适配全天候风沙侵入场景。

4.3 高原缺氧山地（塔吉克斯坦、吉尔吉斯斯坦、川西 - 中尼边境）

海拔 1500～5000m 空气含氧量下降，自然吸气柴油机功率下降 25%～35%，山区坡度普遍 25°～35°。

动力端：涡轮增压发动机优化进气增压比，混动车型依托电机低速大扭矩弥补内燃机动力缺失，纯电车型无缺氧衰减优势凸显；

底盘端：全驱车型标配电控差速锁，履带式工程底盘搭载电子差速转向与主动悬挂，复杂坡道实时调节悬挂阻尼，提升爬坡稳定性；塔吉克斯坦电力巡检 4×4 客车选用加高离地间隙底盘，解决山区泥泞陡坡抛锚痛点。

4.4 高温高湿沿海雨林（东南亚印尼、越南、马来西亚）

空气湿度常年 85% 以上，海水盐雾腐蚀严重、雨季泥泞烂路占比高：整车车架电泳 + 双层防腐涂层，电气插接件防水密封，底盘制动系统加装防潮加热装置；雨林泥泞工况优选加宽履带底盘或全地形越野轮胎，电控箱体加装除湿模块，防止电路板受潮短路。

5 绿色低碳与智能化趋势下，车辆装备技术迭代需求

依托高峰论坛绿色合作部署与沿线各国环保法规升级，电动化、智能化、底盘电子化、轻量化成为“一带一路”车辆装备中长期技术刚需，直接牵引国内履带电子底盘、商用车电控技术产业化落地。

5.1 绿色低碳驱动：新能源整车规模化替代需求

5.1.1 纯电动装备

中东、中亚矿区燃油价格偏高，电动矿卡 TCO 全生命周期成本较柴油车型低 30% 以上，巴基斯坦、乌兹别克斯坦相继出台矿山燃油车替换政策，宇通、驰田纯电矿卡实现批量出口；也门等燃油紧缺国家电动轻卡快速普及，依靠光伏就地补能，大幅降低运营成本。

5.1.2 油电混动装备

高寒、偏远无固定充电场站区域，柴油 - 电池混动车型兼顾续航与低排放，48V 、高压混动底盘成为跨境越野客车、中型工程车主流升级方向，兼顾长途续航与短途静音零排放需求。

5.1.3 氢能等多元化动力

中东富余绿氢资源，重型牵引车、港口短驳车逐步布局氢燃料电池底盘，打开国内氢燃料车辆出海新赛道。

5.2 智能化落地：自动驾驶与车载智能控制系统需求

5.2.1 封闭场景无人驾驶

露天矿山、港口堆场、工业园区路况规整，无人驾驶矿卡、无人集卡落地提速，依托底盘域控制器 + 环境感知雷达，实现编队自主行驶；驰田无人驾驶矿卡在中亚矿区开展实地示范运营，打破欧美品牌垄断。

5.2.2 干线辅助驾驶

跨境长途重卡搭载 ACC 自适应巡航、车道保持、胎压远程监测，车载终端对接跨境物流平台，实现车辆定位、故障远程预警，适配沿线多国跨境管控数字化需求。

5.2.3 特种作业智能控制

山地巡检履带车、应急救援车辆搭载地形自适应电控系统，依托 MPC 模型预测控制算法实时优化动力分配与悬挂参数，契合前文履带电子底盘智能控制技术落地应用。

5.3 底盘技术革新：电子底盘全面替代传统机械液压底盘

这是衔接前期履带电子底盘研究成果的关键板块，“一带一路”复杂工况加速传统机械底盘淘汰，全电子控制底盘成为刚需。

5.3.1 驱动架构需求

双侧独立电机分布式驱动逐步替换机械变速箱 + 传动轴，电子差速替代机械差速，履带工程车、全地形越野车实现原地转向、扭矩独立分配，山地越野灵活性大幅提升。

5.3.2 电子电气架构升级

从分散式独立 ECU 向动力域 + 底盘域 + 智能驾驶域域控架构转型，CAN FD + 车载以太网高速通信，整车故障自诊断、远程 OTA 在线升级，适配海外不同工况的程序远程优化；

5.3.3 主动电控悬挂

传统被动钢板悬挂无法适配沿线起伏颠簸路面，电控液压主动悬挂根据地形实时调节阻尼，降低重载颠簸故障率，是高端工程车、越野客车标配升级项。

5.4 轻量化发展：新材料配套需求

高寒重载、长途跨境场景对整车自重管控严苛，铝合金车架、碳纤维覆盖件、高强度耐磨钢材逐步替代传统厚重碳钢，在保证结构强度前提下降低自重、提升续航与载重，新能源车型轻量化需求更为迫切。

6 沿线各国法规、运维体系带来车辆配套与本地化需求

“一带一路”共建国家分属欧盟法规体系、独联体 GOST 体系、东南亚东盟法规、非洲各国本土标准，车辆准入认证、维保配件、燃油油品差异化显著，倒逼国内车辆从“整车直接出口”转向“本地化定制配套”。

6.1 准入法规差异化带来车型定制需求

欧盟准入需满足欧六排放、ECE 整车安全认证；独联体俄、白俄、中亚五国执行 GOST 低温安全标准，车辆电气、制动系统需通过寒区专项检测；东南亚多国采用右舵法规，底盘转向机构、仪表台布局全流程右置设计。同一基础底盘通过模块化改装，切换左右舵、不同排放配置，是车企降本增效的关键路径，依托模块化电子底盘可快速实现配置迭代。

6.2 油品与维保配套约束动力与零部件选型

中亚、非洲部分国家柴油标号偏低、杂质含量高，发动机喷油系统、燃油滤清器需针对性强化；多数偏远国家维保网点稀疏，车辆零部件通用化、高可靠性成为选型核心，底盘易损件模块化设计，减少海外备件储备种类，降低运维成本。

6.3 本地化生产与后市场服务体系需求

整车出口逐步转向 KD 散件本地组装，在东南亚、中亚建立零部件产业园，依托本土配套产业

降低关税与物流成本；车企同步搭建海外维保中心、配件仓、驾驶员培训体系，形成“车辆 + 配件 + 运维 + 技术培训”一体化输出模式，中车、徐工、宇通均在巴基斯坦、哈萨克斯坦落地本地化组装工厂。

7 我国车辆装备对标一带一路市场现存短板

依托沿线多维度需求反向审视国内产业，当前整车、底盘技术、配套产业链仍存在四大短板，制约高端装备规模化出海。

7.1 极端环境专项优化能力不足

国内车型大多按照国内中部、东部常规工况标定，高寒 - 40℃冷启动、88℃极限高温连续作业、高原缺氧专项标定车型占比偏低；传统机械底盘占工程车存量 70% 以上，电子混动底盘量产产能不足，定制化研发周期偏长，难以快速响应小批量多规格海外订单。

7.2 电子底盘核心零部件国产化短板

碳化硅功率器件、高精度车载传感器、高端域控芯片仍部分依赖进口，极端温变环境下国产电控元器件稳定性弱于欧美产品；主动电控悬挂、高精度电子差速总成量产成本偏高，导致高端全域越野车型售价偏高，性价比不足。

7.3 法规适配与模块化设计不足

国内车企多聚焦本土国标开发，模块化底盘平台普及率偏低，切换左右舵、不同排放、不同气候配置改造成本高，针对独联体、非洲小众法规的认证储备不足，新品认证周期长，错失市场窗口期。

7.4 海外本地化配套体系不完善

中小工程机械企业以裸车出口为主，缺少海外配件仓储、属地维保网点布局，偏远区域车辆故障后备件配送周期长达 1～2 个月，影响终端客户采购意愿；新能源车型海外充电、换电配套生态布局滞后，制约电动装备大范围落地。

8 立足一带一路需求导向，我国车辆装备产业优化发展对策

紧扣沿线市场环境、法规、绿色智能化刚需，结合电子底盘前沿技术，从研发、制造、产业链、海外布局四大维度提出升级路径。

8.1 基于地域工况分类，搭建模块化整车与电子底盘通用平台

按高寒区、高温沙漠区、高原山地、湿热雨林四大工况建立四类标准化电子底盘平台，采用模块化域控架构，同一底盘通过更换动力模块、悬挂模块、防护套件快速衍生混动 、 纯电 、 燃油多种车型，快速完成左右舵、排放等级改装，缩短海外定制周期；重点落地分布式电驱动履带电子底盘量产，对标中亚、非洲矿山越野刚需。

8.2 攻关电子底盘关键零部件，补齐国产化技术短板

联合高校、军工院所攻关碳化硅电控器件、宽温级车载芯片、高精度主动悬挂电磁阀，依托国内新能源汽车产业集群实现电控零部件降本；建立极端环境整车试验基地，模拟 - 45℃～90℃全温域、沙尘、高原缺氧环境开展整车标定，从源头提升车辆全域适配性能。

8.3 紧跟绿色政策导向，分区域梯度推广新能源装备

中东、东南亚电价偏低、环保管控严格区域：优先落地纯电动矿卡、电动客车、港口短驳车；

高寒偏远无充电基建的中亚、蒙古牧区：主推油电混动底盘车型，兼顾续航与低碳；

欧洲沿线依托欧盟碳税政策，布局氢燃料重型牵引车，分层落地新能源产品，规避配套短板带来的市场风险。

8.4 完善海外本地化产业与服务布局

在东南亚印尼、越南，中亚哈萨克斯坦，东非肯尼亚布局 KD 组装工厂与零部件产业园，就近

完成整车组装；沿中欧班列枢纽、边境口岸布局区域配件中心库，依托跨境班车实现配件快速调拨；车企联动国内充电桩、储能企业协同出海，在矿区、口岸配套建设换电站、光伏补能站，完善新能源用车生态。

8.5 推动中国车辆装备标准国际化输出

依托基建 EPC 项目打包输出中国车辆底盘、新能源、工程机械行业标准，在中巴经济走廊、中老铁路配套项目中优先采用国产装备技术规范，逐步推动中国电子底盘、新能源整车标准纳入东盟、中亚区域准入体系，从产品出海升级为标准出海。

9 结论与展望

9.1 研究结论

“一带一路”基建、物流、矿产、民生四大场景形成多层次车辆装备需求，极端差异化自然环境倒逼车辆从通用量产车型向全域环境定制化转型，是国内特种车辆、电子底盘技术迭代的核心外部牵引力；

绿色低碳与智能化政策落地，加速新能源整车、域控电子底盘、无人驾驶装备替代传统机械底盘，分布式电驱动、主动电控悬挂成为未来底盘标配技术；

国内外法规差异、维保配套短板是制约国产装备高端出海主要瓶颈，需通过模块化底盘研发、核心零部件国产化、海外本地化建厂三大路径补齐短板；

履带式、轮式电子底盘技术作为核心突破口，完美匹配沿线山地、矿区复杂工况，依托一带一路市场实现技术落地与产业化量产，反向赋能国内传统底盘产业转型升级。

9.2 未来发展展望

高质量共建“一带一路”迈入第二个十年，沿线基建投资仍将维持高位，非洲、中亚工业化进程提速，未来五年工程车辆、跨境物流车、新能源特种装备年均需求增速维持在 8%～12%。短期混动底盘作为过渡主力，中长期全电驱动电子底盘逐步成为市场主流；无人驾驶矿区车辆、智能全地形应急车将迎来爆发式增长。我国车辆装备产业应持续锚定沿线刚需，以电子底盘技术革新为抓手，依托庞大海外市场完成技术迭代与品牌升级，实现从车辆制造大国向全球装备智造强国跨越。

参考文献：

[1] 国家发改委国际合作中心。高质量共建“一带一路”基础设施发展白皮书 [R].2024.

[2] 中国汽车工业协会。中国商用车出口市场发展报告 (2024)[M]. 北京：机械工业出版社，2025.

[3] 印祥。丘陵山地电动履带底盘关键技术研究 [J]. 农业机械学报，2024,55 (11):12-19.

[4] 李素文。一带一路背景下我国汽车产业链国际化协同路径研究 [J]. 汽车工程，2025,47 (05):598-903.

[5] 临工重机研究院。高温沙尘矿区矿用车底盘优化技术手册 [R].2025.

[6] 中国一带一路网.2024 中欧班列运营数据及配套车辆需求分析 [EB/OL].2025.

[7] Kotiev G. Hybrid Electric Tracked Vehicle Chassis Adaptation for Multi-climate Regions [J].Applied Sciences,2025,15 (8):4721.

[8] 徐工集团海外研究院。蒙古国戈壁矿区工程机械定制化设计总结 [R].2029.

[9] 冯江华。一带一路绿色交通装备国际合作发展路径 [J]. 人民论坛，2024 (03):78-81.

[10] 中研普华。一带一路工程运输车细分市场调研年报 (2025)[R].2025.

融合持续学习与轻量化部署的多模态多目标识别跟踪算法研究

张延平[1]，聂璐瑶，万澎[2]，翟亚宁[1]，张佳乐[1]

（1. 内蒙古第一机械集团股份有限公司； 2.云南北方光电仪器有限公司）

摘　要：针对复杂场景下可见光与红外模态目标识别精度受限、新增类别小样本增量学习能力弱、边缘嵌入式设备算力功耗约束严格、目标尺度突变与短时遮挡导致跟踪失稳等工程难题，本文构建一套集成动态多目标识别、小样本增量持续学习、模型轻量化部署与高精度目标跟踪的多模态智能感知算法体系。首先，搭建输入端、主干网络、颈部网络、预测输出端四模块协同的深度学习检测网络，通过多尺度特征提取、跨层级特征融合、精准解码与非极大值抑制后处理，实现可见光、红外双模态图像稳定多目标识别；其次，提出基于记忆回放与知识蒸馏的混合式持续学习策略，结合元学习初始化与小样本数据增强方法，解决传统静态模型长期部署的性能衰退、新知识过拟合与旧知识灾难性遗忘问题；再次，融合知识蒸馏、结构化剪枝、8bit 量化三重轻量化技术，在保障识别精度的前提下实现模型参数压缩与推理加速，适配边缘设备实时部署需求；最后，构建卡尔曼滤波结合级联匹配的目标跟踪框架，优化目标遮挡、尺度突变、出画复现场景下的轨迹关联与状态更新机制，提升动态跟踪稳定性。实验结果表明，本文算法可有效应对复杂光照、尺度剧变、短时遮挡等干扰因素，在可见光与红外多模态感知场景中具备优异的稳定性、泛化性与工程落地价值。

关键词：多目标识别跟踪；持续学习；小样本增量学习；模型轻量化；多模态感知

引言

多目标识别与跟踪是机器视觉与智能感知领域的核心关键技术，广泛应用于无人机巡检、智能安防、战场态势感知、智能交通等军民场景。随着作业场景日趋复杂化、目标类型迭代常态化、部署设备边缘化，传统感知算法逐步暴露诸多短板。传统深度学习识别模型多为静态固化结构，完成训练后参数不再更新，长期部署过程中面对新型目标、新增类别极易出现识别性能衰退；若采用传统重训练方式，需整合新旧数据集全局迭代，存在算力消耗大、训练周期长、高负载下部署系统中断、历史数据存储与隐私风险突出等问题。同时，复杂野外场景存在光照剧烈变化、目标尺度差异大、遮挡频发、背景杂波干扰强等问题，单一尺度特征难以兼顾小目标定位精度与大目标语义分类能力。此外，高精度深度学习模型参数量大、计算冗余度高，受边缘嵌入式设备体积、功耗、内存、算力限制，无法直接实现端到端实时推理部署。在目标跟踪环节，目标高速运动导致的尺度突变、短时遮挡、出画复现等工况，易引发轨迹中断、ID 跳变、跟踪漂移等缺陷，严重制约感知系统的连续性与可靠性。

国内外学者围绕目标感知各细分模块开展了大量研究。在多目标检测领域，端到端深度学习网络凭借强大的特征表征能力，逐步替代传统手工特征算法，多尺度特征金字塔结构有效提升了复杂场景检测精度。在增量学习领域，持续学习技术通过规避全局重训练，实现模型新旧知识的接续学习，小样本优化策略进一步缓解了新类别数据稀缺引发的过拟合问题。在模型轻量化领域，知识蒸馏、网络剪枝、数值量化等技术可有效压缩模型规模、降低推理延迟，为边缘部署提供技术支撑。在目标跟踪领域，基于卡尔曼滤波与级联匹配的检测跟踪联动框架，显著提升了动态目标轨迹跟踪稳定性。

现有研究多聚焦单一模块优化，缺乏识别、增量学习、轻量化部署、动态跟踪全流程一体化设计，难以适配工程场景的综合感知需求。针对上述问题，本文构建全流程多模态多目标感知算法体系，依次完成高精度多尺度目标识别网络搭建、小样本增量持续学习机制优化、多维度模型轻量化

压缩与嵌入式部署、抗干扰动态目标跟踪算法设计，通过多技术融合突破复杂场景感知瓶颈，实现多模态、高精度、低延时、高稳定性的智能感知输出，为无人系统实时感知、复杂场景目标监控等工程应用提供可靠技术支撑。

1 动态多目标识别技术

本文采用端到端深度学习多目标识别算法，整体网络架构由输入端（Input）、主干网络（Backbone）、颈部网络（Neck）与预测输出端（Prediction）四部分组成，依托多尺度特征提取、跨层级特征融合、精准预测解码与冗余框剔除机制，实现可见光、红外双模态图像多目标精准识别，网络整体结构如图 1 所示。该一体化架构摒弃传统分阶段检测模式，简化推理流程，兼顾识别精度与实时性，适配复杂动态场景多目标检测需求。

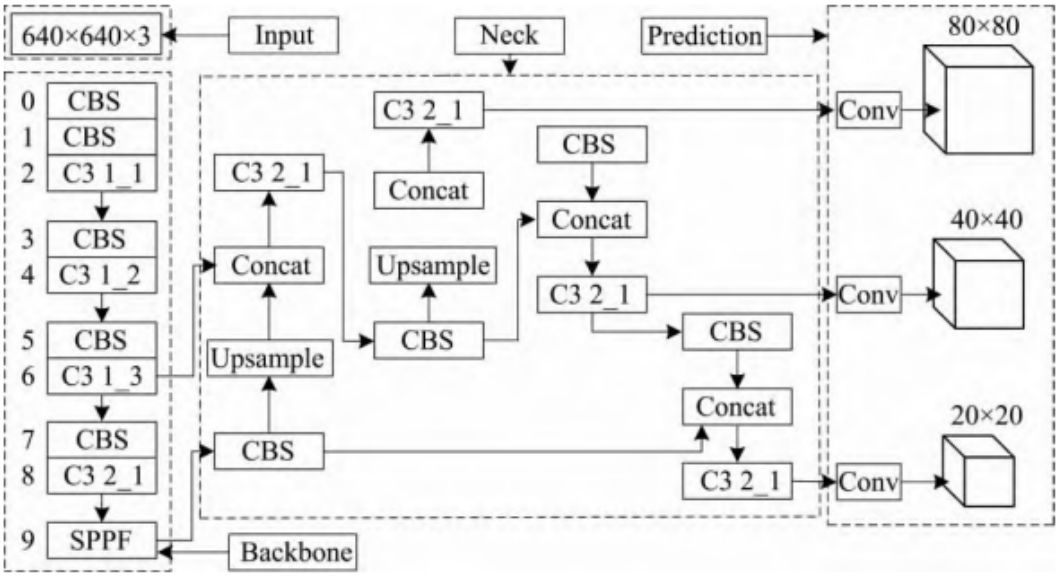


图 1　识别网络结构图

1.1 网络整体工作流程

多目标识别网络推理流程分为图像预处理、多尺度特征提取、跨层级特征融合、目标预测解码、冗余框剔除、结果可视化六个核心阶段。系统实时读取视频流数据，逐帧截取单帧图像作为输入，在输入端完成图像归一化、尺寸统一缩放等预处理操作，消除像素尺度、灰度分布差异对模型推理的干扰，提升模型鲁棒性。预处理图像送入主干网络完成底层视觉特征到高层语义特征的多尺度抽象提取，输出多尺度特征图；随后由颈部网络完成深浅层特征跨层级融合与增强，弥补单一尺度特征的信息缺陷；融合特征输入预测输出端，完成目标坐标、类别概率与置信度解码输出。最后通过非极大值抑制算法剔除重叠冗余检测框，保证单目标唯一检测框输出，最终在原图绘制标注结果，完成多目标识别。相较于传统算法，该多模块协同架构有效解决了小目标漏检、大目标误检、目标重叠重复检测等问题，可兼容可见光强光干扰、红外低纹理弱特征场景，场景适应性更强。

1.2 主干网络特征提取模块

主干网络是识别系统的核心特征提取单元，主要负责对输入图像进行多尺度、多层次特征抽象，将边缘、纹理、灰度等底层视觉信息转化为包含目标轮廓、语义属性、类别特征的高层语义信息，为后续特征融合与目标预测提供高质量基础特征。本文主干网络集成 CBS 卷积结构、C3 残差结构与 SPPF 快速金字塔池化结构，实现高效、稳定的特征提取。其中，CBS 结构由卷积层、BN 批量归一化层与激活函数构成，可完成基础特征卷积提取与归一化优化，加快训练收敛速度；C3 残差结构依托残差连接机制，有效缓解深层网络梯度消失与梯度爆炸问题，保障网络深度拓展后的训练稳定性；SPPF 结构融合最大池化与注意力机制，高效扩大网络感受野，捕捉全局上下文信息，强化多尺

度特征感知能力。

主干网络采用四级 C3 模块组合设计，参数 k 依次设置为 1、2、3 和 1。前三个 C3 模块通过递增 k 值加深网络深度，逐层挖掘精细化高层语义特征；最后一级 C3 模块后置 SPPF 结构，进一步丰富特征图层级维度与全局信息。特征图空间尺度由 ConvBL 卷积步幅精准调控，通过逐级下采样降低空间分辨率、提升通道维度，实现底层细节信息与高层语义信息的分层提取。主干网络核心优势体现在两点：一是残差结构突破浅层网络特征表征局限，在加深网络的同时维持训练稳定，避免深层性能退化；二是轻量化 SPPF 结构在低计算开销前提下，强化多尺度目标与复杂背景抗干扰能力，输出的多尺度特征兼具细节完整性与语义丰富度，为后续特征融合提供高质量输入支撑。

1.3 颈部网络特征融合模块

颈部网络是主干网络与预测端的核心过渡模块，主要实现多尺度特征跨层级融合与特征增强，解决单一尺度特征无法兼顾小目标定位精度与大目标语义分类的技术痛点。主干网络浅层特征具备丰富边缘纹理细节，定位精度高但语义薄弱；深层特征语义表征能力强、抗干扰性好，但细节丢失严重，小目标定位误差大。颈部网络通过多阶段上采样、特征拼接与卷积优化，实现深浅层特征优势互补，生成适配不同尺度目标检测的融合特征图。

本文 Neck 网络以主干网络输出的 8×、16×、32×多尺度特征图为输入，采用 k=1 的 C3 模块与 CBS 卷积完成四阶段递进式特征融合。第一阶段对 32×深层特征进行通道压缩与上采样，与 16×中层特征拼接融合，整合全局语义与中层结构信息；第二阶段融合特征经 C3 优化后再次上采样，与 8×浅层高分辨率特征拼接，补充边缘细节信息；第三、四阶段通过多层特征回流拼接与卷积优化，完成多尺度特征深度聚合，最终输出高质量融合特征图。该递进融合机制解决了传统特征金字塔单层融合信息流失问题，融合特征同时具备精准定位能力与强语义表征能力，可自适应适配大、中、小多尺度目标检测，轻量化模块设计有效控制计算开销，兼顾检测精度与推理实时性，显著提升模型复杂场景泛化能力。

1.4 预测输出端与后处理机制

预测输出端负责多尺度融合特征解码，完成目标类别判定与坐标定位。本文选取颈部网络第 17、19、23 层多尺度特征作为输入，分别适配小、中、大三类目标检测需求。所有特征图统一采用 1×1 卷积核解码，卷积维度设置为((nc+5)×3)。其中，nc 为自定义目标类别数，适配人、车辆、无人机等多类目标检测场景；参数 5 对应网格横向偏移 tx、纵向偏移 ty、宽高缩放系数 tw、th 及目标置信度；参数 3 代表单网格先验锚框数量。结合特征图尺度缩放比例，可将网格偏移量精准映射为原图目标真实坐标。

为解决多锚框重复检测、目标重叠误检问题，本文引入非极大值抑制算法完成后处理优化，通过置信度筛选保留最优检测框，剔除高重叠度冗余框，确保单目标唯一标注结果。模型训练阶段仅更新坐标偏移、类别权重与置信度参数，坐标换算、非极大值抑制等后处理流程不参与迭代优化，简化训练流程、提升训练效率。经多模块协同优化的识别模型，可适配可见光与红外双模态输入，在常规光照、低照度、复杂背景场景下均可实现快速精准识别，为后续目标跟踪提供可靠检测基础数据。可见光与红外多目标检测效果分别如图 2、图 3 所示。

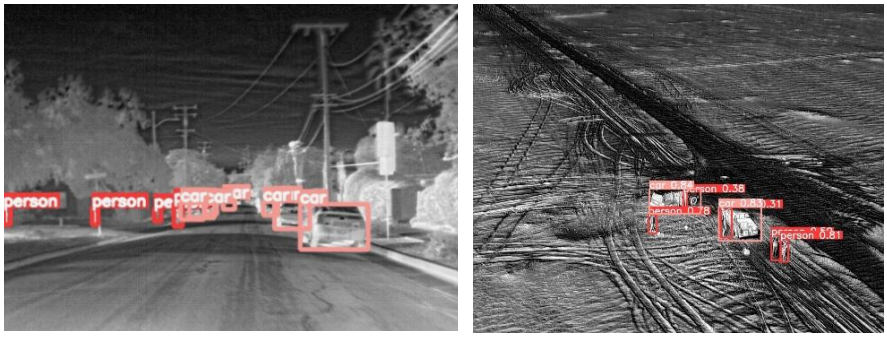


图 2　红外多目标检测效果图



图 3　可见光多目标检测

2　基于持续学习的小样本增量识别与稳定性优化

针对无人机等目标型号迭代快、新类别样本稀缺、静态模型长期部署性能衰退的问题，本文引入持续学习技术，构建基于记忆回放与知识蒸馏的混合式增量学习框架，结合元学习初始化与小样本数据增强策略，实现模型“保留旧知识、习得新类别”的增量识别能力，规避传统全局重训练的高成本、高风险缺陷，保障模型长期部署的稳定性与适应性。

2.1 混合式持续学习整体框架

本文设计的混合式持续学习算法以记忆回放为基础、知识蒸馏为软约束、元学习为初始化先验，针对性解决小样本增量学习的过拟合与灾难性遗忘问题。整体架构如图 4 所示，核心目标是依托少量新类别样本完成增量迭代，同时完整留存旧类别识别能力，无需全局重训练与海量数据存储，大幅降低工程应用成本。相较于单一回放或单一蒸馏算法，混合框架融合双重优势：记忆回放通过真实旧样本唤醒历史知识，保障旧类别精度；知识蒸馏通过软约束知识迁移弥补记忆库容量短板；元学习初始化提升小样本快速适配能力，三者协同实现高精度、高稳定性的增量识别效果。

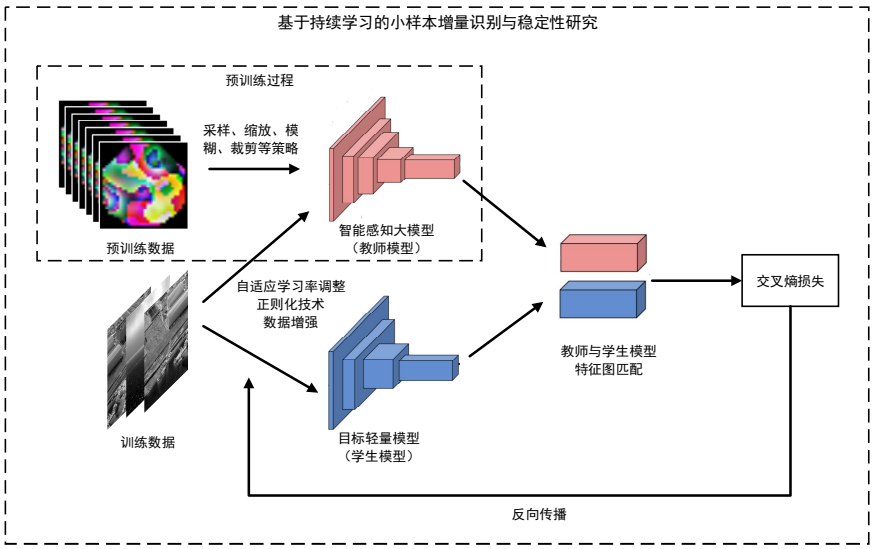


图 4　基于持续学习的小样本增量识别技术框架

2.2 自适应核心记忆库回放机制

为抑制增量学习过程中的灾难性遗忘，本文构建固定容量自适应核心记忆库，存储旧类别代表性样本并参与新类别迭代训练。区别于传统随机存储模式，本文从模型不确定性、类别覆盖度、样本多样性三维度筛选最优样本：优先选取模型预测置信度波动大的困惑样本，强化类别边界判别能力；筛选可完整覆盖旧类别特征分布的样本，保障特征完整性；选取姿态、尺度、场景差异大的样本，丰富特征维度。增量训练时，新旧样本混合迭代，直接唤醒模型旧知识，从数据层面抑制遗忘

问题。固定容量记忆库无需存储全部旧数据集，有效降低存储开销与隐私风险，适配边缘设备长期部署场景。

2.3 知识蒸馏软约束优化

针对小样本训练易过拟合、记忆库样本数量有限的问题，本文引入知识蒸馏损失构建新旧知识协同优化机制。将增量训练前的高精度旧模型作为教师模型，留存完整旧类别知识；当前迭代的增量模型作为学生模型，通过教师模型软监督约束学生模型旧类别输出分布。训练过程中，新旧混合样本同步输入双模型，计算双重损失：交叉熵硬损失约束学生模型新类别识别精度，KL 散度蒸馏软损失约束新旧模型旧类别输出分布一致性。总损失为二者加权融合，通过反向传播统一优化参数。该机制构建无样本知识约束，弥补记忆库硬件容量限制，平滑小样本迭代过程，有效缓解过拟合与旧知识遗忘问题。

2.4 元学习初始化与小样本数据增强

本文引入模型无关元学习（MAML）思想完成模型初始化优化，在预训练阶段依托海量已知类别开展模拟增量学习，让模型习得通用特征提取与分类边界调整能力，构建优良归纳偏置。预训练模型具备极强快速适配能力，面对新类别小样本时，仅需少量梯度迭代即可完成精准特征映射与分类优化。同时，采用图像旋转、随机缩放、平移裁剪、色彩扰动、灰度变换等多维度数据增强技术，丰富新样本姿态、尺度、光照场景维度，提升模型新类别泛化能力，从数据层面保障小样本增量学习的稳定性与精度。

3 嵌入式轻量化目标识别部署技术

高精度识别与增量学习模型参数量大、计算冗余度高，存在推理延迟高、内存占用大、功耗偏高的问题，无法直接适配无人机、嵌入式终端的边缘部署约束。本文融合知识蒸馏、结构化剪枝、8bit 量化三重轻量化技术，构建多层次模型压缩体系，在基本保留模型感知性能的前提下，缩减参数规模、降低计算开销、提升推理速度，实现算法嵌入式实时部署，轻量化技术架构如图 5 所示。

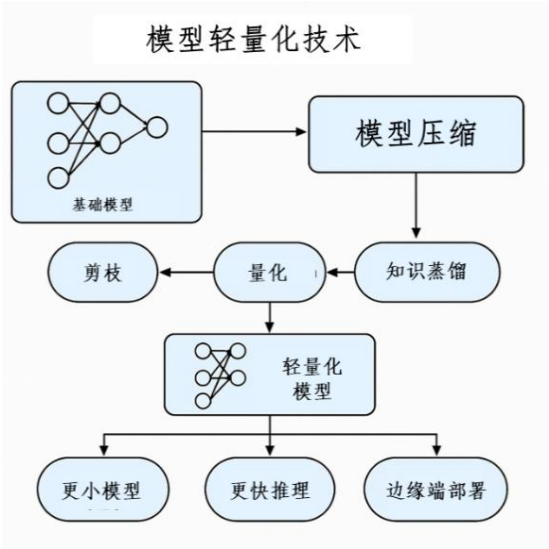


图 5　模型轻量化技术典型架构

3.1 知识蒸馏轻量化技术

知识蒸馏通过师生模型知识迁移实现模型轻量化，将高精度大参数量教师模型的隐性特征知识迁移至小规模学生模型，以极小精度损失换取极致推理效率提升。训练流程分为四阶段：数据集同步输入师生模型完成前向推理；计算交叉熵硬损失保障学生模型基础识别精度，计算 KL 散度软损失实现隐性知识迁移；加权融合得到总损失并完成反向传播迭代；收敛后得到轻量化学生模型。为优化蒸馏效果，在 Softmax 函数中引入温度参数软化概率分布，放大细微特征差异，强化知识迁移

精度；推理阶段重置温度参数为 1，恢复标准分类输出，兼顾训练精度与推理规范性，有效剔除模型冗余表征，简化网络结构、降低推理开销。

3.2 模型剪枝压缩技术

深度学习网络存在大量冗余权重与神经元，无效增加计算负担。本文采用结构化剪枝策略，以滤波器与网络层为裁剪单元，规避非结构化剪枝硬件适配性差的缺陷。剪枝流程依次为：获取蒸馏优化后的高精度参考模型；基于权重绝对值、梯度幅度、输出贡献度评估参数重要性；剔除低贡献冗余滤波器与网络连接；微调训练修复精度损失；迭代压缩实现模型规模与精度最优平衡。结构化剪枝不破坏网络拓扑结构，可兼容 GPU 与嵌入式硬件加速，可大幅降低模型参数量与浮点计算量，仅造成微弱精度损耗，完全满足工程部署需求。

3.3 模型量化加速技术

为进一步压缩模型体积、降低功耗、提升推理速度，本文采用 8bit 整型量化技术，将原始 float32 浮点型权重参数映射为 int8 整型参数。该量化方式可将模型存储体积压缩至原始 1/4，大幅降低边缘设备存储与迭代更新压力；整型数据读写计算功耗显著低于浮点数据，内存调用效率提升 4 倍，适配边缘低功耗运行需求；同时主流嵌入式处理器对整型数据运算速度更快，有效缩短单帧推理延时。经蒸馏、剪枝、量化三重优化后，模型实现参数精简、结构优化、推理加速全方位升级，完整保留多模态识别与增量学习核心能力，适配边缘设备实时低功耗部署需求。

4 多模态目标跟踪算法

依托前文高精度检测输出结果，本文搭建基于神经网络与卡尔曼滤波的端到端多目标跟踪算法，通过多级级联匹配、轨迹评分优化、自适应窗口调整机制，解决目标遮挡、尺度突变、出画复现、光照干扰引发的轨迹中断、ID 跳变、跟踪漂移问题，实现可见光与红外双模态目标持续稳定跟踪。

4.1 跟踪算法整体流程

本文跟踪算法采用“检测-预测-匹配-更新”闭环迭代架构，算法流程如图 6 所示。首先读取当前帧目标检测结果，获取目标坐标、尺度、类别信息；依托上一帧轨迹状态，通过卡尔曼滤波器预测当前帧目标理论位置与尺度，生成预测框；对检测框与预测框开展级联匹配，匹配失败样本进一步通过 IOU 二次匹配补全关联；根据匹配结果更新卡尔曼滤波参数，修正目标实时轨迹，输出跟踪结果并迭代至下一帧，直至目标出画跟踪终止。该架构融合检测精度与滤波预测稳定性，单帧处理延时稳定控制在 25 ms 以内，满足实时跟踪需求。

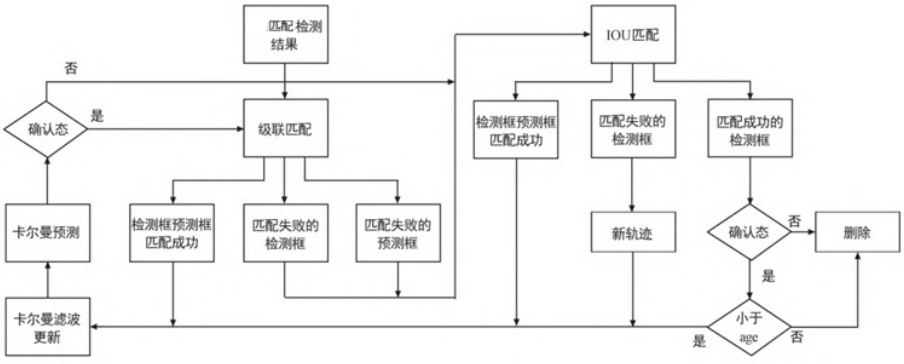


图 6　目标跟踪算法流程图

4.2 多级级联匹配核心机制

级联匹配是目标轨迹关联的核心模块，本文融合关联分数与轨迹评分双重优化机制提升匹配精度。关联分数量化检测框与历史轨迹框的特征相似度与位置关联度，最大化帧间关联匹配度，规避交叉目标误匹配问题。轨迹评分机制对历史轨迹优先级排序，将存续时间久、运动稳定、关联活跃的轨迹设为高优先级，目标遮挡复现后优先匹配高可信轨迹，有效抑制 ID 跳变与轨迹误重置。同时

采用两级匹配策略，先依托特征关联分数完成精准匹配，再通过 IOU 匹配处理弱关联、模糊、轻度遮挡目标，分层剔除错误匹配对，有效适配低对比度、尺度剧变、恶劣天气等复杂工况，提升跟踪鲁棒性。

4.3 自适应跟踪与复杂场景适配优化

针对目标远近运动引发的尺度突变问题，算法设计自适应跟踪窗口调整机制，依据目标历史尺度变化趋势与帧间位移差值，动态调整跟踪窗口尺寸与感受野范围，避免固定窗口导致的目标丢失与漂移。针对遮挡工况，算法具备完整记忆跟踪能力：轻度遮挡时依托多级匹配持续锁定轨迹；完全遮挡检测失效时，启动卡尔曼记忆预测模式，基于历史轨迹持续推演目标位置；目标重新出画后自动匹配历史轨迹、快速恢复跟踪，实现遮挡场景无间断跟踪。

4.4 算法性能实验分析

可见光场景跟踪效果如图 7 所示，算法可实现目标初始化、持续跟踪、遮挡记忆、复现找回全流程稳定输出。目标未锁定状态可快速初始化轨迹，持续跟踪阶段轨迹平滑稳定；部分遮挡时精准锁定目标，完全遮挡时进入记忆跟踪状态，目标复现后自动接续轨迹，无 ID 跳变与轨迹中断问题。红外场景跟踪效果如图 8 所示，针对无人机目标由远及近、尺度由 30×20 像素剧变至 400×300 像素的极端工况，算法通过自适应窗口与多尺度匹配实现全程稳定跟踪，适配红外低纹理弱特征场景。综合实验表明，本文算法常规场景跟踪匹配率大于 90%，可有效应对光照干扰、尺度突变、短时遮挡、目标出画等复杂工况，实时性与稳定性优异。

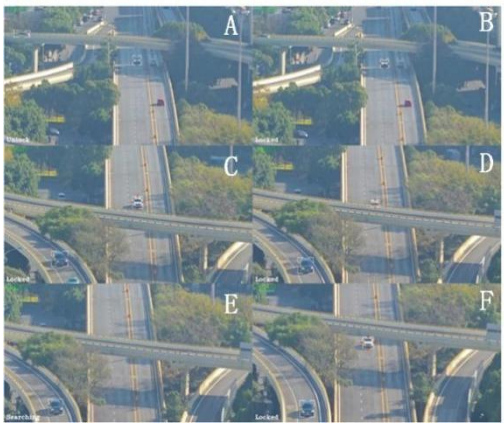


图 7　可见光目标跟踪示例（存在遮挡）

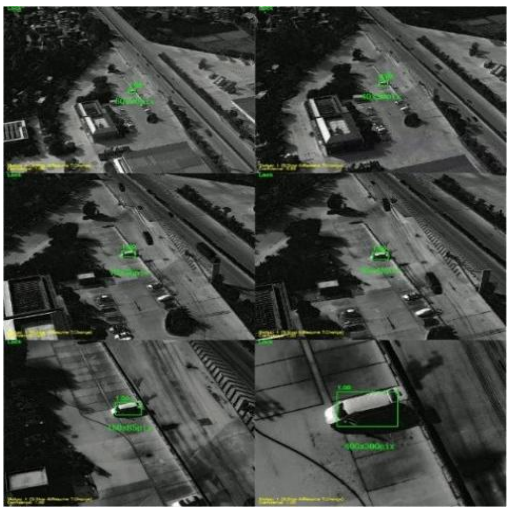


图 8　红外目标跟踪效果（目标由小变大）

5 结论

本文针对多模态复杂场景智能感知的系列技术难题，构建了集动态多目标识别、小样本增量持续学习、嵌入式模型轻量化部署、高精度动态目标跟踪于一体的全流程感知算法体系。通过四模块深度学习网络架构优化，实现可见光与红外双模态高精度多目标识别；依托记忆回放与知识蒸馏混合持续学习框架，解决了传统静态模型性能衰退、小样本增量过拟合与灾难性遗忘问题，保障模型长期部署稳定性；融合蒸馏、剪枝、量化三重轻量化技术，实现模型全方位压缩加速，适配边缘设备低功耗、低延时部署需求；依托多级级联匹配与卡尔曼滤波跟踪框架，有效解决遮挡、尺度突变、光照干扰场景的跟踪失稳问题，实现目标持续可靠跟踪。实验验证表明，相较于传统单一算法，在感知精度、实时性、场景泛化性与工程部署性上均有显著提升，可广泛应用于无人机巡检、智能安防、战场感知等工程场景。后续研究将聚焦强逆光、浓雾、远距离小目标等极端场景感知优化，进一步提升模型鲁棒性，优化持续学习样本遴选效率与轻量化精度损耗，构建通用型、高鲁棒性多模态智能感知系统。

参考文献：

[1] 樊小冬. 轻量化低慢小无人机多目标检测及跟踪方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2024.

[2] 金涛, 钱贝宁. 融合属性特征和外观特征的多目标跟踪方法[J]. 计算机工程与应用, 2026, 62(7):168-176.

[3] 卢晓燕, 沈猛, 王洁. 基于深度学习的长时地面目标跟踪技术[J]. 应用光学, 2025.

[4] 曹文武, 李苔群, 吴志佳. 基于 YOLOv8 和准密集相似性学习的多目标跟踪方法[J]. 中国激光, 2025.

[5] 计忠平. 集成全局局部特征交互与角动量机制的端到端多目标跟踪算法[J]. 电子与信息学报, 2025.

[6] 邵小强. 改进 YOLOv5s 和 DeepSORT 的井下人员检测及跟踪算法[J]. 煤炭科学技术, 2023.

[7] 张磊, 王超. 基于知识蒸馏的深度学习模型轻量化方法研究[J]. 计算机应用研究, 2024.

[8] 李明, 赵阳. 持续学习中的灾难性遗忘抑制方法综述[J]. 自动化学报, 2023.

[9] 王浩, 陈曦. 多模态图像特征融合与目标检测算法研究[J]. 光学学报, 2024.

[10] 刘杰, 周明. 嵌入式端深度学习模型量化与剪枝轻量化技术[J]. 微电子学与计算机, 2025.

基于模块化架构的装甲装备快速维修与高适应性技术研究

于志生，吴坤，张宏伟，马凯诚，刘泽琛，滕蕊，勾凯，赵凯华，郭德胜

内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古自治区包头市 014030

摘　要：针对现代高强度战争中装甲装备战损率高、修复周期长、技术升级困难等突出问题，本文提出并系统阐述了坦克装甲车辆快修复高适应技术的理论框架与技术路径。研究从模块化架构设计入手，构建“基础平台+功能模块”的开放式装备体系；在此基础上，突破基于可消耗防护理念的快修复连接接口技术，实现战场环境下受损模块的分钟级快速更换；进而通过前瞻性的接口标准化与平台余量设计，赋予装备体系持续吸纳新技术的能力。研究认为，模块化技术通过“快修复”实现保障效能跃升，通过“高适应”实现装备寿命延长，二者共同驱动全寿命周期成本的大幅降低，是下一代装甲车辆发展的战略方向。

关键词：装甲车辆；模块化设计；快修复技术；高适应性；全寿命周期成本

Research on Rapid Maintenance and High- adaptability Technology of Armored Equipment Based on Modular Architecture

Yu Zhisheng, Wu Kun, Zhang Hongwei, Ma Kaicheng, Liu Zechen, Teng Rui,

Gou Kai, Zhao Kaihua, Guo Desheng

Inner Mongolia First Machinery Group Co., Ltd., Baotou 014030, Inner Mongolia Autonomous Region, China

Abstract: In view of the prominent problems of high battle damage rate, long repair cycle and difficult technical upgrading of armored equipment in modern high-intensity warfare, this paper proposes and systematically elaborates the theoretical framework and technical path of rapid repair and high-adaptability technologies for tank and armored vehicles. Starting with the modular architecture design, the research constructs an open equipment system characterized by a "basic platform + functional modules". On this basis, it innovates the rapid repair connection interface technology based on the consumable protection concept, realizing the minute-level rapid replacement of damaged modules under battlefield conditions. Furthermore, the forward-looking interface standardization and platform margin design enable the equipment system to continuously accommodate new technologies. The research concludes that modular technology improves support efficiency through rapid repair and extends equipment service life through high adaptability. The combination of the two significantly reduces the full life cycle cost, representing the strategic development direction of next-generation armored vehicles.

Keywords: armored vehicle; modular design; rapid repair technology; high adaptability; full life cycle cost;

0 引言

坦克装甲车辆作为陆域主战装备系统的核心要素，其作战效能与战场生存能力直接影响战役级作战进程与作战结局。值得警惕的是，随着精确制导武器、无人机蜂群作战系统、攻顶弹药等新型

打击手段的战场渗透，装甲装备面临的威胁维度正在发生范式转变：从传统的动能侵彻攻击向多域交叉的复合型打击演进，导致装备战场损耗率呈指数级增长。军事技术迭代加速迫使传统“一次设计、终身固化”装备发展模式（设计固化、升级困难）难以应对战场需求多元化。当前我军装甲车辆多采用一体化焊接结构，虽提升结构强度与防护性能，但存在两方面局限：其一，战损修复需依赖专业工厂进行切割校正，检修周期冗长；其二，结构封闭性导致新型装备加装需系统性改造，严重制约技术迭代效率。

模块化设计理念通过标准化、互换性原则建立功能模块化系统，构建通用化底盘平台实现多样化任务形态的快速重组，可系统性提升装甲车辆的战场环境适应能力、设备维护保障效率及全寿命管理成本控制能力[1]。国际主流车族化设计以基型平台为核心构建模块化衍生体系，通过系列化设计实现核心部组件标准化兼容，着力于优化战时生产恢复与维护保障的协同效能。本文以“快修复、高保障、低成本”为核心目标，系统研究坦克装甲车辆模块化的关键技术体系，分别从模块化架构设计、快修复连接接口技术、高适应升级机制以及全寿命周期成本效益四个维度展开论述，旨在为我军新型作战平台研制提供具有工程指导意义的技术体系框架。

1 模块化架构设计：快修复与高适应的基础

模块化架构是实现快修复与高适应的物理基础和顶层保障。传统的“平台固定、功能固化”设计模式将整车作为一个不可分割的整体，任何部位的损伤都意味着整车需要进厂大修，任何功能的升级都面临着牵动全身的改造困境。模块化设计则从根本上改变了这一局面将整车解构为若干功能独立、接口标准、可独立更换的物理模块。

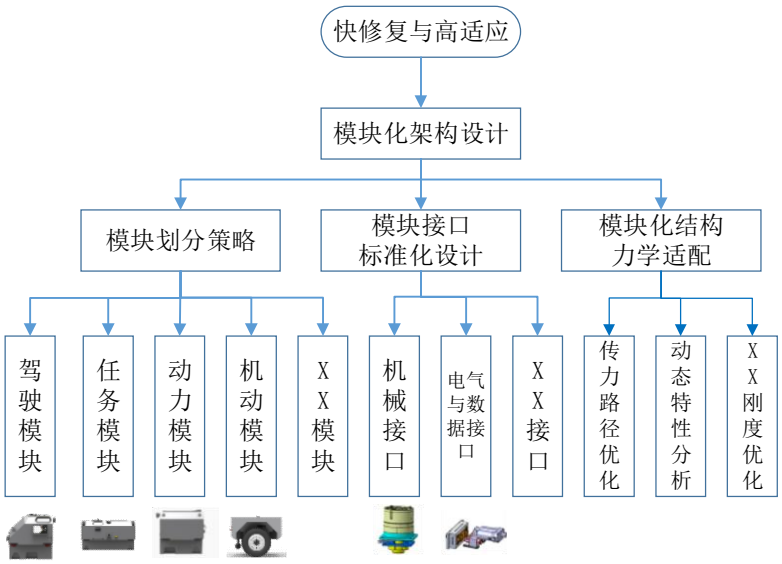


图 1　模块化架构设计

1.1 模块划分策略

模块划分的科学性直接决定了快修复的效率和高适应的潜力，模块化划分是实现装甲车辆战场快速修复与全域高适配能力的核心基础，模块划分方案的科学性、合理性与系统性，直接决定了装备战场抢修效率、故障更换速度以及全生命周期技术升级与功能拓展的发展潜力，是装甲车辆模块化体系设计的关键核心环节。在装甲装备模块化设计体系中，科学的模块划分必须严格遵循机械系统设计领域“高内聚、低耦合”的经典设计准则，以此构建结构清晰、功能独立、接口通用的装备模块化架构。其中，“高内聚”要求单一模块内部功能高度集成、任务高度统一，将关联性强、协同工作的功能组件整合为一体化单元，保障模块独立作业能力；“低耦合”则要求各功能模块之间的物理

连接、数据交互与功能依赖关系最大限度简化，弱化模块间的强绑定约束，从架构层面降低装备维修、更换与升级的技术门槛。合理的模块划分应遵循“高内聚、低耦合”的基本原则：每个模块内部功能高度集成，模块之间的依赖关系尽可能简化。具体到装甲车辆，可将整车划分为基础驾驶模块、任务模块、动力模块、机动模块（可进一步细分为主战武器模块、遥控武器站模块、侦察传感模块等）、防护模块（首上装甲模块、炮塔正面模块、侧裙模块等）以及任务设备模块等[2]。

与此同时，模块粒度的精准权衡与合理把控是模块化设计的重难点内容，模块粒度的粗细直接影响装备的战场抢修效能与系统运行可靠性。若模块粒度过粗，单一模块集成的结构与功能过于繁杂，模块整体体积、重量偏大，战场拆解、搬运与更换难度大幅提升，无法满足分钟级快速抢修的作战需求，严重制约快修复技术的落地应用；反之，若模块粒度过细，会导致整车功能模块数量急剧增加，各模块之间的连接接口、通信链路与密封结构大幅增多，不仅提升了装备结构设计与生产制造的复杂度，还会增加接口故障、线路失效的风险，大幅降低整车系统的稳定性与可靠性。因此，在模块设计过程中，需结合作战保障需求、工程制造能力与系统可靠性指标，对模块粒度进行多维度权衡优化，实现模块数量、拆装效率与系统稳定性的最优匹配。模块的边界划分需综合考虑功能独立性、损伤概率分布和升级频率等因素。例如，将最易遭受攻击的正面和侧面的防护区域独立为可更换的防护模块；将技术迭代最快的观瞄、通信、火控等功能集中设计为独立的电子模块；将动力系统设计为可整体吊装的动力包模块。模块的粒度需要精心权衡，粒度过粗则单个模块过于庞大，不利于战场快速更换；粒度过细则模块数量激增，接口复杂度上升，反而降低系统可靠性。

1.2 模块接口标准化设计

接口是模块化架构的灵魂。模块之间的机械接口、电气接口和数据接口的标准化程度，直接决定了模块更换的速度和不同模块组合的灵活性。

机械接口方面，需研究高承载、高精度、快锁紧的连接机构，如多点式液压锁紧机构、高强度销轴定位连接、楔形块快速锁紧装置等。SLICE 工程套件即是模块化接口设计的典型范例，该套件在内部集成了液压动力和控制系统，无需对装甲车辆进行大的改动即可实现功能扩展，在起重机配合下仅需十几分钟即可完成安装[3]。

电气与数据接口方面，需实现“即插即用”功能，使新安装的模块能够被整车系统自动识别并完成配置。这要求采用标准化的军用快速功率插头和数据总线接口，并制定统一的通信协议和设备描述规范。

1.3 模块化结构的力学适配

在完成装甲车辆车体与炮塔结构的模块化拆分、接口重构与功能分区设计后，整车原有一体化承载结构与传力体系被重新划分，结构受力形式、载荷传递路径与刚度分布均发生显著改变。为此，必须针对模块化改造后的车体与炮塔整体结构开展系统性力学仿真分析与结构优化设计，弥补模块化拆解带来的结构力学特性变化问题，保障装备在复杂战场工况下的结构安全性与运行稳定性。模块之间的连接界面与装配区域作为模块化架构的核心受力部位，既是整车载荷传递、冲击应力分散的关键结构环节，也是实现模块快速拆卸、快速换装的核心载体，其结构设计需要突破传统一体式结构的设计局限，在结构强度、整体刚度、抗冲击性能与模块化可拆卸、快速装配性能之间寻求多约束条件下的最优平衡关系，兼顾战场抢修实用性与结构承载可靠性。本文针对模块化装甲车辆的结构力学优化开展针对性研究，核心研究内容主要包含三个方面：一是基于模块化布局完成整车整体传力路径的梳理与优化，重构车体、炮塔及各功能模块之间的载荷传递逻辑，规避应力集中、载荷断路等结构缺陷，提升整车承载均匀性；二是针对各机械接口、模块连接缝等薄弱区域开展局部强化结构设计，通过加厚补强、筋板布局优化、过渡结构改良等方式，提升接口区域的局部刚度与抗冲击能力，弥补拆分界面带来的结构性能衰减；三是针对不同作战任务、不同模块组合配置工况，开展整车动态力学特性分析，探究多场景下装备的振动特性、冲击响应与结构疲劳特性，保障装甲车辆在多种任务构型下的结构稳定性、运动可靠性与作战适配性，为模块化装甲车辆结构设计的工程落地提供力学理论支撑与数据依据。

2 快修复技术：从“战场维修”到“战场更换”革命性跃迁

快修复技术是模块化设计思想最重要的军事落地应用，其核心意义并不局限于缩短单台装备的维修工时，而是推动作战装备保障模式发生深层次的范式革新。在传统作战保障体系下，装备战损之后主要依靠现场拆解、故障排查、零部件修补的原位维修手段恢复战斗力，整套作业高度依赖维修人员的专业技能，维修环节多、耗时不可控。快修复技术跳出原位修理的固有思维，将传统的“修复性维修”转变为“更换式保障”，构建出“战损模块整体卸载→完好模块即时安装”的标准化保障作业流程。依靠模块化架构与标准化接口的支撑，受损装备不必在战场上开展复杂的拆解修补工作，直接完成模块替换，就能够在最短时间内实现战斗功能复位，有效提升装甲部队战时持续作战能力[4]。

2.1 可消耗防护理念

可消耗防护理念是支撑装甲车辆快修复技术落地的重要理论基石，为模块化防护结构设计提供全新的设计逻辑。在传统坦克装甲车辆总体设计思路当中，装甲防护结构与车体基体属于一体化的有机整体，防护构件和承载车体相互耦合。一旦装甲遭受火力打击发生破坏，往往会连带造成车体基体结构损伤，后续维修不仅需要更换防护板材，还要对车体本体开展校正、焊接与补强作业，整体修复工序繁多，恢复周期漫长，很难满足战场抢修的时效要求。

可消耗防护理念对此做出创新性的设计转变，不再将装甲视为车体不可分割的永久结构，而是把防护模块定义为可损耗、可迭代更换的消耗型功能单元。防护模块的核心使命就是优先承受敌方火力打击，通过自身的主动牺牲，保护车体内部动力、传动、电子以及乘员舱等核心关键系统。当受到弹药冲击时，防护模块按照预先设计的失效模式完成能量吸收与耗散，损伤被限定在防护模块自身范围之内，尽可能保证车体基体与车内核心设备不受波及，实现损伤的可控隔离。该理念从顶层设计上把战损约束在可更换模块范围内，为战场直接更换受损模块而非修复本体提供理论依据。

2.2 快换连接接口技术

快换连接接口是实现“战场更换”的关键技术瓶颈[5]。接口设计需要在三个方面取得突破：

快速拆装机制：战场环境下作业空间有限，模块对位视线受阻，很难实现高精度人工对准。因此需要研究大容差自导向定位系统，依靠导向斜面、导向销等结构补偿装配位置偏差，操作人员无需精密校准就能够完成模块的初步安装定位。与此同时，开发多楔形块液压联动锁紧机构或者电磁锁紧装置，把分散的多点紧固动作实现联动同步控制，降低人为操作的步骤与劳动强度，做到少数操作人员在数分钟之内就完成模块的可靠锁紧与快速释放，满足分钟级更换的实战指标。

高承载与抗冲击能力：快换接口不只是简单的拆装连接件，更是整车重要传力结构。接口除了要在静态停放状态下实现模块可靠固定之外，还必须承受车辆高速越野机动带来的持续振动、交变载荷，以及炮弹近爆、地雷冲击产生的强瞬时冲击载荷。在复杂力学载荷作用下接口需要保持几何完整与连接预紧力，防止模块出现松动、位移甚至意外脱落，避免在作战机动过程中引发次生故障，兼顾拆装便捷性与结构可靠性。

野战可操作性：实战战场条件下大型起重设备数量有限，不能把模块更换完全依托重型吊装机械。快换作业应当尽量降低对外界大型装备的依赖，理想状态下仅依靠 2-3 名乘员，使用随车携带的简易工具就可以完成模块拆卸与安装。这就要求在模块设计阶段开展人机工程分析，对模块重量进行合理分配，控制单模块质量上限，同时设置便于抓持、起吊的操作吊点与操作界面，充分考虑战场人员穿戴防护装具条件下的操作便利性，降低野战环境的作业难度。

2.3 战场损伤评估与快速决策

快修复是硬件技术与保障决策共同构成的完整体系，仅仅拥有可更换的硬件模块并不足以发挥全部效能，战场损伤评估与快速决策同样是不可或缺的重要环节。装甲车辆遭受打击之后，损伤形式复杂多样，既有外观可见的结构破损，也存在内部不易察觉的隐性损伤，如果盲目开展模块更换，会出现更换不彻底或者过度更换的问题，造成备件浪费或者留下作战隐患。

为此需要配套开发便携化、适合前线使用的损伤检测设备，能够快速采集车体、炮塔的损伤信息，快速判别损伤的实际范围、损伤严重程度，定量判断装备是否达到模块更换阈值，区分哪些模

块仅需简单处置、哪些模块必须整体更换。与此同时，建立一套规范化、可执行的损伤等级判定标准，编制对应的模块更换操作规程，把损伤现象、损伤等级和处置措施一一对应。在战场紧张、高压的作业环境中，即便维修人员个体经验存在差异，也可以对照标准流程快速、准确完成损伤研判与更换决策，保障快修复技术能够规范、高效地投入实战运用。

3 高适应技术：面向未来的平台进化能力

高适应性作为模块化技术的战略性价值所在，其本质在于解决装甲装备在典型 30 年服役周期中持续迭代升级的技术演进问题。通过构建具备技术包容性的基础平台，使装备体系在技术代际跃升过程中保持战术价值的延续性与作战形态的可塑性。

3.1 技术升级对平台的新需求

随着军事技术的快速发展，装甲车辆的各子系统如武器系统（更大口径、更高初速）、防护系统（主动防护、电磁装甲）、动力系统（混合动力、电驱动）、信息系统（更高带宽、更强算力），都在持续迭代升级。每一次升级都对基础平台提出新的要求，更重的武器需要更强的承载结构，更大的功耗需要更强的供电和散热能力，新增的设备需要更多的安装空间和接口。

传统一体化平台在面对这些新需求时往往力不从心，结构强度不足无法承载更重的炮塔，空间不足无法容纳新增的设备，接口不匹配无法连接新的系统。而模块化平台则提供了另一种可能，通过更换或升级特定模块来实现系统性能的提升，而无需改动基础平台本身。

3.2 前瞻性平台设计

实现高适应的关键在于“前瞻性设计”，在基础平台设计阶段就为未来可能的功能拓展预留足够的余量。

结构强度余量：基础车体和炮塔座圈的设计承载能力应高于当前最大载荷需求，为未来更重的武器或装甲模块预留结构冗余。

空间与布局余量：在车体和炮塔内部预留足够的未分配空间和安装基座，使未来新增设备有处可放、有处可装。

功率与散热余量：供电系统、液压系统和冷却系统的容量应高于当前峰值需求，以适应未来更高功耗的设备。

接口兼容性设计：机械接口、电气接口和数据接口的标准应在很长的时期内保持稳定和向后兼容，确保即使模块内部技术迭代数代，其与平台的连接方式仍保持一致。

3.3 开放式体系架构

高适应不仅需要物理层面的余量预留，更需要体系层面的开放设计。应建立模块化平台的“技术-结构-接口”兼容性预测模型，在新型模块研发阶段即可评估其与现有平台的适配性。同时制定面向未来的模块接口标准体系，使新型模块的研发有据可依、有标可循。通过构建开放式的装备技术生态，使基础平台成为能够持续吸纳新技术的“活平台”，而非一经定型便逐渐落后的“死平台”。

德国“山猫”系列步兵战车即采用了典型的开放式模块化架构，其底盘前部是发动机舱和驾驶舱，中后部是一个巨大的空舱，配备不同炮塔即可在步兵战车和火力支援车之间转换。芬兰模块化装甲车（AMV）同样采用标准化底盘结构，所有任务模块均可根据需求快速替换，衍生出十余种变型车型。

4 成本效益分析：全寿命周期视角下的经济性论证

模块化快修复与高适应技术的军事价值需通过全生命周期成本-效益模型进行科学验证。尽管初期研发投入与单件制造成本可能适度提高，但其在全周期内构建的经济优势通过三个维度实现价值跃迁。

4.1 快修复带来的直接成本节省

传统一体化结构的战场损伤修复受制于刚性结构特征，修复流程需执行切割、焊接、校正等高精度操作。以德国"美洲狮"步兵战车的典型案例，18 辆战车在演习中的集体故障修复，仅恢复战备

能力就耗时 3-4 个月，暴露出现有修复模式的人力、时间及物流成本结构性缺陷。乌克兰战场的实证数据更揭示，即使西方坦克具备高生存性，其战伤不可修复性反而导致作战效能衰减，形成"高存活率但低可用性"的矛盾。

模块化快修复将“修复”转变为“更换”，战场抢修时间从“月级”缩短至“小时级”乃至“分钟级”。这一转变带来的不仅是战斗力的快速恢复—坦克在数小时内重返战场意味着它可以在同一场战役中发挥多次作用—更意味着维修人力、备件物流、后方保障设施等保障资源的极大节约。模块化设计原则还能简化维修和零件更换流程，标准化的零件可减少库存复杂性并支持跨不同车辆平台的更快维修周期。

4.2 高适应带来的平台寿命延长

装甲车辆的单车造价动辄数百万乃至上千万美元，平台寿命通常设计为 30 年左右。然而，如果平台结构固化、无法升级，其实际有效寿命往往远低于设计寿命，当新技术出现而旧平台无法容纳时，整个平台即面临提前淘汰的命运。

模块化高适应设计使基础平台能够通过模块更换的方式持续吸纳新技术。武器落后了，更换炮塔模块；防护不足了，换装新型装甲模块；动力不够了，升级动力包模块。每一次升级的成本都远低于研制全新平台的投入，而平台的服役寿命则可能从 30 年延长至 40 年甚至更长。据估算，模块化平台的单次重大升级周期可缩短 40%以上，成本降低 50%以上。

4.3 体系层面的综合效益

在装备体系层面，模块化的成本效益更为突出。基于通用化底盘和标准化接口的模块化车族，可以在同一条生产线上生产不同用途的变型车，共用供应链和保障体系。芬兰 AMV 模块化装甲车已在 7 个国家获得超过 1400 辆的订单，其成功的关键之一即是模块化带来的全寿命周期成本优势。

模块化还降低了人员训练成本，不同变型车使用相同的驾驶和操作界面，乘员可以在不同车型之间快速转换。保障体系的简化同样显著，备件种类减少、维修人员技能要求统一、保障设备通用。

综合来看，虽然模块化设计可能使单车采购成本上升 10%-15%，但全寿命周期内的综合成本可降低 30%-40%。这一成本优势在大规模装备建设和长期服役过程中将产生极为可观的国防经费节省。

5 结论

坦克装甲车辆车体与炮塔体的模块化快修复高适应技术，是应对未来高强度战争形态、破解装备保障瓶颈、实现装备低成本持续升级的战略性技术方向。本文从模块化架构设计、快修复技术、高适应机制和成本效益四个维度进行了系统分析，得出以下主要结论：

第一，模块化架构是实现快修复与高适应的物理基础。通过科学的模块划分和标准化的接口设计，将传统的“一体化平台”转变为“基础平台+功能模块”的开放式体系，为后续的快修复和高适应提供结构前提。

第二，快修复技术的核心在于将“战场维修”转变为“战场更换”。基于可消耗防护理念，通过快换连接接口技术的突破，实现战损模块在战场环境下的分钟级快速更换，从根本上解决传统一体式结构修复周期长的难题，显著提升部队的持续作战能力。

第三，高适应技术的本质是通过前瞻性的平台余量预留和开放式的接口标准设计，赋予基础平台持续吸纳新技术的能力。这使装备体系能够以远低于研制新平台的成本和周期实现技术升级，有效延长主战装备的平台寿命。

第四，从全寿命周期成本视角来看，模块化技术虽然可能带来前期研发和单件制造成本的适度上升，但其在快修复带来的保障资源节约和高适应带来的平台寿命延长两个方面的综合效益，使其全寿命周期成本显著低于传统一体化方案，具有良好的经济可行性。

当前，世界主要军事强国已将模块化、通用化、开放式架构作为新一代地面装备发展的核心方向。英国皇家联合军种研究所（RUSI）在分析乌克兰战场经验后明确指出，北约军队应将“易修复性”作为未来装甲装备设计和采购的关键要求。我军应在此领域尽早布局、重点突破，为下一代装甲装备的研制奠定坚实的技术基础。

参考文献：

[1] 陈春良,曹军海,张会奇.装甲装备战场损伤快速抢修关键技术发展分析[J].兵工学报,2021,42(06):1321-1332.

[2] 贺贞辉,郑鑫.基于系统工程方法的装甲车辆维修性模块设计[J].设备管理与维修,2025 (18):10-13.

[3] 刘辉,王红岩,瑞强.模块化轮式装甲车辆接口设计与动力学匹配特性[J].兵器装备工程学报,2022,43 (05):89-95.

[4] 周成,黄进良.战场环境下装甲装备模块级更换抢修模式研究[J].装备学院学报,2019,30 (04):36-41.

[5] 吴勇,李军,王兴贵.两栖装甲车辆模块化结构抗冲击与快速拆装技术研究[J].车辆与动力技术,2024 (02):56-61.

计及横摆运动误差的线控转向双电机主从协同控制策略

吉志勇[1,2]，冯宇[1,2]，陈科[1,2]，胡杨[1,2]，钟震[1]，杨霖东[1]，王俊丽[1]

（1.内蒙古第一机械集团股份有限公司，内蒙古 包头 014030；
2.特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室，内蒙古 包头 014030）

摘　要：分布式电驱动特种车辆凭借轮端转矩独立可控、全线控响应快速的优势，成为重载陆基越野平台智能化、无人化发展的重要载体。针对其转向响应易受载重、车速、路面扰动影响，且双转向电机协同精度差、跟随滞后的难题，提出一种计及横摆运动误差的线控转向双电机主从协同控制方法。以 8×8 重载越野车辆双电机线控转向系统为研究对象，搭建左侧电机位置主控、右侧电机力矩随动的分层控制架构，设计位置-速度-力矩多环嵌套主从协同控制策略，实现右侧电机依据左侧电机目标转角动态求解跟随力矩；同步构建以车体横摆角速度为期望状态的转向电机驱动力矩闭环反馈修正机制，通过车体实际运动状态与期望状态的偏差实时优化右侧转向电机驱动力矩指令，提升双电机运动同步性。通过台架试验对控制算法性能进行验证，结果表明：所提出的线控转向双电机主从协同控制算法充分发挥了位置控制的精度优势和力矩控制的快速响应优势，系统最大幅值误差为 0.11 deg，最大响应时间为 0.33s，有效提升转向角度跟踪精度和响应能力，改善重载特种车辆线控转向的操纵稳定性与工况适应性。

关键词：分布式电驱动特种车辆；线控转向；双电机主从协同；多环嵌套控制；随动转向控制

0 引言

重载特种车辆作为国防建设、物资运输和工程作业的重要承载装备，具有载重量大、驱动冗余、使用工况复杂等特点，其转向系统性能直接关系到整车操纵稳定性与行驶安全性[1-2]。传统液压助力转向系统存在响应滞后、能耗高、维护难等问题[3-4]，难以满足现代重载车辆对转向精度、响应速度及智能化的需求。线控转向技术取消了方向盘与转向轮之间的机械连接，通过电信号传递转向指令，具有响应快、精度高、易于实现智能化控制等优势，已成为车辆转向技术的重要发展方向[5-7]。

然而，重载多轮线控转向系统面临诸多技术挑战。一方面，重载车辆转向阻力矩大，单台转向电机难以满足大功率输出需求，通常采用左右双电机协同驱动方案[8-9]；另一方面，左右电机分别采用不同控制模式时，如何实现二者的高效协同运行，保证转向角度精度与系统稳定性，成为亟待解决的关键问题[10]。

国内外学者围绕线控转向系统控制开展了大量研究。文献[11]为解决冗余电机的同步控制问题，在转向双电机的三闭环控制策略的基础上，设计了基于滑模控制的速度同步控制器。文献[12]针对双电机线控转向系统提出了角度跟踪控制策略，通过电流补偿反馈来减小双电机同步误差，并设计基于改进滑模转速控制的双电机同步转速控制，提升同步控制效果。文献[13]基于双电机线控系统的主从控制模式，引入一个带有扰动观测器的滑模控制器，使系统在具有模型不确定性和外部干扰的工况下仍然具有强鲁棒性，同时系统的动态响应和同步性能也得到相应的提升。现有研究多采用位置同步控制方案，针对左右电机分别采用位置控制与力矩控制的异构协同控制研究相对较少，特别是在重载多轮转向系统中的应用尚不充分。

针对上述问题，本文提出一种计及横摆运动误差的线控转向双电机主从协同控制策略，建立包含理想转向参考模型、车轮转角分配模型的转向系统模型，制定左侧电机采用位置控制模式直接接收目标转向角度，右侧电机采用力矩控制模式，其目标力矩值依据左侧电机目标角度通过位置-速度-力矩多环嵌套方法同步求解得到，以保证右侧电机运动快速准确地跟随左侧电机运动。通过交叉耦合同步控制机制实现异构控制模式电机的高效协同运动，提高重载多轮特种车辆线控转向的准确性和稳定性，并通过试验验证所提策略的有效性。

1 多轮线控转向系统模型

1.1 系统结构与工作原理

重载越野车辆的线控转向系统主要由转向控制单元和转向执行机构组成，其中，转向控制单元负责驾驶员操纵意图的采集，转向控制指令的求解，以及转向系统运动状态的监测，具体包含方向盘总成、路感单元、转向控制器；转向执行机构负责将转向控制单元的转向指令转换为车轮的转向运动，具体包括转向电机、转向电机驱动控制器、转向杆系。本文研究对象为四轴车辆，一二桥的四个车轮均由左右两台转向电机通过拉杆机构协同驱动，具体结构原理如图 1 所示。

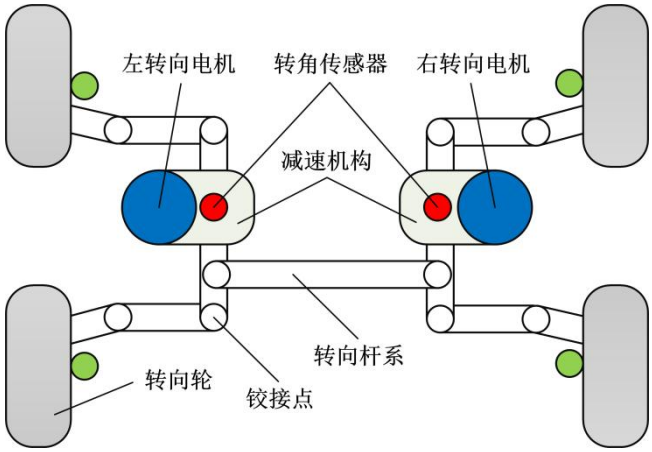


图 1　重载多轮线控转向系统原理图

双电机线控转向系统采用主从控制架构，如图 2 所示。左侧电机作为主机，采用位置控制模式，直接接收目标转向角度指令，精确控制一二桥左侧车轮的转向角度；右侧电机作为从机，采用力矩控制模式，其目标力矩值由控制单元依据左侧电机目标角度求解得到，驱动右侧车轮跟随左侧车轮运动。左右电机通过转向拉杆机构的机械耦合与控制算法的协同配合，共同实现左右两侧车轮的协同转向运动。该方案的优势是利用左侧电机的位置控制保证转向角度的精确性，右侧电机的力矩控制提供充足的转向动力并能有效吸收路面冲击，通过主从协同控制既保证转向精度，又提升系统的可靠性与抗扰能力。

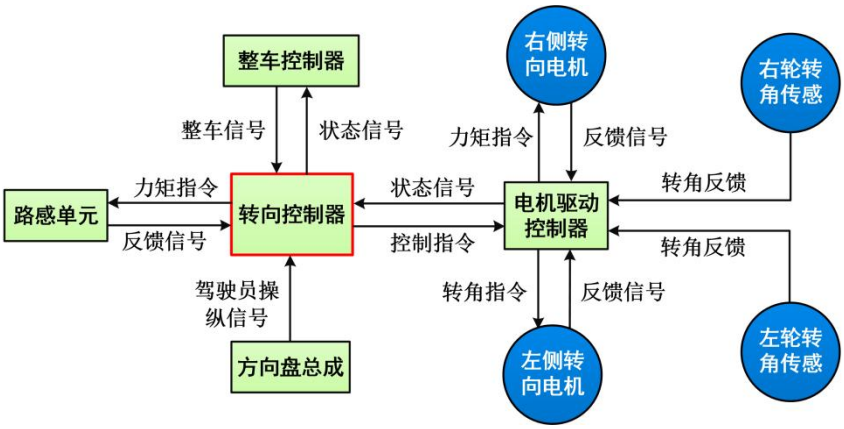


图 2　双电机线控转向系统控制架构

1.2 理想转向参考模型

在车辆稳定性控制研究中，二自由度（2-DOF）线性模型被广泛用于理想转向参考模型[14]。由于其只考虑整车的侧向和横摆两个自由度，转向角度较小时可以近似认为同车一轴的左右车轮转角相同。因此，可将车辆简化为单轨模型，建立如图 3 所示的线性二自由度车辆模型。

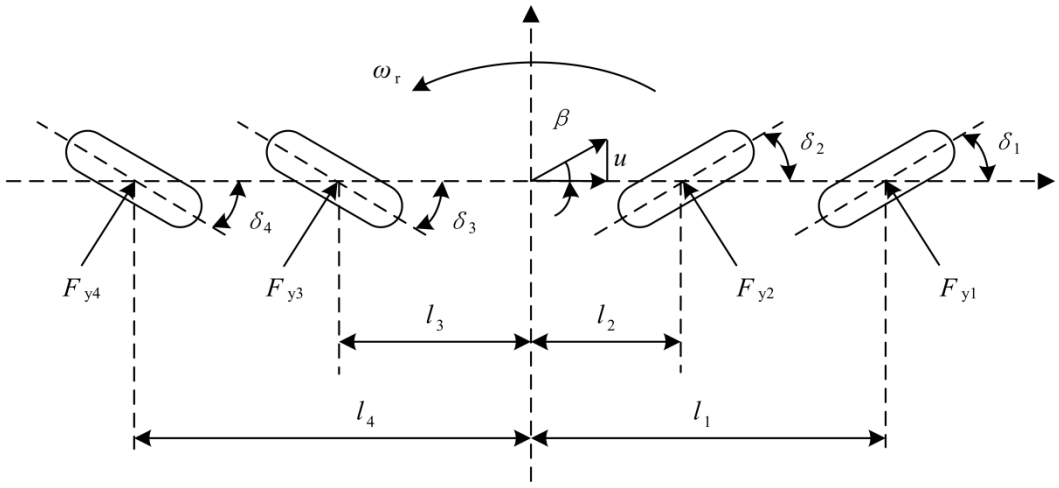


图 3　8×8 越野车辆二自由度模型

由车辆沿 y 轴方向的力平衡和绕质心的力矩平衡可得：

$$F_y = k_1\left(\beta+\frac{l_1\omega_z}{u}-\delta_1\right)+k_2\left(\beta+\frac{l_2\omega_z}{u}-\delta_2\right)+k_3\left(\beta+\frac{l_3\omega_z}{u}-\delta_3\right)+k_4\left(\beta+\frac{l_4\omega_z}{u}-\delta_4\right) \tag{1}$$

$$M_Z = l_1k_1\left(\beta+\frac{l_1w_z}{u}-\delta_1\right)+l_2k_2\left(\beta+\frac{l_2w_z}{u}-\delta_2\right)-l_3k_3\left(\beta+\frac{l_3w_z}{u}-\delta_3\right)-l_4k_4\left(\beta+\frac{l_4w_z}{u}-\delta_4\right) \tag{2}$$

$$\begin{cases} m\left(\dot{v}+u\omega_z\right)=\left(k_1+k_2+k_3+k_4\right)\beta+\dfrac{1}{u}\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)\omega_z-k_1\delta_1-k_2\delta_2-k_3\delta_3-k_4\delta_4 \\ l_z\dot{\omega}_z=\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)\beta+\dfrac{1}{u}\left(l_1^2k_1+l_2^2k_2+l_3^2k_3+l_4^2k_4\right)\omega_z-l_1k_1\delta_1-l_2k_2\delta_2+l_3k_3\delta_3+l_4k_4\delta_4 \end{cases} \tag{3}$$

$$\begin{cases} mu\omega_z=\left(k_1+k_2+k_3+k_4\right)\beta+\dfrac{1}{u}\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)\omega_z-k_1\delta_1-k_2\delta_2-k_3\delta_3-k_4\delta_4 \\ \cdot \\ 0=\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)\beta+\dfrac{1}{u}\left(l_1^2k_1+l_2^2k_2+l_3^2k_3+l_4^2k_4\right)\omega_z-l_1k_1\delta_1-l_2k_2\delta_2+l_3k_3\delta_3+l_4k_4\delta_4 \end{cases} \tag{4}$$

$$\begin{cases} \tan\delta_1=\dfrac{l_1}{l} \\ \tan\delta_2=\dfrac{l_2}{l} \\ \tan\delta_3=\dfrac{l_3}{l} \\ \tan\delta_4=\dfrac{l_4}{l} \end{cases} \tag{5}$$

$$\begin{cases} \delta_1 = \dfrac{l_1}{l} \\ \delta_2 = \dfrac{l_2}{l} \\ \delta_3 = \dfrac{l_3}{l} \\ \delta_4 = \dfrac{l_4}{l} \end{cases} \tag{6}$$

$$\omega_z = \frac{\left(k_1+k_2+k_3+k_4\right)\left(l_1k_1+\dfrac{l_2^2k_2}{l_1}-\dfrac{l_3^2k_3}{l_1}-\dfrac{l_4^2k_4}{l_1}\right)u-\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)\left(k_1+\dfrac{l_2k_2}{l_1}+\dfrac{l_3k_3}{l_1}+\dfrac{l_4k_4}{l_1}\right)u}{\left(k_1+k_2+k_3+k_4\right)\left(l_1^2k_1+l_2^2k_2+l_3^2k_3+l_4^2k_4\right)+\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)mu^2-\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)^2}\delta_1 \tag{7}$$

$$\beta = \frac{\left(l_1^2k_1+l_2^2k_2+l_3^2k_3+l_4^2k_4\right)\left(k_1+\dfrac{l_2k_2}{l_1}+\dfrac{l_3k_3}{l_1}+\dfrac{l_4k_4}{l_1}\right)+\left(mu^2-l_1k_1-l_2k_2+l_3k_3+l_4k_4\right)\left(l_1k_1+\dfrac{l_2^2k_2}{l1}-\dfrac{l_3^2k_3}{l1}-\dfrac{l_4^2k_4}{l1}\right)}{\left(k_1+k_2+k_3+k_4\right)\left(l_1^2k_1+l_2^2k_2+l_3^2k_3+l_4^2k_4\right)+\left(mu^2-l_1k_1-l_2k_2+l_3k_3+l_4k_4\right)\left(l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3-l_4k_4\right)}\delta_1 \tag{8}$$

$$\omega_{ref}(t) = K_d\left[a\omega_z(t)+(1-a)\omega_{ref}(t-1)\right] \tag{9}$$

$$\omega_d = \min\left[\left|\omega_{ref}\right|,\left|\bar{\omega}_z\right|\right]\mathrm{sgn}(\omega_{ref}) \tag{10}$$

$$\bar{\omega}_z = \frac{\sqrt{\mu^2g^2-a_x^2}}{u} \tag{11}$$

$$\cot\delta_{10}-\cot\delta_{1i} = \frac{K}{L_1+L_2+L_3-c} \tag{12}$$

$$\frac{\tan\delta_{1i}}{\tan\delta_{2i}} = \frac{L_1+L_2+L_3-c}{L_2+L_3-c} \tag{13}$$

$$\cot\delta_{2o}-\cot\delta_{2i} = \frac{K}{L_2+L_3-c} \tag{14}$$

$$\begin{cases} \cot\delta_{1o} = \cot\delta_{1i}+\dfrac{K}{L_1+L_2+L_3-c} \\ \tan\delta_{2i} = \dfrac{\tan\delta_{1i}.\left(L_2+L_3-c\right)}{L_1+L_2+L_3-c} \\ \cot\delta_{2o} = \cot\delta_{2i}+\dfrac{K}{L_2+L_3-c} \end{cases} \tag{15}$$

$$e_p = \delta_d-\delta_{1l} \tag{16}$$

$$\dot{\delta}_d = K_{pp}e_p+K_{ip}\int e_p dt+K_{dp}\frac{de_p}{dt} \tag{17}$$

$$e_s = \dot{\delta}_d-\dot{\delta}_{1r} \tag{18}$$

$$T_{R\_base} = K_{ps}e_s + K_{is}\int e_s dt + K_{ds}\frac{de_s}{dt} \tag{19}$$

$$T_{R\_front} = J_{eq}\ddot{\theta}_{1l} \tag{20}$$

$$K = K_0(1+\alpha\,|\,e_p\,|) \tag{21}$$

$$e_\omega = \omega_d - \omega_r \tag{22}$$

$$T_{R\_back} = K_{p\omega}e_\omega + K_{i\omega}\int e_\omega dt + K_{d\omega}\frac{de_\omega}{dt} \tag{23}$$

$$T_{R\_\mathrm{co}} = KT_{R\_front} + T_{R\_back} \tag{24}$$

$$T_R = T_{R\_\mathrm{base}} + T_{R\_\mathrm{co}} \tag{25}$$

$$u(t) = K_p e(t) + K_i\int_0^t e(\tau)d\tau + K_d\frac{de(t)}{dt} \tag{26}$$

$$\begin{cases} u(t) = u_k \\ e(t) = e_k \\ \int_0^t e(\tau)d\tau = \tau\sum_{i=0}^{k} e_i \\ \dfrac{de(t)}{dt} = \dfrac{e_k - e_{k-1}}{\tau} \end{cases} \tag{27}$$

$$u(k) = K_p e(k) + K_i\tau\sum_{i=0}^{k} e(i) + K_d\frac{e(k)-e(k-1)}{\tau} \tag{28}$$

$$\begin{aligned} \Delta u(k) &= u(k) - u(k-1) \\ &= (K_p + K_i\tau + \frac{K_d}{\tau})e(k) + \frac{K_d}{\tau}e(k-2) - (K_p + \frac{2K_d}{\tau})e(k-1) \end{aligned} \tag{29}$$

$$\begin{cases} -35\ \mathrm{deg} \le \theta \le 35\ \mathrm{deg} \\ -20\ \mathrm{deg}/s \le \dot{\theta} \le 20\ \mathrm{deg}/s \end{cases} \tag{30}$$

式中，δ_i 为第 i 轴的转角，deg；l_i 为第 i 轴到质心的距离，m；m 为整车质量，kg；u 为质心前进速度，m/s；β 为质心侧偏角，deg；ω_z 为横摆角速度，rad/s；F_y 为总侧偏力，N；M_z 为绕质心的总力矩，N·m；k_i 为第 i 轴等效侧偏刚度，N/rad；l_z 为绕 Z 轴的转动惯量，kg·m^2。

据上述公式整理可得 8×8 越野车辆的二自由度微分方程为：

当车辆处于稳态时，侧向车速和横摆角速度均为恒定值，此时 $\dot{v}=0$，$\dot{\omega}_z=0$，代入上式可得：

基于阿克曼转向几何模型，可得四轴车辆几何关系如下：

考虑到 δ_1 和 δ_2 角较小，则有 $\tan\delta_1 \approx \delta_1$，$\tan\delta_2 \approx \delta_2$ 代入上式可得：

将新方程与上式联立可得横摆角速度 ω_z 和质心侧偏角 β 分别为：

选取状态量为 $X=\left[v,\omega_z\right]^{\mathrm{T}}$，控制量为 δ_1。为避免实际驾驶过程中操纵不平稳导致参考值的高频波动，基于一阶低通滤波对参考模型输出进行处理，表示为：

式中，$\omega_{ref}(t)$ 为滤波输出值，rad/s；a 为滤波系数；K_d 为弥补滤波导致信号幅值衰减的增益。

为避免极限工况下较大的期望横摆角速度使车辆失稳，对车辆行驶中的横摆角速度进行限制[15]，即：

式中，$\bar{\omega}_z$ 为横摆角速度的上限，需要考虑轮胎纵向力对路面附着的利用情况，即符合轮胎附着椭圆

的限制，表示为：

1.3 车轮转角分配模型

多轴转向车辆应考虑各轴车轮之间的转向运动关系，即以主转向车轮为参考，获取其余各随动车轮以一定的几何关系跟随主转向车轮运动。假设四轴车辆的瞬时转向中心位于三四轴中间延长线上，则以车辆右转为例，理想的内、外轮转角关系应满足公式（12）~（14）。

一轴内、外轮之间：

一、二轴内轮之间：

二轴内、外轮之间：

式中，K 为左右转向节主销轴线延长线与支撑平面交点之间的距离，m；L_1 为一、二轴轴距，m；L_2 为二、三轴轴距，m；L_3 为三、四轴轴距，m；δ_{no} 为 n 轴外轮转角，deg；δ_{ni} 为 n 轴内轮转角，deg。

则以一轴右轮作为输入，可得其余车轮转角为：

2 计及横摆运动误差的主从协同控制策略

重载车辆全线控转向系统应使车辆具有良好的转向跟随性能，并且保证左右两侧转向电机能够协同运动，准确和稳定地响应转向控制指令，为此提出计及横摆运动误差的线控转向双电机主从协同控制策略。核心思想是以左侧电机的位置控制为主导，右侧电机以力矩控制模式进行跟随，通过多环嵌套方式将位置误差逐层转化为右侧电机的速度指令和力矩指令，同步以整车横摆角速度误差补偿右侧转向电机驱动力矩，实现线控转向系统的精准快速位置跟随。该控制策略既保留了位置控制的精度优势，又发挥了力矩控制的快速响应与抗扰优势，能够有效降低线控转向系统双电机不同步导致的驱动力矩内耗和车轮震荡。

2.2 位置-速度多环嵌套跟随控制

右侧转向电机作为从机，其力矩控制模式下的目标力矩指令由基础力矩和协同补偿力矩构成。其中，基础力矩依据左侧电机的目标角度与实际角度的误差，通过位置-速度的多环嵌套结构同步求解得到，从而实现右侧电机对左侧电机的运动跟随。基于位置–速度双闭环的随动控制器结构如图 4 所示。

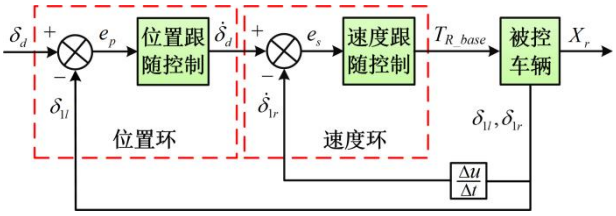


图 4　转向位置–速度双闭环随动控制器结构

位置同步环作为最外环，根据左侧车轮实际转角与目标转角的位置误差计算右侧电机的速度参考值，为右侧转向电机控制提供目标转速，保证右侧车轮位置跟随左侧车轮。定义位置同步误差为：

式中，δ_d 为左侧车轮目标转角，deg；δ_{1l} 为左侧车轮实际转角，deg。

采用 PID 控制计算右侧电机的转速参考值为：

式中，K_{pp}、K_{ip}、K_{dp} 分别为位置同步环的比例、积分、微分系数。

速度同步环作为内环，根据左右电机的速度误差计算右侧电机的力矩参考值，保证右侧电机速度跟随左侧电机，提高系统的响应性。定义速度同步误差为：

式中，$\dot{\delta}_d$ 为左侧电机目标转速，deg/s，$\dot{\delta}_{1r}$ 为右侧电机实际转速，deg/s。

采用 PID 控制计算右侧电机的基础力矩参考值为：

式中， K_{ps}、K_{is}、K_{ds} 分别为速度同步环的比例、积分、微分系数。

2.3 计及横摆运动的协同补偿控制

协同补偿力矩由前馈控制和整车横摆运动误差补偿构成。前馈补偿能够提前感知目标运动的变化，提高系统的响应速度；整车横摆运动误差补偿能够将车体的横摆运动误差转化为转向电机驱动力矩的补偿值，减小跟随滞后。计及横摆运动反馈补偿的线控转向双电机主从协同控制算法实现流程如图 5 所示。

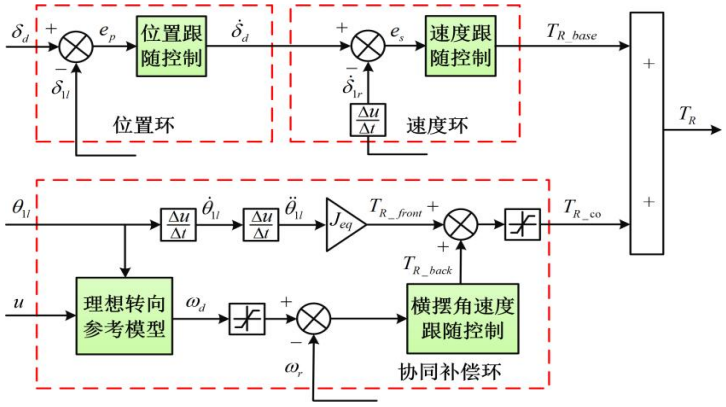


图 5　计及横摆运动反馈补偿的主从协同控制算法实现流程

前馈控制是为了使车轮转角的变化过程快速的趋近于期望值，其被定义为根据左侧电机的目标加速度，计算所需的前馈力矩，叠加到力矩环的输出中，具体表示为：

式中， $\ddot{\theta}_{ll}$ 为左侧车轮目标角加速度，deg/s²，通过对目标角度二次求导得到。

为进一步提升不同位置误差时系统的响应速度，在前馈力矩求解中引入动态增益调整，根据位置误差的大小动态调整前馈力矩的增益，兼顾系统的响应速度与稳定性。当位置误差较大时，增大比例增益以提高响应速度；当位置误差较小时，减小比例增益以保证系统稳定性。定义动态增益调整函数为：

式中， K_0 为基准比例增益； α 为增益调整系数； $|e_p|$ 为位置误差绝对值。

横摆运动补偿的作用是将车体的横摆运动误差转化为转向电机驱动力矩的补偿值，通过力矩补偿进一步快速消除车轮位置偏差，提高跟随的快速性。基于车辆理想转向参考模型求解期望横摆角速度 ω_d，结合实际横摆角速度 ω_r，定义横摆误差为：

采用 PID 控制器计算右侧电机的补偿力矩为：

式中， $K_{p\omega}$、$K_{i\omega}$、$K_{d\omega}$ 分别为速度同步环的比例、积分、微分系数。

综合前馈力矩与横摆运动反馈力矩的右侧转向电机的协同补偿力为：

左侧转向电机为主机，采用位置控制模式，直接接收目标转向角度 θ_l，负责精确控制左侧车轮转向角度，为系统提供位置基准；右侧转向电机为从机，采用“位置-速度多环嵌套跟随”+“横摆运动补偿”的分层控制结构，依据左侧电机的目标角度与实际位置，通过位置-速度-力矩逐层嵌套求解右侧电机的目标基础力矩值 T_{R_base}，同步利用整车的理想横摆角速度与实际横摆角速度，通过车速横摆运动补偿控制得到右侧电机的补偿力矩值 T_{R_co}，驱动右侧车轮快速跟随左侧车轮运动。右侧电机的总目标力矩为：

2.4 闭环控制算法实现

将车轮位置转角、车轮转动角速度、车身横摆角速度的期望值与实际值之间的偏差定义为：

$$e = X_d - X_r$$

式中，$X_r = \left[\delta, \dot{\delta}, \omega_r\right]^{\mathrm{T}}$ 为车辆底盘反馈的状态值；$X_d = \left[\delta_d, \dot{\delta}_d, \omega_d\right]^{\mathrm{T}}$ 为控制系统的期望值。

为了便于实现控制器应用，并减小系统的累计误差和计算量，采用递推式 PID 算法设计反馈控制器，即通过增量式 PID 算法递推位置式 PID 算法的方式。控制变量 $u(t)$ 定义为：

式中，K_p、K_i 和 K_d 分别为比例增益、积分增益、微分增益。

定义 τ 为采样周期，k 为采样序号，则连续时间 t 对应的离散采样时间表示为 $t = k\tau$。并且以矩形法数值积分近似代替积分，一阶后向差分近似代替微分，可得近似变换为：

通过式（10）对控制变量 $u(t)$ 进行离散化处理，则离散 PID 算法表示为：

结合控制器第 k-1 时刻的输出值，得到增量式 PID 算法公式为：

当控制器的采样周期固定时，通过三个连续的历史时刻的偏差值得到当前时刻的控制量为：

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u(k) \tag{31}$$

控制算法的约束条件包括车轮转角、车轮转动角速度、横摆角速度，其中车轮转角由实车的转向结构决定；车轮转动角速度通过实验测量车轮转向机构的最大转动速度获得。车辆运动学约束为：

3 验证分析

为了验证所提出的线控转向双电机主从协同控制策略的有效性，搭建线控转向系统试验台架，由方向盘总成、转向控制器、转向电机、减速器、转向拉杆机构、测控系统组成。根据转向系统功能要求，依次进行稳态误差、阶跃响应、瞬态响应工况测试，采用实车方向盘总成作为系统控制输入，并由驾驶员转动方向盘来模拟真实转向工况，通过总线分析仪采集和记录试验过程的原始数据。

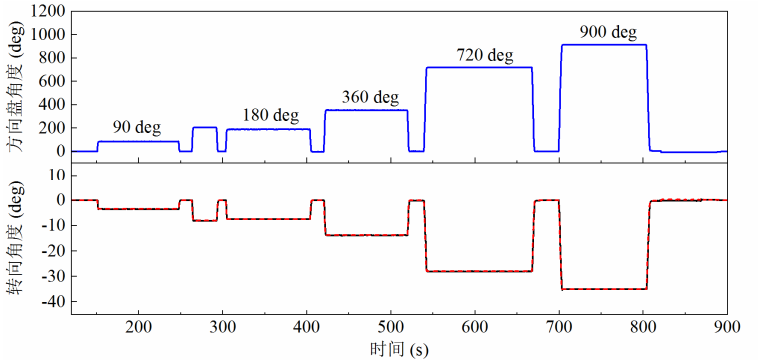
3.1 稳态误差工况

稳态误差用于评价线控转向系统稳定保持转向角度的能力，分别进行方向盘转向幅度为 90°±10°、180°±10°、360°±10°、720°±10°、900°±10°的转向稳态目标值保持能力测试。每种工况重复三次，对车轮转角数据进行最大波动值计算，并求解平均值，结果如表 1 所示。

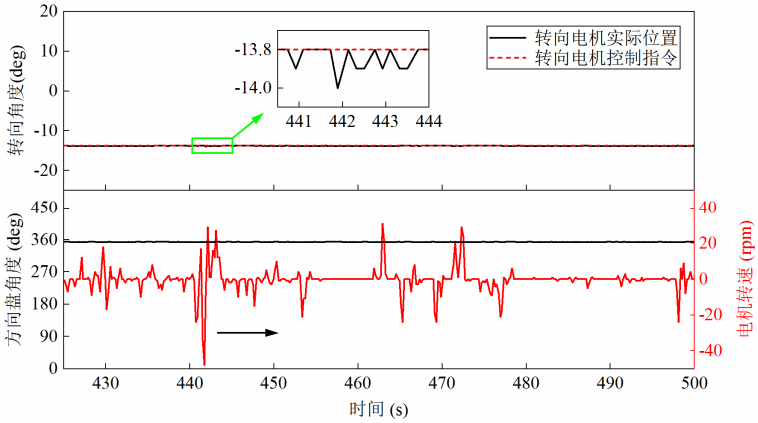
表 1　稳态跟随性能测试结果

方向盘角度	一二桥车轮转角误差（°）			
	1	2	3	平均误差
90°±10°	0.1	0.1	0.1	0.1
180°±10°	0.1	0.1	0.1	0.1
360°±10°	0.1	0.1	0.2	0.13
720°±10°	0.1	0.1	0.1	0.1
900°±10°	0.1	0.1	0.1	0.1

图 6（a）为稳态误差整体测试过程，各转向幅值的测试保持时间大于 60s，且整体上转向角度能够很好地跟随方向盘角度变化趋势；图 6（b）为方向盘转角幅度为 360°±10°的测试结果，此时转向电机目标角度为 13.8 deg，转向电机实际角度整体保持平稳，持续时间 75s 内的最大波动幅度为 0.2 deg，相应电机转速为 48 rpm，波动幅度为车轮转动范围的 0.57%，波动幅度较小。综合表 1 的稳态跟随性能测试数据可知，稳态平均幅值误差为 0.11 deg，转向系统具有较高的转向角度保持能力。



（a）稳态误差整体测试结果



（b）方向盘转角幅度 360°±10°

图 6　稳态误差测试结果

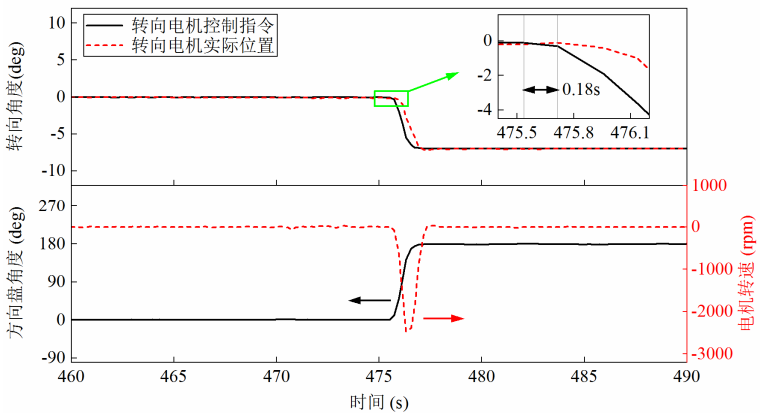
3.2 阶跃响应工况

阶跃响应用于评价线控转向系统快速和准确跟踪方向盘转向指令的能力，分别进行方向盘转向幅度为 90°±10°、180°±10°、360°±10°、720°±10°、900°±10°的阶跃转向测试。每种工况重复三次，并对车轮转角数据进行幅值误差和响应时间计算，结果如表 2 所示。

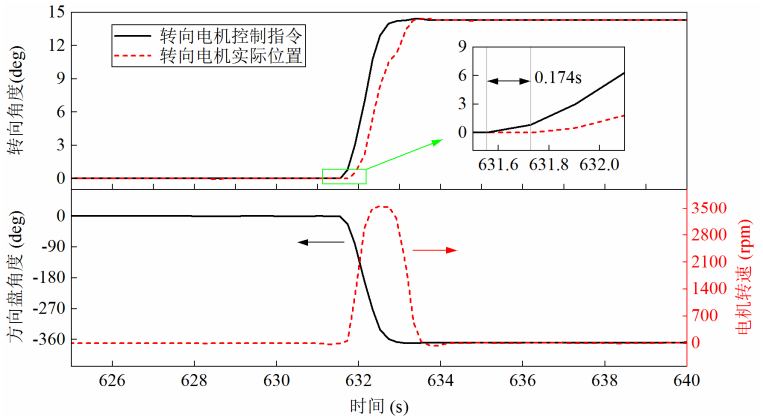
表 2　阶跃转向性能测试数据

方向盘转动角	幅值误差(°)				响应时间（s）			
	1	2	3	平均值	1	2	3	平均值
90°±10°	0.1	0.1	0	0.067	0.1765	0.1790	0.1790	0.1782
180°±10°	0	0	0.1	0.033	0.1740	0.1741	0.1758	0.1746
360°±10°	0	0.1	0	0.033	0.1741	0.1788	0.1741	0.1757
720°±10°	0.1	0	0	0.033	0.1796	0.176	0.1796	0.1784
900°±10°	0	0.1	0	0.033	0.179	0.1768	0.1796	0.1785

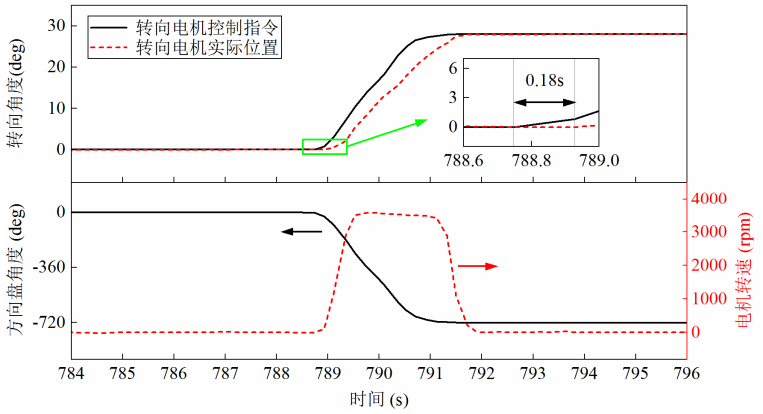
图 7（a）为方向盘转向幅度为 180°±10°的测试结果，此时转向电机的目标角度为 7 deg，转向电机实际角度整体保持平滑跟随，最大幅值误差为 0.1 deg，最大时间延迟为 0.18s；图 7（b）为方向盘转向幅度为 360°±10°的测试结果，此时转向电机的目标角度为 14.3 deg，转向电机实际角度整体保持平滑跟随，最大幅值误差为 0.1 deg，最大时间延迟为 0.174s；图 7（c）为方向盘转向幅度为 720°±10°的测试结果，此时转向电机的目标角度为 28 deg，转向电机实际角度整体保持平滑跟随，最大幅值误差为 0.1 deg，最大时间延迟为 0.18s。综合表 2 的阶跃转向性能测试数据可知，阶跃响应测试的平均幅值误差为 0.04 deg，平均响应时间为 0.177s，转向系统具有较高的转向角度跟踪精度和快速响应能力。



（a）方向盘转角幅度 180°±10°



（b）方向盘转角幅度 360°±10°



（c）方向盘转角幅度 720°±10°

图 7　阶跃响应测试结果

3.3 瞬态响应工况

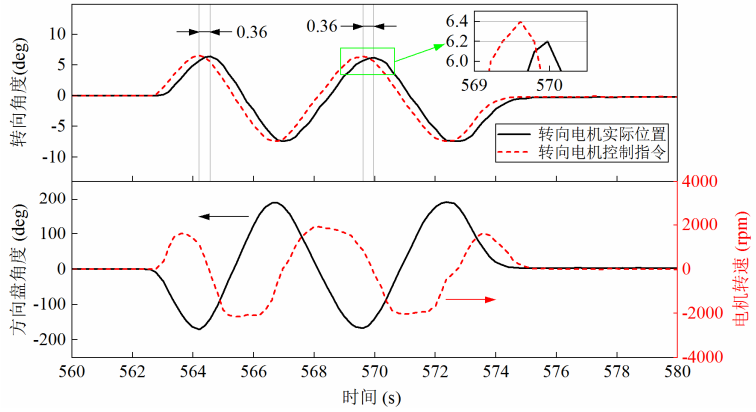
瞬态响应可进一步评价线控转向系统连续快速和准确跟踪方向盘转向指令的能力，分别进行方向盘转向幅度为 90°±10°、180°±10°、360°±10°、720°±10°、900°±10°的连续正弦曲线转向测试。每种工况重复三次测试，并分别对车轮转角数据进行幅值误差和响应时间计算，结果如表 3 所示。

表 3　瞬态转向性能测试数据

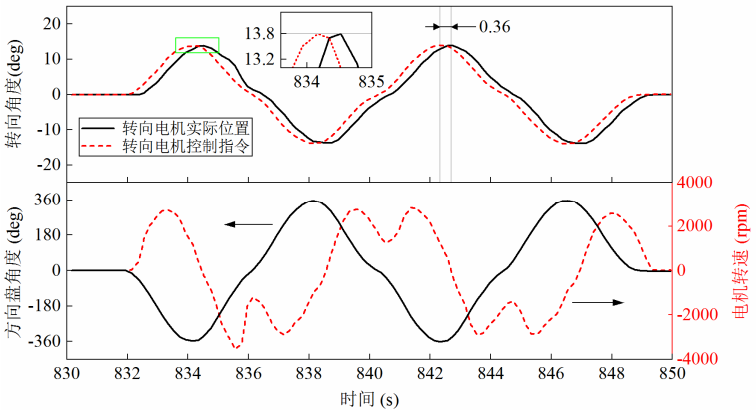
方向盘转动角	幅值误差(°)				响应时间(s)			
	1	2	3	平均值	1	2	3	平均值
90°±10°	0.1	0	0.1	0.06	0.3591	0.3790	0.4189	0.3857
180°±10°	0	0.1	0.2	0.1	0.1795	0.4187	0.3590	0.3163

360°±10°	0	0	0	0	0.1497	0.4155	0.3591	0.3081
720°±10°	0.3	0.1	0.3	0.23	0.4190	0.2394	0.3540	0.3374
900°±10°	0.1	0.2	0	0.1	0.2479	0.3516	0.3526	0.3174

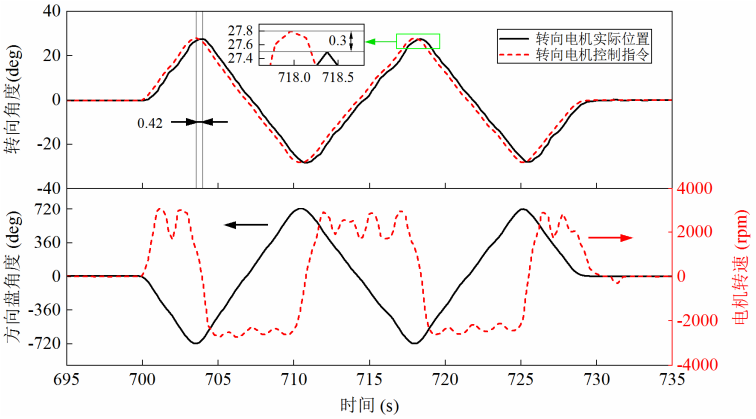
图 8（a）为方向盘转向幅度为 180°±10°的测试结果，此时转向电机的最大目标角度为 6.4 deg，转向电机实际角度整体保持平滑跟随，持续 2 个正弦周期内的最大幅值误差为 0.2 deg，最大时间延迟为 0.36s；图 8（b）为方向盘转向幅度为 360°±10°的测试结果，此时转向电机的最大目标角度为 13.8 deg，转向电机实际角度整体保持平滑跟随，持续 2 个正弦周期内的最大幅值误差为 0 deg，最大时间延迟为 0.36s；图 8（c）为方向盘转向幅度为 720°±10°的测试结果，此时转向电机的最大目标角度为 27.8 deg，转向电机实际角度整体保持平滑跟随，持续 2 个正弦周期内的最大幅值误差为 0.3 deg，最大时间延迟为 0.42s。综合表 3 的瞬态转向性能测试数据可知，瞬态响应的最大平均幅值误差为 0.1 deg，平均响应时间为 0.33s，转向系统具有较高的转向角度跟踪精度和快速响应能力。



（a）方向盘转角幅度 180°±10°



（b）方向盘转角幅度 360°±10°



（c）方向盘转角幅度 720°±10°

图 8　瞬态响应测试结果

综合以上试验结果分析可知，系统稳态平均幅值误差为 0.11 deg，具有较高的转向角度保持能力；阶跃响应测试的平均幅值误差为 0.04 deg，平均响应时间为 0.177s；瞬态响应的平均幅值误差为 0.1 deg，平均响应时间为 0.33s，具有较高的转向角度跟踪精度和快速响应能力。试验结果验证了所提出的线控转向双电机主从协同控制算法能够实现右侧电机对左侧电机的快速准确跟随。

4 结论

针对重载越野车辆全线控转向系统的左右电机协同控制问题，提出一种计及横摆运动误差的线控转向双电机主从协同控制策略，并进行了试验验证。1）搭建左侧电机位置主控、右侧电机力矩随动的分层控制架构，设计位置-速度-力矩多环嵌套主从协同控制策略，实现了右侧转向电机对左侧转向电机目标转角的动跟随；2）构建以车体横摆角速度为期望状态的转向电机驱动力矩闭环反馈修正机制，通过车体实际运动状态与期望状态的偏差实时优化了右侧转向电机驱动力矩控制指令。控制策略充分发挥了位置控制和力矩控制的精度优势和快速响应能力，系统最大平均幅值误差为 0.11 deg，最大平均响应时间为 0.33s，有效提升转向角度跟踪精度和快速响应能力。后续研究将进一步考虑参数不确定性、非线性摩擦等因素的影响，研究更具鲁棒性的自适应控制策略，并开展实车试验验证。

参考文献：

[1] 吴建洋,王俊业,杨波,等.多轴重载分布式电驱动车辆全轮转向控制研究[J].机械工程学报,2026,62(8):317-331.

[2] 张寒,刘开华,王春燕,等.四轮分布式线控转向系统稳定与协调控制研究[J].机械工程学报,2024,60(10):425-438.

[3] 彭闪闪,贺林,徐子昂,等.无感线控转向阻力矩比积观测器与转角反步控制[J].机械工程学报,2026,62(8):114-124.

[4] 赵健,何聪,刘枫,等.线控转向系统自适应抗扰转角控制策略[J].汽车工程,2025,47(5):888-896+919.

[5] He L, Xu Z, Wei Y, et al. Variable Stability Control Approach for Angle Following of Steer-by-wire System[J].Chinese Journal of Mechanical Engineering,2025,38(5):147-162.

[6] 何肖军, 杨坤, 马超, 等. 线控转向系统的路感设计研究[J].科学技术与工程,2025, 25(2): 806-815.

[7] Kirli A, Chen Y, Okwudire C, et al. Torque-Vectoring-Based Backup Steering Strategy for Steer-by-Wire Autonomous Vehicles with Vehicle Stability Control[J].IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, PP(99):1-1.

[8] 鲍晓明,林涛,郑晓翔,等.双电机同步控制技术综述[J].微特电机,2024,52(8):68-73.

[9] 何磊.基于 FlexRay 总线的线控转向系统双电机控制方法研究[D].吉林大学,2011.

[10] 邹松春.双电机线控转向车辆个性化稳定性与同步跟踪控制研究[D].南京航空航天大学,2023.

[11] 王帅,施国标,桑冬岗,等.线控双电机转向系统滑模同步控制及其硬件在环仿真[J].中国公路学报,2021,34(9):61-69.

[12] 李豪坤,常新宇,蔺秋弘.线控转向双电机的控制策略设计与仿真研究[J].传动技术,2025,39(3):33-42.

[13] 李鹰,张志鹏.新能源车双电机线控系统的同步转向角控制[J].机床与液压,2024,52(8):54-61.

[14] 杜文龙,陈俐,刘文通,等. 考虑延迟的线控转向二自由度内模控制[J].中国机械工程,2021,32(16): 1904-1911,1920.

[15] 吉志勇,武仲斌,任志勇,等.基于多环嵌套的矿山车辆铰接系统差动折腰转向控制策略[J].煤炭学报,2025,50(4):2321-2332.

面向端到端自动驾驶的导航感知与风险校准稠密轨迹评分方法

谢光达，刘龙，苏云泉，高博，李泽锴，刘珺玮，耿艳东，苗蕾，陈奕龙

内蒙古第一机械集团股份有限公司科研所，内蒙古 包头 014000

摘　要：端到端自动驾驶规划需要生成安全、可解释且符合导航意图的未来轨迹。SparseDriveV2 通过路径词表与速度词表分解构建超稠密候选空间，并以由粗到细的评分策略完成轨迹选择，但其路径候选缺少显式导航约束，独立 Top-K 粗筛易造成候选冗余，安全指标也缺乏面向长尾风险的校准。本文提出导航感知与风险校准稠密轨迹评分方法 NRC-SparseDrive。该方法引入导航感知路径先验，使候选路径与驾驶指令和路线几何一致；设计多样性保持渐进筛选策略，在高分候选中保留互补的路径与速度模式；构建风险校准评分机制，对碰撞、可行驶区域、交通灯和 TTC 等安全指标进行重加权监督与安全优先决策。实验结果表明，所提方法在保持 SparseDriveV2 纯评分范式的同时，提高了候选覆盖率、安全指标和综合 EPDMS 表现。

关键词：端到端自动驾驶；轨迹评分；导航感知；风险校准

1 引言

端到端自动驾驶试图将感知、预测与规划等传统模块融合到统一模型中，直接从传感器观测和车辆状态预测未来行驶轨迹。相较于级联式系统，端到端方法能够减少人工设计接口带来的误差传播，并使模型围绕最终驾驶目标进行联合优化。近年来，UniAD[1]、VAD[2]、SparseDrive[3]等方法从不同角度推动了端到端规划的发展。由于真实驾驶行为具有多模态性，同一场景下往往存在多条符合交通规则且可执行的候选轨迹，因此如何有效表达候选轨迹空间并从中选择最优轨迹，成为端到端规划中的关键问题。

现有多模态规划方法大体可以分为动态生成式方法和静态候选评分式方法。动态生成式方法通过回归、扩散模型或流匹配等机制，根据当前场景生成候选轨迹，具有较强的表达灵活性。DiffusionDrive[4]与 GoalFlow[5]等工作表明，生成式建模能够提升复杂场景下的轨迹多样性。然而，这类方法通常引入额外生成网络或迭代采样过程，训练和推理复杂度相对较高。评分式方法则预先构建候选轨迹词表，在给定场景下对候选轨迹逐一评分并选择最优轨迹。Hydra-MDP[6]、DriveSuprim[7]和 GTRS[8]等方法证明，轨迹评分具有结构清晰、决策过程直接、便于引入规则指标监督等优点。

SparseDriveV2[9]进一步从规模化角度重新审视评分式规划。该方法将完整时空轨迹分解为几何路径和速度序列，通过“路径-速度”组合构建 1024×256 级别的超稠密轨迹词表，并采用先独立评分路径和速度、再对少量组合轨迹精细评分的策略，在 NAVSIM[10]和 Bench2Drive[11]上取得较强性能。该结果说明，静态词表并非必然受限于粗粒度候选覆盖；只要词表表示和评分过程足够可扩展，纯评分式规划仍具有很强竞争力。

尽管如此，SparseDriveV2 的原始设计仍有进一步提升空间。首先，路径词表（Path Vocabulary）主要由全局驾驶轨迹聚类得到，虽然模型输入中包含驾驶指令，但候选路径本身并不显式条件化于导航意图或路线中心线。在复杂路口、匝道、并线和掉头等场景中，粗筛阶段可能将与当前导航不一致但局部分数较高的路径保留下来，从而降低最终组合轨迹对真实意图的覆盖。其次，原方法在每层解码器中分别对路径分数和速度分数执行前 k 项（Top-K）筛选。该策略实现简单，但容易保留多个几何形态相近或速度模式相似的候选，导致筛选后的候选集合缺少多样性。最后，SparseDriveV2 使用多个预测驾驶模型（Predictive Driver Model, PDM）子指标的二分类监督训练指标预测头（Metric

Heads），并在推理阶段按照评价公式组合指标分数。该方式对指标可解释性较友好，但安全类指标通常具有长尾和强约束特征，普通二元交叉熵（Binary Cross Entropy, BCE）监督和固定乘加组合无法充分表达低概率高代价风险。

针对上述问题，本文提出 NRC-SparseDrive，即一种融合导航先验、多样性保持筛选和风险校准评分的稠密轨迹评分框架。该方法保持 SparseDriveV2 的核心优势，即不引入动态轨迹生成器，也不破坏“路径-速度”分解式词表结构。具体而言，本文首先构建导航感知路径先验，将驾驶指令和路线中心线几何一致性引入路径候选评分，使粗筛过程更关注与当前任务匹配的路径模式。随后，本文提出多样性保持的渐进式筛选策略，在路径和速度筛选时同时考虑候选分数与候选间距离，避免 Top-K 集合被少数相似模式占据。最后，本文设计风险校准评分机制，对安全相关指标采用重加权监督，并在最终决策中引入安全门控项，使模型在综合得分相近时倾向选择风险更低的轨迹。

本文的主要工作如下：

(1) 提出导航感知路径先验，在分解式轨迹词表中显式引入驾驶指令与路线几何信息，提高复杂路口和导航强约束场景下的路径候选覆盖率。

(2) 设计多样性保持的渐进式候选筛选策略，在不显著增加推理开销的前提下缓解独立 Top-K 筛选导致的候选冗余问题。

(3) 构建风险校准评分机制，通过安全类指标重加权监督和安全优先决策提升长尾风险场景下的规划鲁棒性。

(4) 在 NAVSIM 上开展主结果、消融实验、候选覆盖率和安全校准分析，验证所提方法在综合规划性能与安全决策方面的有效性。

2 相关工作

2.1 端到端自动驾驶规划

端到端自动驾驶方法直接从传感器观测、地图或车辆状态中生成控制命令或规划轨迹。TransFuser[12]通过 Transformer 融合多模态传感器特征，为端到端驾驶中的感知与规划联合建模提供了早期基线。TCP[13]将轨迹预测与控制预测结合，展示了较简单结构在闭环驾驶中的有效性。UniAD 从规划导向角度统一感知、预测、地图和规划任务，强调规划目标对中间任务表示的牵引作用。VAD 采用向量化场景表示提升端到端规划效率。SparseDrive 则通过稀疏场景表示降低计算冗余，为后续稠密候选评分方法提供了重要基础。

2.2 轨迹候选评分式规划

评分式规划方法通常预先构造候选轨迹集合，并学习场景条件下的轨迹评分函数。Hydra-MDP 通过多目标蒸馏从人类专家和规则教师中学习多模态规划能力，体现了评分式方法在利用多源监督方面的优势。Hydra-MDP++[14]进一步引入专家引导蒸馏提升规划质量。DriveSuprim 关注精细轨迹选择能力，通过更强的评分模块提升候选轨迹间的判别性。GTRS 尝试统一静态词表和动态候选评分，说明鲁棒评分器对于多模态规划至关重要。SparseDriveV2 从词表规模化出发，通过路径和速度分解扩大候选空间，是本文工作的直接基础。

2.3 生成式轨迹规划

与静态词表方法不同，生成式规划方法根据当前场景动态生成候选轨迹。DiffusionDrive 将截断扩散模型引入端到端自动驾驶，通过去噪过程生成多模态轨迹。DiffusionDriveV2[15]进一步结合强化学习约束，试图抑制低质量模式并探索高质量轨迹。GoalFlow 采用目标驱动的流匹配机制生成多模态轨迹。这类方法具有较强表达能力，但通常需要额外生成过程或训练策略。本文并不否定动态生成方法的价值，而是关注如何在保持静态稠密评分框架简洁性的同时进一步提升候选覆盖与安全决策能力。

2.4 风险感知与安全约束规划

自动驾驶规划不仅要贴近人类专家轨迹，还必须满足碰撞避免、可行驶区域、交通灯、车道保

持和舒适性等安全与规则约束。NAVSIM 使用 PDM 相关指标评价非反应式仿真中的规划质量，Bench2Drive 则从闭环多能力角度评估端到端驾驶方法。对于评分式规划而言，安全指标既可以作为训练监督，也可以作为推理阶段的选择依据。然而安全事件通常呈现样本稀缺、代价不对称和分布长尾等特点，简单地将各指标作为普通二分类任务训练，可能导致模型在少数高风险场景下置信度不足。因此，本文将风险校准作为评分式规划的重要组成部分。

3 方法

3.1 问题定义与基线回顾

给定当前时刻的多视角图像观测o_t、车辆状态e_t和导航指令c_t，端到端规划模型需要预测未来T个时刻的自车轨迹：

$$\tau = \{(x_i, y_i, \theta_i)\}_{i=1}^{T} \tag{1}$$

其中(x_i, y_i, θ_i)表示自车坐标系下第i个未来位姿。评分式规划预先构建轨迹词表$\mathcal{T}$，并学习场景条件评分函数$s(\tau, o_t, e_t, c_t)$，最终选择最高分候选：

$$\tau^* = \underset{\tau \in \mathcal{T}}{\operatorname{argmax}} s(\tau, o_t, e_t, c_t) \tag{2}$$

SparseDriveV2 将轨迹分解为几何路径p与速度序列v。路径表示为固定空间间隔采样的二维几何序列，速度表示为固定时间间隔的标量速度序列：

$$p = \{(x_j, y_j, \theta_j)\}_{j=1}^{S}, \quad v = \{v_i\}_{i=1}^{T} \tag{3}$$

通过组合算子$\mathcal{C}(p, v)$，路径和速度可以重构为时空轨迹。若路径词表为$\mathcal{P}$，速度词表（Velocity Vocabulary）为$\mathcal{V}$，则组合轨迹词表为：

$$\mathcal{T} = \{\mathcal{C}(p_m, v_n) | p_m \in \mathcal{P}, v_n \in \mathcal{V}\} \tag{4}$$

原始 SparseDriveV2 先分别对路径和速度进行粗评分并保留 Top-K 候选，再对少量组合轨迹执行细粒度指标评分（Metric Scoring）。本文沿用这一主干结构，并在路径先验、候选筛选和风险评分三个环节进行改进。

NRC-SparseDrive 整体框架如图 1 所示。模型沿用 SparseDriveV2 的“路径-速度”分解式候选轨迹评分范式，并在路径先验、候选筛选和最终评分三个阶段分别引入导航感知约束、多样性保持筛选和风险校准决策。

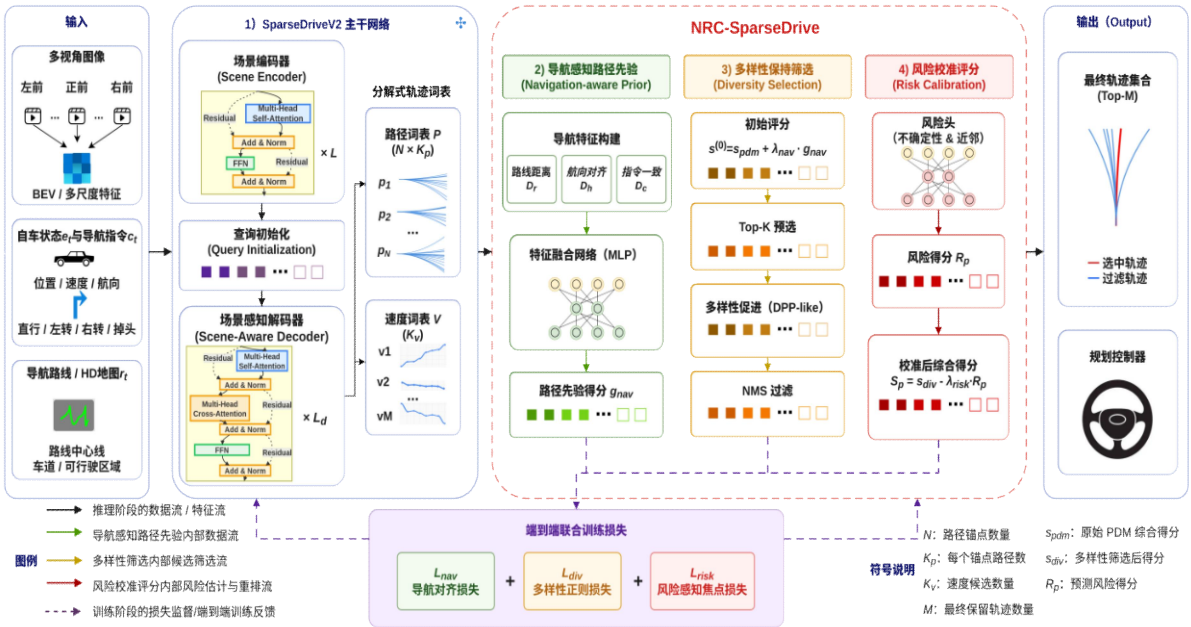


图 1　NRC-SparseDrive 整体框架图

3.2 导航感知路径先验

原始路径词表由训练集未来轨迹聚类得到，是一个全局共享的静态集合。虽然驾驶指令被编码进模型状态特征，但候选路径本身没有显式区分直行、左转、右转、变道和掉头等导航意图。为此，本文引入导航感知路径先验，从候选表示和评分两方面增强路径与当前导航任务的一致性。

设导航条件为c_t，路线中心线或局部参考路径为r_t。对于第m个路径候选p_m，本文构造导航一致性特征：

$$\phi_{\text{nav}}(p_m, c_t, r_t) = [d_{\text{route}}(p_m, r_t),\ \Delta\psi(p_m, r_t),\ \eta(p_m, c_t)] \tag{5}$$

其中d_{route}表示路径候选与路线中心线的平均横向距离，$\Delta\psi$表示路径末端航向与路线方向的差异，η表示路径候选与驾驶指令的匹配度。对于无显式中心线可用的场景，可退化为仅使用导航指令和历史自车状态估计的弱导航先验。

路径候选的最终粗评分定义为：

$$s_p(p_m) = f_p(q_m, F, e_t) + \lambda_{\text{nav}} g_{\text{nav}}(\phi_{\text{nav}}(p_m, c_t, r_t)) \tag{6}$$

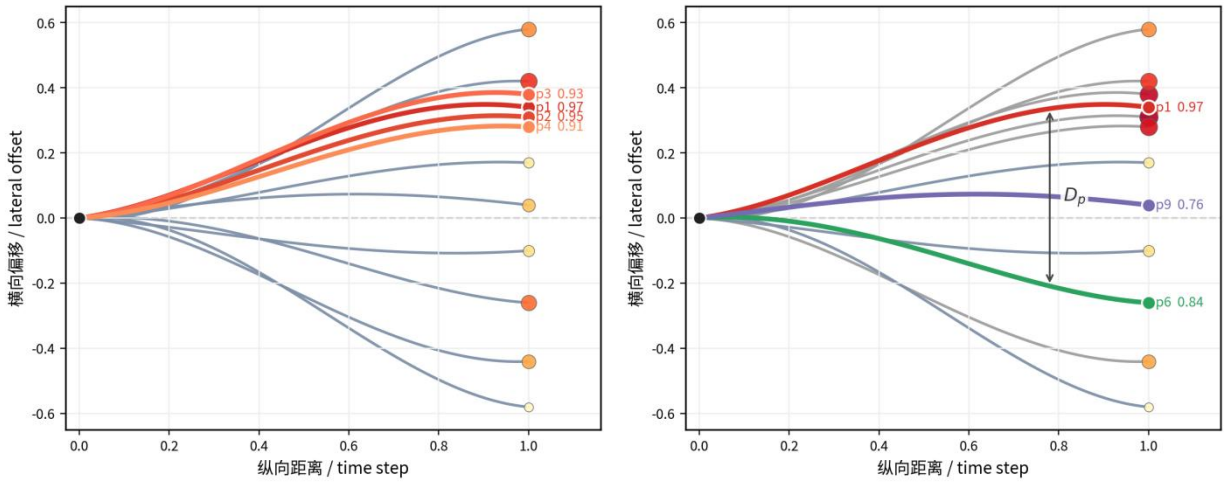
其中q_m为路径候选嵌入，F为图像主干网络（backbone）提取的场景特征，f_p为原始路径评分器，g_{nav}为导航先验评分函数，λ_{nav}为权重系数。该设计不改变路径词表的基本形式，只在评分阶段显式鼓励与导航一致的路径进入后续筛选集合。

进一步地，若训练数据中导航指令和路线信息较完整，还可以构建条件路径词表$\mathcal{P}_c$。本文采用更易落地的评分先验作为主方案，并将条件词表作为扩展方案进行讨论，以避免过度依赖数据预处理质量。

3.3 多样性保持的渐进式候选筛选

在原始 SparseDriveV2 中，路径和速度分别按照分数执行 Top-K 筛选。该策略的计算效率高，但存在候选冗余风险。例如在左转场景中，多个候选路径可能集中在相近曲率和横向偏移范围，而另一类虽然分数略低但可行的绕行路径被提前剔除。为缓解这一问题，本文提出多样性保持的渐进式候选筛选。

多样性保持候选筛选示意图如图 2 所示。原始 Top-K 策略仅依据路径或速度分数排序，容易保留多条几何形态相近的候选；本文策略在预选高分候选后引入路径距离D_p和速度距离D_v，逐步保留高分且互补的候选集合，从而提高后续组合轨迹对专家轨迹和安全备选轨迹的覆盖。



（a）原始 Top-K 筛选策略　　（b）多样性保持候选筛选策略

图 2　Top-K 筛选与多样性保持候选筛选对比

对于路径候选p_i与p_j，定义几何距离：

$$D_p(p_i, p_j) = \frac{1}{S}\sum_{s=1}^{S} \|(x_{i,s}, y_{i,s}) - (x_{j,s}, y_{j,s})\|_2 \tag{7}$$

对于速度候选v_i与v_j，定义速度序列距离：

$$D_v(v_i, v_j) = \frac{1}{T}\sum_{t=1}^{T} |v_{i,t} - v_{j,t}| \tag{8}$$

筛选时先根据分数取一个较大的候选池，然后以贪心方式保留高分且与已选集合足够不同的候选。以路径为例，若当前已选集合为$\mathcal{S}_p$，则候选p_i的多样性修正分数为：

$$\tilde{s}_p(p_i) = s_p(p_i) + \lambda_{\text{div}} \min_{p_j \in \mathcal{S}_p} D_p(p_i, p_j) \tag{9}$$

其中λ_{div}控制分数与多样性的权衡。当$\mathcal{S}_p$为空时，直接选择最高分候选。速度候选采用相同形式。该过程可视为轻量级的非极大值抑制(Non-Maximum Suppression, NMS)或类行列式点过程（Determinantal Point Process-like, DPP-like）筛选近似，在不进行组合轨迹全量评估的情况下提高保留集合的覆盖能力。

在两层解码器结构中，第一层保留更大范围的多样化路径和速度候选，第二层再加强分数导向，使候选集合逐步从“覆盖充分”过渡到“质量精细”。这一设计与原始渐进式评分策略兼容，且主要增加候选间距离计算，计算量远小于对全量组合轨迹执行精评分。

3.4 风险校准评分机制

最终轨迹选择不仅依赖模仿学习距离，也需要满足安全和交通规则指标。SparseDriveV2 在最后一层对组合轨迹预测多个指标逻辑值（Metric Logits），并按照 PDM 或扩展预测驾驶模型得分（Extended Predictive Driver Model Score, EPDMS）的指标结构组合为最终分数。本文在此基础上引入风险校准机制，重点处理安全类指标的长尾性和代价不对称性。

设安全类指标集合为$\mathcal{M}_s$，例如无责任碰撞（No at-fault Collisions, NC）、可行驶区域合规性（Drivable Area Compliance, DAC）、行驶方向合规（Driving Direction Compliance, DDC）、交通灯合规（Traffic Light Compliance, TLC）和预计碰撞时间（Time To Collision, TTC）约束；效率与舒适类指标集合为$\mathcal{M}_q$，例如自车行驶进度（Ego Progress, EP）、车道保持和舒适性。对于每个安全指标$m \in \mathcal{M}_s$，本文采用加权焦点损失（Focal Loss）形式的监督损失：

$$\mathcal{L}_m = -\alpha_m(1-\hat{y}_m)^{\gamma} y_m \log\hat{y}_m - (1-\alpha_m)\hat{y}_m^{\gamma}(1-y_m)\log(1-\hat{y}_m) \tag{10}$$

其中y_m为指标缓存（Metric Cache）计算得到的指标标签，$\hat{y}_m$为模型预测概率，α_m和γ用于增强困难样本和安全失败样本的影响。对于效率和舒适类指标，仍采用标准 BCE 或平滑回归监督，以避免过度牺牲行驶效率。

推理阶段，本文将原有综合分数扩展为安全优先分数：

$$S(\tau) = S_{\text{pdm}}(\tau) - \lambda_{\text{risk}} R(\tau) \tag{11}$$

其中S_{pdm}为按评价公式组合得到的原始指标分数，$R(\tau)$为风险惩罚项：

$$R(\tau) = \sum_{m \in \mathcal{M}_s} w_m (1-\hat{y}_m) \tag{12}$$

若某条轨迹在任一关键安全指标上的预测概率低于阈值δ_m，还可以触发安全门控，降低其最终排序。该设计使模型在多个候选综合分数接近时优先选择安全置信度更高的轨迹。

1.9 训练目标与推理流程

整体训练目标由路径监督、速度监督、组合轨迹模仿监督和风险校准指标（metric）监督组成：

$$\mathcal{L} = \mathcal{L}_p + \mathcal{L}_v + \mathcal{L}_\tau + \lambda_m \sum_{m \in \mathcal{M}} \mathcal{L}_m \tag{13}$$

其中$\mathcal{L}_p$、$\mathcal{L}_v$和$\mathcal{L}_\tau$沿用基于候选距离软标签（Soft Label）的交叉熵监督，$\mathcal{L}_m$根据指标类型采用风险重加权或普通 BCE。推理时，模型先提取多视角图像特征和车辆状态特征；随后对路径和速度候

选分别评分，经过多样性保持筛选得到小规模候选集合；最后组合路径和速度生成轨迹候选，执行轨迹重条件化和风险校准评分，选择最终轨迹。

4 实验与结果

4.1 实验设置

本文主要在 NAVSIM v2 上验证方法有效性。采用 NAVSIM 的训练集（NAVSIM training split, navtrain）进行训练，NAVSIM 的测试集（NAVSIM testing split, navtest）进行测试。评价指标包括 EPDMS 及其子指标：无责任碰撞、可行驶区域合规、行驶方向合规、交通灯合规、碰撞时间、自车行驶进度、车道保持和历史舒适性。为便于与原始 SparseDriveV2 对齐，主干网络采用 ResNet-34，多视角输入使用左前、正前和右前三个摄像头，图像分辨率保持 256×512。路径词表规模设为 1024，速度词表规模设为 256，规划时间范围为 4s，采样间隔为 0.5s。

训练阶段沿用 SparseDriveV2 的数据缓存和指标缓存设置，并在相同训练轮数、批大小和学习率下比较不同模块的影响。除特别说明外，各组实验均采用相同随机种子和推理配置，以保证结果具有可比性。

4.2 主结果

表 1 给出了本文方法与代表性方法在 NAVSIMv2 上的对比结果，重点考察稠密候选评分框架在安全性、道路合规性和行驶效率方面的综合表现。由于不同方法采用的视觉主干并不完全一致，跨方法对比用于说明本文方法在现有方法中的整体性能水平；本文与 SparseDriveV2 的对比采用相同的 ResNet-34 主干，能够更直接地反映所提出改进的有效性。

本文方法与原始 SparseDriveV2 相比，子指标中 EP 的增幅最大，说明模型在提高安全相关指标的同时并未通过过度保守的减速或停车换取安全得分；NC 与 TTC 的同步提升则表明最终轨迹对碰撞风险的处理得到改善。各项指标均呈同向变化，未出现某一项明显下降而综合分数上升的情况，因此 EPDMS 的提升来源于安全性、道路合规性和通行效率的共同改善，而不是单一子指标的补偿效应。

与 Hydra-MDP++和 DriveSuprim 相比，NRC-SparseDrive 在较轻量的 ResNet-34 主干下仍取得更高综合得分，说明提升规划性能并不只依赖增强视觉特征提取能力，候选集合的组织方式与最终评分质量同样是稠密轨迹规划中的关键因素。

表 35　NAVSIM v2 主结果对比

方法	Backbone	NC	DAC	TTC	EP	EPDMS
Hydra-MDP++[14]	V2-99	98.4	98.0	97.7	87.5	85.1
DriveSuprim[7]	V2-99	97.8	97.9	97.1	90.6	86.0
SparseDriveV2[9]	ResNet-34	98.1	98.1	97.3	91.1	86.7
NRC-SparseDrive	ResNet-34	98.7	98.4	97.9	92.0	87.4

4.3 消融实验

表 2 展示三个核心模块的消融结果，其中 Nav 表示导航感知路径先验，Div 表示多样性保持筛选，Risk 表示风险校准评分。为避免其他模块干扰，三个单模块配置均仅在 SparseDriveV2 上启用对应改进，并以 EPDMS 衡量其对整体规划质量的影响。

结果显示，三个单模块配置综合得分均优于基线，每个设计均具有稳定收益，而不是只在完整系统中偶然有效，说明每项改进在独立启用时都能改善最终规划结果。此外完整 NRC-SparseDrive 的 EPDMS 达到最高的 87.4，说明联合使用三个模块能够在任一单独改进的基础上继续提升性能，其原因在于三个模块最终都影响进入精评分阶段的候选及其排序，因而可以共同修正部分相同的失败样本。

表 36　模块消融实验

配置	Nav	Div	Risk	EPDMS
SparseDriveV2 baseline	–	–	–	86.7
+ 导航感知路径先验	√	–	–	87.2
+ 多样性保持筛选	–	√	–	86.9
+ 风险校准评分	–	–	√	87.0
完整 NRC-SparseDrive	√	√	√	87.4

4.4 候选覆盖率与多样性分析

仅报告最终 EPDMS 难以解释候选筛选策略的真实作用，因此本文增加候选覆盖率和多样性指标。候选覆盖率定义为筛选后组合轨迹集合中，与专家轨迹最近的候选是否落入给定距离阈值内。对于第i个样本，其 Top-K 覆盖误差可表示为：

$$e_i^K = \min_{\tau \in \mathcal{T}_i^K} d(\tau, \tau_i^{\mathrm{gt}}) \tag{14}$$

其中$\mathcal{T}_i^K$为筛选后的候选集合，τ_i^{gt}为专家轨迹。若$e_i^K < \epsilon$，则认为该样本被候选集合覆盖。多样性则采用候选间平均几何距离和速度距离衡量。

候选覆盖率与多样性实验结果如表 3 所示。Recall@400（前 400 候选召回率）表示最终精评分候选集合对专家轨迹的覆盖率。多样性保持筛选与原始 top-k 筛选相比，覆盖率和两类候选间距离同时增加，说明该策略确实减少了高分候选在相近路径形状和速度模式上的重复。由于精评分阶段只能处理固定数量的组合轨迹，降低候选冗余相当于将有限的计算预算分配给更多不同的运动模式，从而提高专家轨迹附近存在可行候选的概率。在多样性保持筛选基础上加入导航感知路径先验后，Recall@400 进一步提高达到 95.0%，这一变化说明导航先验的作用并非无约束地扩大候选差异，而是剔除与当前驾驶意图不一致的极端候选，并将保留名额重新分配给导航方向一致但几何形态仍有差异的轨迹。因此，候选相关性提高后，即使平均多样性略有收缩，专家轨迹覆盖率仍可继续上升。该结果也表明，多样性指标并非越大越好，候选筛选需要在模式覆盖与导航一致性之间取得平衡。

表 37　候选覆盖率与多样性分析

方法	Recall@400	平均路径距离	平均速度距离
原始 Top-K 筛选	92.6%	3.18	1.05
多样性保持筛选	94.1%	3.74	1.22
导航感知 + 多样性筛选	95.0%	3.69	1.20

4.5 风险校准分析

为验证风险校准评分是否改善模型对安全失败的识别能力，本实验统计安全类指标的期望校准误差（Expected Calibration Error，ECE）、高风险场景失败率和 TTC 通过率。ECE 通过将预测概率划分为若干区间，计算各区间平均置信度与真实通过率之间的加权差异；其数值越低，说明模型给出的安全置信度越能反映轨迹的实际通过概率。

安全指标校准分析实验结果如表 4 所示，依次比较原始模型、仅采用风险重加权监督的模型，以及在该模型基础上进一步加入安全门控决策的完整风险校准方案。风险重加权监督同步改善了三项指标，说明提高困难样本和安全失败样本在训练目标中的权重，不仅改变了模型输出的置信度分布，也使更准确的风险判断转化为实际轨迹选择收益。进一步加入安全门控后，ECE 和高风险场景失败率均有降低，TTC 通过率获得进一步提升，这表明训练阶段的风险重加权与推理阶段的安全门控承担不同作用：前者提高安全概率估计的可靠性，后者在综合得分接近的候选之间抑制低安全置信度轨迹。

表 38 安全指标校准分析

方法	安全指标 ECE	高风险失败率	TTC 通过率
SparseDriveV2	6.8%	3.9%	97.3%
+ 风险重加权监督	5.4%	3.2%	97.7%
+ 风险重加权监督 + 安全门控决策	4.9%	2.8%	97.9%

4.6 可视化结果分析

为进一步分析本文方法的轨迹选择效果，从 navtest 中选择具有代表性的复杂场景进行可视化，结果如图 3-5 所示。图中绿色轨迹为人类专家真实轨迹，红色轨迹为原始 SparseDriveV2 的预测结果，蓝色轨迹为本文方法的预测结果。每个样例同时展示前视图、侧视图和局部鸟瞰地图，从而便于观察预测轨迹与道路拓扑、交通参与者和专家轨迹之间的关系。

从图 3 可以看出，在路口附近按照导航进行转向的场景中，原始 SparseDriveV2 容易给出与当前道路几何不一致的直行或偏移轨迹。本文方法通过导航感知路径先验增强候选路径与路线方向的一致性，使模型预测轨迹在路口内更接近专家轨迹，并减少了不必要的横向偏移。该现象说明，显式引入导航约束能够缓解静态路径词表在复杂路口中缺少意图条件化的问题。



图 3 城市路口转弯场景可视化

图 4 展示了城市道路中的变道和超车场景，原始模型可能选择相对保守或曲率不足的轨迹。相比之下，本文方法的预测轨迹能够与专家轨迹保持更相似的曲率和终点方向，同时也符合可行驶区域边界。这主要得益于多样性保持筛选在粗筛阶段保留了更充分的候选模式，使后续风险校准评分能够在多个可行候选之间选择更安全、更接近专家行为的轨迹。



图 4 城市变道和超车场景可视化

图 5 给出了弯道和分岔路口中的可视化结果。原始 SparseDriveV2 在这类场景中容易沿局部高分方向继续前进，导致轨迹偏离目标车道或落入不合理的横向位置；本文方法则能够更稳定地跟随道路曲率，并保持与专家轨迹相近的横向位置。这主要得益于本文所提导航先验使候选使预测路径更贴近导航路线方向，多样性筛选保留更多互补候选，风险校准使最终轨迹更倾向于跟随道路曲率。



图 5 弯道和分岔路口场景可视化

5 结论

本文提出 NRC-SparseDrive，一种面向端到端自动驾驶的导航感知与风险校准稠密轨迹评分方法。该方法以 SparseDriveV2 的“路径-速度”分解式轨迹词表为基础，分别从导航先验、多样性筛选和

风险校准三个角度改进原始评分式规划框架。导航感知路径先验提高了候选路径与当前驾驶意图的一致性；多样性保持筛选缓解了独立 Top-K 粗筛导致的候选冗余；风险校准评分增强了安全类长尾指标的监督和推理影响。实验结果表明，该方法在保持模型结构简洁和计算开销可控的同时提升了 NAVSIM 上的综合规划性能和安全表现，并为静态稠密候选评分框架的进一步扩展提供了参考。

参考文献：

[1] HU Y H，YANG J Z，CHEN L，et al．Planning-oriented autonomous driving[C] // Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and PatternRecognition. Vancouver，BC，Canada：IEEE，2023：17853-17862．

[2] JIANG B， CHEN S Y， XU Q， et al．VAD: vectorized scene representation for efficient autonomous driving[C] // Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision. Paris，France：IEEE，2023：8340-8350．

[3] SUN W C， LIN X W， SHI Y N， et al． SparseDrive: end-to-end autonomous driving via sparse scene representation[C] // Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation. Atlanta，GA，US：IEEE，2025：8795-8801．

[4] LIAO B C， CHEN S Y， YIN H R， et al． DiffusionDrive: truncated diffusion model for end-to-end autonomous driving[C] // Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Nashville，TN，US：IEEE，2025：12037-12047．

[5] XING Z，ZHANG X Y，HU Y H，et al．GoalFlow: goal-driven flow matching for multimodal trajectories generation in end-to-end autonomous driving[C] // Pro-ceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Nashville，TN，US：IEEE，2025：1602-1611．

[6] LI Z Q， LI K C， WANG S， et al． Hydra-MDP: end-to-end multimodal planning with multi-target hydra-distillation[J/OL]． arXiv preprint arXiv:2406.06978，2024．

[7] YAO W H，LI Z Q，LAN S J，et al．DriveSuprim: towards precise trajectory selection for end-to-end planning[C]// Proceedings of the AAAI Conference on Artificial Intelligence. 2026, 40(14)：11910-11918．

[8] LI Z Q， YAO W H， WANG Z Y， et al．Generalized trajectory scoring for end-to-end multimodal planning[J/OL]．arXiv preprint arXiv:2506.06664，2025．

[9] SUN W C，LIN X W，CHEN K Y，et al．SparseDriveV2: scoring is all you need for end-to-end autonomous driving[J/OL]． arXiv preprint arXiv:2603.29163，2026．

[10] DAUNER D，HALLGARTEN M，LI T Y，et al．NAVSIM: data-driven non-reactive autonomous vehicle simulation and benchmarking[C] // Advances in Neural Information Processing Systems. Vancouver， BC， Canada：Curran Associates，2024：28706-28719．

[11] JIA X S， YANG Z J， LI Q F， et al．Bench2Drive: towards multi-ability benchmarking of closed-loop end-to-end autonomous driving[C] // Advances in Neural Information Processing Systems. Vancouver， BC，Canada：Curran Associates，2024：819-844．

[12] CHITTA K，PRAKASH A，JAEGER B，et al．TransFuser: imitation with transformer-based sensor fusion for autonomous driving[J]．IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence，2022，45(11)：12878-12895．

[13] WU P H，JIA X S，CHEN L，et al．Trajectory-guided control prediction for end-to-end autonomous driving: a simple yet strong baseline[C] // Advances in Neural Information Processing Systems. New Orleans， LA， US： Curran Associates， 2022：6119-6132．

[14] LI K C， LI Z Q， LAN S J， et al． Hydra-MDP++: advancing end-to-end driving via expert-guided hydra-distillation[J/OL]．arXiv preprint arXiv:2503.12820，2025．

[15] ZOU J Y， CHEN S Y， LIAO B C， et al.DiffusionDriveV2:reinforcement learning-constrained truncated diffusion modeling in end-to-end autonomous driving[J/OL]．arXiv preprint arXiv:2512.07745，2025．

面向智能车辆的 360°全景环境感知成像系统设计与 FPGA 实现

纪云贤，吴以凯，孙骏超，刘军，李振

内蒙古第一机械集团股份有限公司北京智能技术工程中心

摘　要：现代战场环境复杂多变，各类障碍物、盲区会大幅限制车辆乘员的视野范围，依靠传统观测手段仅能获取局部有限环境信息，难以满足现代化作战对全域、实时、高可靠战场态势感知的核心需求。面向智能车辆设计的基于 FPGA 的 360° 全景视频拼接融合显示系统，可同步采集车身多路图像数据并完成全景实时拼接融合，为车内乘员构建无死角的周身环境全景视野，辅助作战人员快速识别周边目标、规避战场威胁。

FPGA 具备高度可重构、硬件并行运算的优势，依托自定义硬件描述语言搭建专用视频处理数据流架构，可将多路原始视频信号并行分发至独立硬件处理通道，依靠底层硬件流水线并行运算机制消除通用处理器串行调度带来的时延瓶颈，适配智能车辆的车载实时感知场景。

关键词：FPGA、并行处理、全景显示、MIPI、PCIe

Abstract： Modern battlefields feature complex and dynamically changing environments, where various obstacles and blind zones severely restrict the visual field of vehicle crews. Traditional observation methods can only acquire limited local environmental information and fail to meet the core demands of modern warfare for full-domain, real-time, and highly reliable battlefield situational awareness. This paper proposes an FPGA-based 360° panoramic video stitching, fusion and display system designed for intelligent combat vehicles. The system synchronously collects multi-channel image data around the vehicle and implements real-time panoramic stitching and fusion, generating an all-around dead-angle-free panoramic view of the surrounding environment for in-vehicle crews to assist combatants in rapidly identifying nearby targets and evading battlefield hazards.

Field Programmable Gate Arrays (FPGAs) deliver prominent advantages of high reconfigurability and hardware parallel computing. By constructing dedicated video processing dataflow architectures via customized hardware description languages, multi-channel raw video signals can be parallelly distributed to independent hardware processing pipelines. Leveraging the underlying hardware pipelined parallel computing mechanism, the latency bottlenecks induced by serial scheduling of general-purpose processors are eliminated, making the system well-suited for real-time on-board perception applications of intelligent combat vehicles.

0 引言

在现代战争中，装甲车辆作为陆地作战的重要装备，其性能的优劣影响着作战的胜负。随着现代战争信息化程度的不断提高，传统的有限视角观察方式，使驾驶员难以全面掌握周边态势，存在诸多视觉盲区，这极大地增加了作战风险。本研究设计并实现了面向智能车辆的基于 FPGA 的 360 度全景视频融合显示系统[1]，对全景视频融合算法进行设计，实现对多摄像头采集视频的准确融合，提高视频拼接的精度和实时性，采用模块化设计思想，设计系统的硬件架构[2]，包括视频采集模块、视频数据处理模块、数据流存储模块、以及与 RK3588 交互的通信模块等，利用 FPGA 的并行处理

能力，对算法进行硬件实现和优化，提高算法的执行效率和实时性[3]；完成系统软件设计，实现视频数据的采集、处理、融合、显示以及与其他系统的通信等功能，确保系统操作的便捷性和稳定性。

1 研究现状

国内针对车载全景视频拼接与环境感知技术的研究近年来快速发展，民用车载全景视觉系统已基本实现国产化落地与批量应用，但面向军用智能装甲车辆场景的多路高清 SDI[5]视频同步采集、高精度实时拼接、低延迟硬件处理的专用全景感知体系仍存在明显技术短板。国内各大高校、科研院所与军工单位围绕车载视觉感知、全景图像融合、视频实时处理等方向积累了大量研究成果，但整体方案的工程适配性、实时性与多通道并行处理能力相较于国外成熟军用体系仍存在一定差距。

从现有技术架构来看，现阶段国内绝大多数车载全景方案以传统 ARM、DSP 通用处理器为核心，依靠软件串行调度方式完成视频裁剪、缩放、拼接、融合等图像处理任务。该架构开发难度低、方案成熟，但受限于通用处理器串行分时运算机制，存在并行算力不足、任务调度开销大、时序精度有限的缺陷。在处理单路或少量低清视频流时尚可满足基本需求，但面对多路 1080p 高清视频同步采集、实时拼接融合、低延迟传输这类数据密集型、高实时性的复杂场景时，极易出现处理时延高、帧率抖动明显、多通道画面同步性差等问题，无法满足装甲车辆战场态势感知的严苛实时性要求。

为解决通用处理器算力与时序瓶颈，国内部分研究引入 FPGA 器件参与车载视频处理设计，但多数方案对 FPGA 的硬件特性利用较为浅层，仅将 FPGA 作为前端辅助接口芯片，完成视频解码、数据接收、协议转换等简单采集转发工作，并未真正发挥 FPGA 硬件并行流水线运算的核心优势，图像拼接、权重融合等核心算法仍依赖后端软件实现，系统整体实时性提升有限，无法从架构层面解决串行处理带来的延迟与抖动问题。

多路高清全景视频处理属于大数据量、高吞吐、强实时处理场景，对核心运算单元的并行调度能力、时序控制精度、瞬时数据吞吐能力与长时间运行稳定性均有极高要求，而传统通用处理器的串行架构不适配该场景。相比之下，FPGA 依托独特的 SRAM 架构与硬件可编程特性，可完全摆脱软件指令调度的束缚，通过硬件描述语言自定义搭建专属视频处理流水线，根据全景算法流程按需划分硬件逻辑资源，实现多路视频数据的并行同步运算与分级流水线处理。同时 FPGA 拥有海量寄存器与高速片上存储资源[14]，无操作系统调度开销与指令延迟，瞬时吞吐算力远优于通用处理器，能够稳定承载八路 1080p 高清视频同步并行处理任务，从硬件根源上消除传统架构的时延瓶颈与帧率不稳定问题，适配智能装甲车辆多路高清视频实时采集、拼接融合与高速传输的数据密集型处理场景。

目前国内基于国产 FPGA+RK 主控、支持八路 SDI 并行采集、PCIe 高速可控、MIPI 高速传输的一体化军用全景系统研究仍然较少，现有方案普遍存在通道规模小、传输带宽不足、实时性差、可配置能力弱等问题，缺少一套兼顾高实时性、高稳定性、高画质、可动态参数配置的完整工程化解决方案，难以满足现代战场 360°全域、低延迟、高可靠态势感知的核心作战需求。

2 360 度全景显示系统总体设计

全景视频融合显示系统采用 FPGA+RK3588 主控的架构方案。系统前端由 FPGA 完成视频采集与预处理工作，首先对输入的 8 路 SDI[6]原始视频流进行数据复制与数据流扩展，并根据全景拼接模式、单路全屏显示模式的功能需求完成通道分组与功能分配。在完成多通道图像裁剪、降采样与帧缓存后，由 FPGA 对分组后的视频流进行数据重组，最终整合为 8 路标准化视频流，并通过 MIPI 链路稳定传输至 RK3588。RK3588 接收多路视频，完成二次图像开发，后经由 HDMI 接口对外输出显示。RK3588 可通过 PCIE 总线向 FPGA 下发控制指令，实现系统功能与融合参数的灵活配置。系统支持拼接融合、单路全屏两种工作模式，可按需切换运行模式，同时能够指定对应模式下的输出视频源，单独配置每一路视频画面的行列裁剪区间，并可自定义视频拼接区域的融合边界宽度。

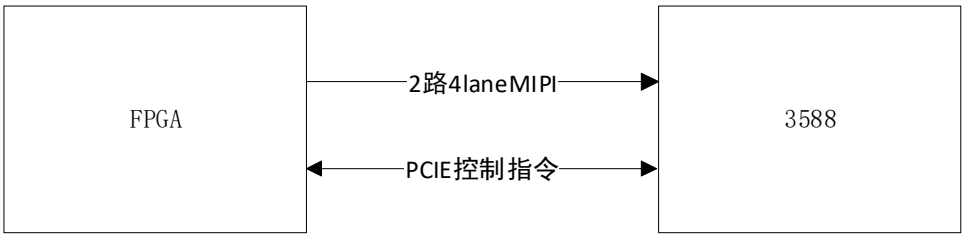


图 2-1 全景显示系统架构

3 FPGA 设计方案

3.1 总体设计方案

360 度全景视频融合显示系统视频输入端采用 8 路[4]1080p 格式的串行数字接口 SDI[5]视频流，SDI 接口抗干扰能力强、传输距离远、画质稳定、适配工业车载复杂电磁环境的优势，保障前端视频采集的稳定性与可靠性。在硬件布局上，车辆的前、后、左、右四个观察方位分别设有 2 个 SDI 接口视频源，8 路摄像头对称分布式布局，可全方位覆盖车身周边全域环境，消除传统观测系统的视觉盲区。具体布局如图 3-1 所示。

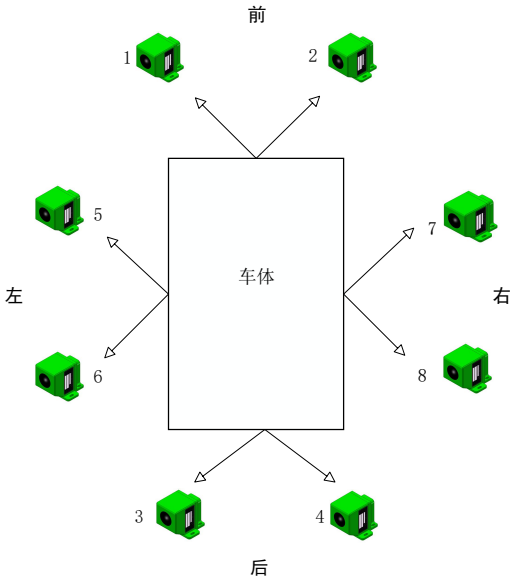


图 3-2 8 路 1920x1080 的摄像头视频流，SDI 接口

本系统实现八路视频采集、实时图像处理及多路图像分发驱动功能。系统搭载 8 路 SDI 接口接收摄像头视频信号，经 FPGA 进行格式转换处理，统一转换为 YUV422 色彩空间格式。基于 8 路原始视频源完成多路数据复制与流扩展，生成总计 27 路并行视频数据流，并按功能需求完成通道分组规划。第 1 路到第 8 路用于模式一全景图像拼接，第 9 路到第 16 路用于模式二全景图像拼接，第 17 路到第 24 路用于完成多向双路图像拼接融合，第 25 路到第 27 路用于全屏图像输出。27 路视频依次完成图像区域裁剪和降采样处理后写入 DDR 存储器，实现 27 通道视频数据的并行读写操作，读取的多路视频数据经 FPGA 进行图像拼接与融合流水线处理，处理完成的图像分组通过 2 路 4lane 的 MIPI 传给 RK3588，由 RK3588 对图像进行处理后再进行输出显示。整体架构设计包括视频处理流水线设计和系统控制总设计。

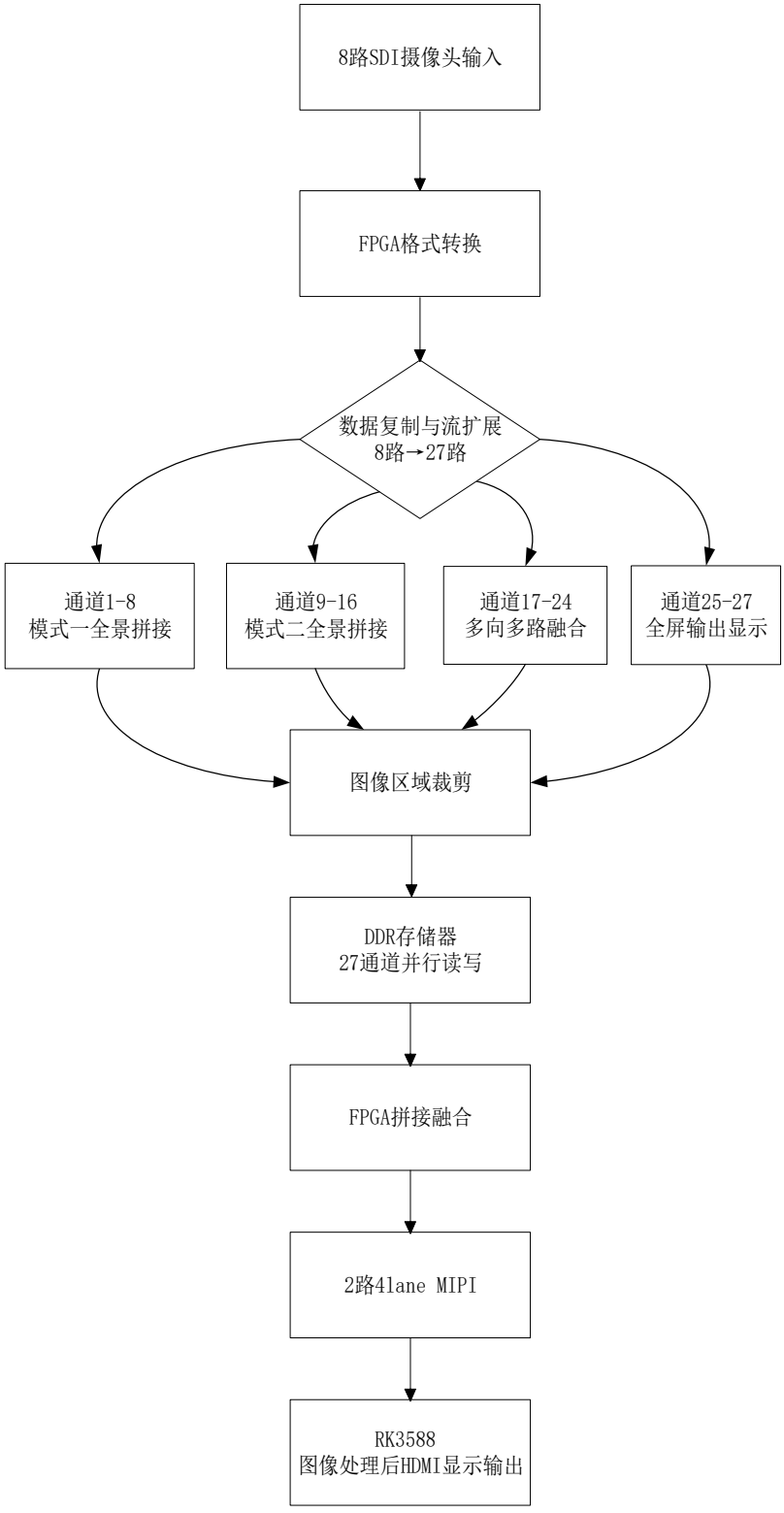


图 3-3　整体架构设计

3.1.1 视频处理流水线设计

视频处理流水线由多级硬件功能模块串联构成，核心包含 SDI 信号加解嵌单元、YUV422 与 RGB 像素格式转换单元、图像裁剪缩放单元、DDR 读写控制单元及全景拼接融合单元，实现多路视频同步并行处理。FPGA 完成图像预处理后，分组整合后通过 2 路 4lane 的 MIPI 接口输出 8 通道视频流至 RK3588 平台，由 RK3588 完成后端二次图像拼接，将图像填充至对应全景显示布局；各通道输出尺寸由裁剪缩放参数控制，支持动态可调，适配多种拼接显示模式。

3.1.2 系统全局控制端设计

系统全局参数交互与动态调度依托 PCIe 高速总线完成跨芯片通信，构成完整系统控制链路。所有裁剪、缩放、图像布局等动态配置参数由 RK3588 主机端下发，经由 PCIe 总线传输至 FPGA 片内配置寄存器组；FPGA 实时读取寄存器参数并同步更新流水线各模块工作时序与运算系数，驱动裁剪缩放单元动态调整图像分辨率、画幅范围，实现拼接画面尺寸、布局模式的在线无间断切换，完成整机视频链路的统一实时管控。

3.2 主要模块设计

3.2.1 SDI 收发模块设计

本系统基于 FPGA 的 GTH 高速收发器资源实现 SDI 视频信号的接收与发送功能，共有 8 个 SDI 收发通道，占用 2 个 GTH_COMMON 模块和 8 个 GTH_CHANNEL 模块。

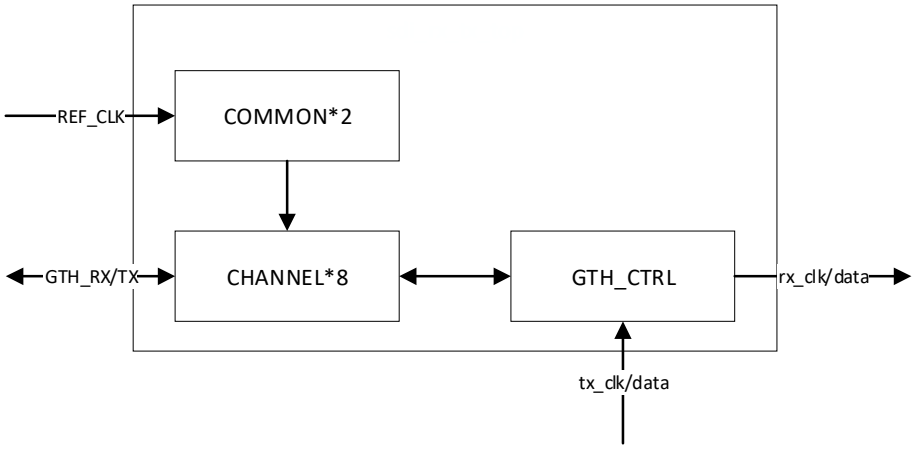


图 3-4 SDI 收发模块顶层结构

3.2.2 YUV422_RGB 模块设计

在 YUV 到 RGB 的色彩空间转换过程中，不同色域标准所采用的转换矩阵系数存在显著差异。针对 BT.709 色域规范，其 YUV 转 RGB 的线性变换公式可表示为：

$$R = 1.164(Y - 16) + 1.763(V - 128) \tag{1}$$

$$G = 1.164(Y - 16) - 0.213(U - 128) - 0.533(V - 128) \tag{2}$$

$$B = 1.164(Y - 16) + 2.112(U - 128) \tag{3}$$

其中，Y 表示亮度分量，U(Cb)和 V(Cr)分别代表色度分量。本设计采用定点数运算优化方案：将各转换系数进行 256 倍整数化处理（即左移 8 位），完成矩阵运算后，再通过右移 8 位操作实现归一化处理。这种基于定点近似的实现方式，在保证运算精度的同时，也提升了硬件运算效率。

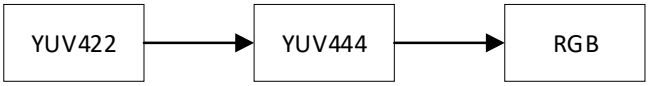


图 3-5 像素格式转换

3.2.3 视频裁剪缩小模块设计

该模块实现视频流的动态裁剪与缩小功能，从 1080p 原始 SDI 视频中截取任意尺寸的区域，并通过双线性插值算法[7]将裁剪后的画面等比例缩小至目标分辨率。裁剪模块通过计算原始图像与目标区域的像素坐标映射关系，确保几何精度；缩放模块采用 24 位定点数（8 位整数+16 位小数）表示缩放系数，结合双线性插值算法进行像素重采样，消除计算误差。

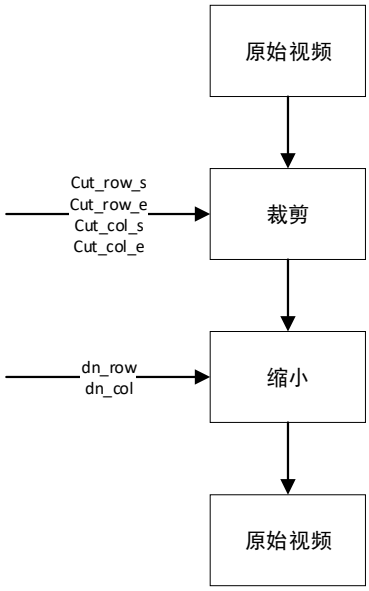


图 3-6 视频裁剪缩小模块顶层设计

3.3.4 DDR AXI 写控制器设计

在对全景视频数据进行采集、处理、输出的过程中，涉及了大量数据的存储、传输操作，因此，需要在系统中合理的分配各个存储区域的地址，划分各个存储区域所负责的数据存储任务，建立系统内部各存储区域之间全景视频数据的实时传输机制，以保证该视频处理系统快速高效的对全景视频数据进行存储、传输、运算处理等操作。

该模块负责将多路 AXIS 格式的视频流数据根据其分辨率及像素在 DDR 中的存储位置，转换为 AXI 总线协议格式。模块采用状态机机制实现 DDR 写入控制逻辑，通过将每行视频数据分割为 i_p_col_ratio/2/i_p_wt_num+1 个数据包进行写入 DDR 操作。其中，i_p_wt_num 参数的设置会影响 DDR 的写入带宽利用率。状态机以完成单次 AXI 突发写传输为一个工作周期，当数据包累积达到设定阈值时触发写操作，在最后一个数据写入完成后返回初始状态等待下一包数据。如图 3-6 所示，该状态机采用循环工作机制，每次 AXI 突发传输完成后自动复位，为下一次传输做好准备，从而实现对 DDR 存储的高效访问。

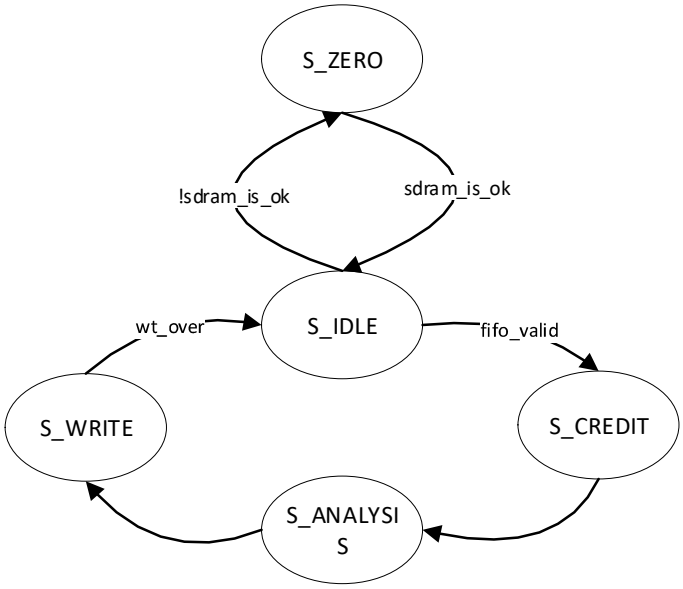


图 3-7 DDR AXI 写控制器

3.2.4 DDR AXI 读控制器设计

该模块负责将从 DDR 中读取的 AXI 格式视频流数据，按照视频分辨率及像素在 DDR 中的存储位置，转换为 AXI-Stream 格式输出。模块采用基于状态机的 DDR 读取控制逻辑，当检测到 DDR 中存在完整可读帧数据且后级 FIFO 具备足够存储空间（容量≥i_p_rd_num 个数据）时，触发读取操作，通过 m_axi_arvalid 信号发起 AXI 总线读请求，并通过 m_axi_arlen 配置突发传输长度。如图 3-7 所示，状态机以单次 AXI 突发读传输为工作周期，在每次突发传输完成后自动复位至初始状态，等待满足条件后启动下一轮读取操作，从而实现高效稳定的 DDR 数据流式输出。该设计通过状态机循环机制确保 DDR 读取时序的精确控制，同时通过 FIFO 空间动态检测实现数据吞吐量与后端处理能力的自适应匹配。

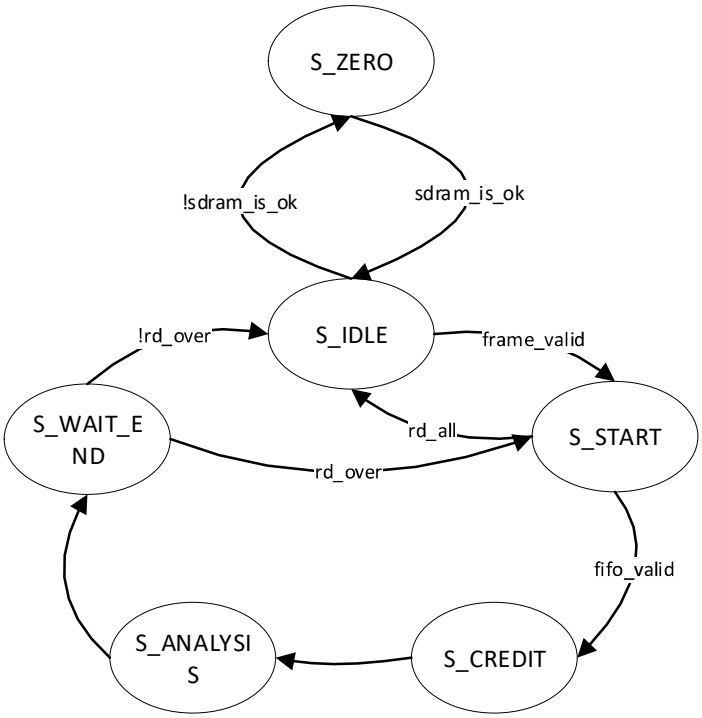


图 3-8 DDR AXI 读控制器状态机

3.2.5 全景视频拼接融合设计

在图像拼接融合阶段，将经过特征提取与匹配的图像进行拼接和融合，生成完整的 360 度全景视频图像。本系统采用基于加权平均的图像拼接算法[8]，实现图像的拼接和融合。该算法的基本思想是在图像的重叠区域，根据像素点到图像边界的距离，为每个像素点分配不同的权重，然后对重叠区域的像素进行加权平均，实现图像的平滑过渡。

具体实现过程如下：首先，根据特征匹配结果，确定两幅图像之间的变换矩阵，通过仿射变换或透视变换，将一幅图像映射到另一幅图像的坐标系下，使两幅图像在空间位置上对齐。然后，在重叠区域内，对于每个像素点，计算其到两幅图像边界的距离，根据距离分配权重。距离边界越近的像素点，其权重越接近 1；距离边界越远的像素点，其权重越接近 0。最后，对重叠区域内的像素进行加权平均，得到拼接后的图像像素值。通过这种方式，能够实现图像的无缝拼接。

该模块从 DDR 中读取 27 通道数据，通过异步 FIFO 实现跨时钟域同步，将数据从 DDR 时钟域转换至显示输出时钟域。由于 AXI 总线采用突发传输机制，为确保显示端数据的连续性和稳定性，在 DDR 读取与显示输出之间设置缓存 RAM，以避免因总线延迟或带宽波动导致的数据丢失。

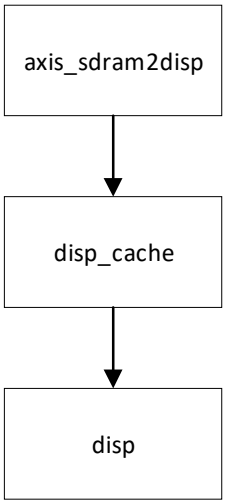


图 3-9　拼接融合顶层模块数据流

3.2.6 MIPI 高速视频传输接口设计

在整个全景观察设计架构中，FPGA 承担前端八路视频信号采集、时序设计与预处理工作。八路图像输入信号接入 FPGA 硬件接口后，首先由可编程逻辑单元对各路视频进行预处理，经过同步和预处理后的八路并行像素数据流无法直接进行长距离高速传输，系统选用 MIPI CSI-2 接口作为 FPGA 向 RK3588 传输视频数据的上行通道。MIPI CSI-2 属于面向图像传输场景定制的高速串行差分接口[10]，定义了标准化数据包结构，单帧图像传输以帧起始标识包作为一帧数据传输的起始标志，帧结束标识包标志单帧图像传输完毕，帧内按照图像行数据封装行数据包，同时引入虚拟通道 VC 机制，为八路视频分别分配独立虚拟通道编号，RK3588 接收端可依靠虚拟通道标识对多路图像数据进行区分解析，从协议层面实现八路视频数据流的并行隔离传输，不会出现通道数据混淆错乱的情况。

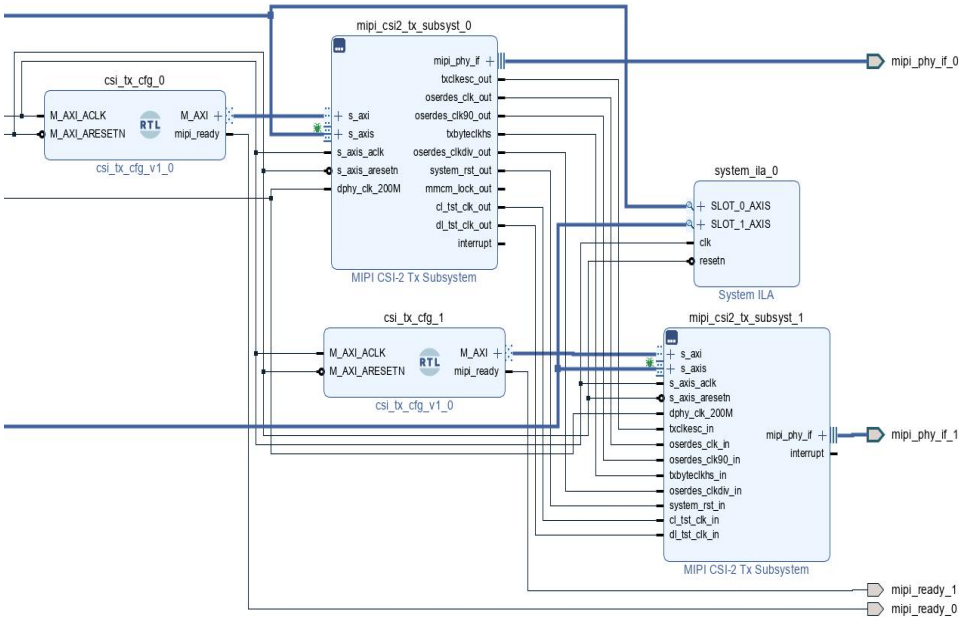


图 3-10　BLOCK DESIGN 设计图

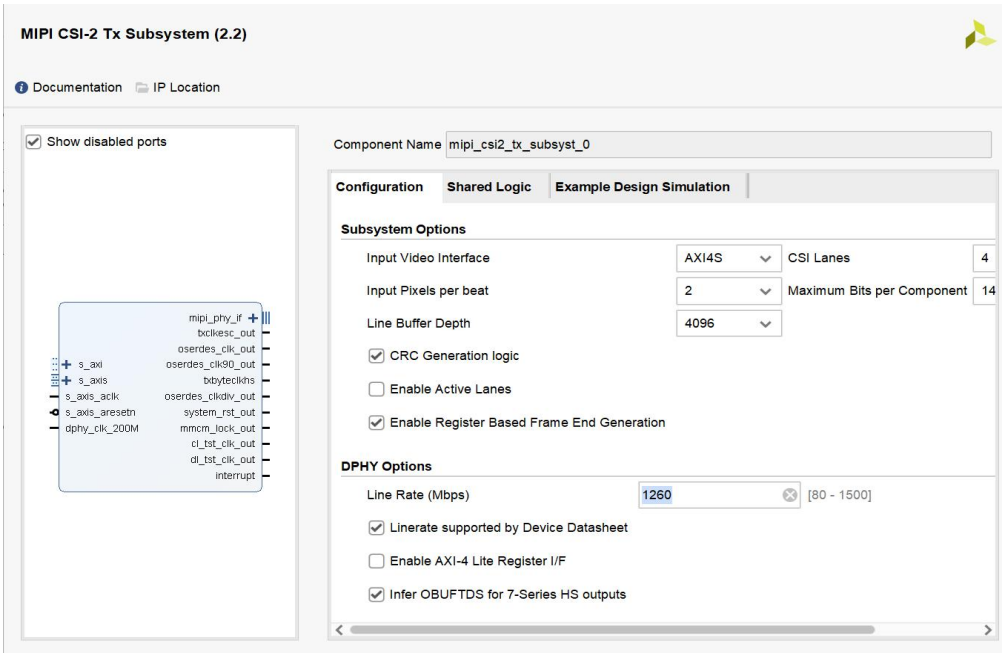


图 3-11　MIPI CSI-2 IP 核配置

MIPI CSI-2 作为视频上行传输链路，该接口专为嵌入式图像采集场景设计，协议轻量化、硬件 IP 核资源占用低，不会过度消耗 FPGA 内部逻辑资源；串行差分传输架构具备极高传输速率，单条数据通道即可支持 Gbps 级别的数据吞吐，2 路 4-lane 的 MIPI 接口带宽完全能够承载八路高分辨率视频的实时数据流传输需求；协议自带基础数据校验机制，能够在传输过程中对数据包完整性进行简单校验，降低远距离板间传输出现数据误码、丢包的概率，保障视频画面连续稳定输出。

当八路视频数据全部完成内存缓存之后，RK3588 根据当前系统工作模式执行对应的图像处理逻辑，完成后的最终画面数据由其内置的 HDMI 控制器完成色彩空间格式转换、时序信号生成、差分编码等操作，最终通过标准 HDMI 接口将数字视频信号输出至显示终端设备，完成全景画面的最终可视化呈现。

3.2.7 PCIe 高速指令控制接口设计

系统依托 PCIe 总线构建下行指令控制通道，整体采用主从式通信架构。RK3588 作为 PCIe 根复合体主机端下发各类控制指令，FPGA 端基于 Xilinx 官方 XDMA IP 核搭建 PCIe 端点 EP 从设备，完成指令解析与硬件寄存器参数配置；仅当主机发起读访问请求时，FPGA 向上反馈内部寄存器状态信息。

FPGA 端 PCIe 通信链路完全由 Xilinx XDMA IP 核实现，该 IP 核完整兼容 PCIe 标准三层协议架构[9]。物理层负责完成 PCIe 差分串行高速信号与 FPGA 内部并行本地数据之间的相互转换[11]；数据链路层自动实现数据包 CRC 校验、传输错误重传、链路状态维护等功能，从底层保障指令交互的传输可靠性；事务层对接主机侧下发的 TLP 事务数据包，可精准区分存储器写、存储器读两类总线事务，从中解析出目标寄存器地址、配置载荷数据。

RK3588 端上层软件对视频模式切换、画面裁剪、融合参数等各类控制指令进行封装组包，通过 PCIe 总线下发至 FPGA 设备。数据传到 FPGA 后，XDMA IP 核先行剥离 PCIe 底层协议包头，提取承载用户自定义指令的有效载荷数据包，并交由片上专用指令解析模块开展帧头帧尾识别、数据包 CRC 完整性校验；若校验结果异常则直接丢弃错误数据包并向上层上报传输故障，规避非法参数篡改硬件运行逻辑的风险；数据包校验无误后，模块提取寄存器偏移地址与对应的配置参数。

FPGA 内部集成硬件地址译码模块，依据解析得到的地址偏移量完成精准硬件寻址，将配置参数映射写入片内多组功能寄存器，涵盖系统工作模式寄存器、多路视频行列裁剪坐标寄存器、拼接主画面选择寄存器、拼接区域融合边界宽度寄存器、硬件视频通道控制寄存器等；当 RK3588 发起

寄存器读操作时，地址译码电路调取对应寄存器存储的运行状态数据，经由 XDMA IP 核封装为标准 PCIe 上行数据包回传给主机端[13]，完成一次完整的双向交互流程。

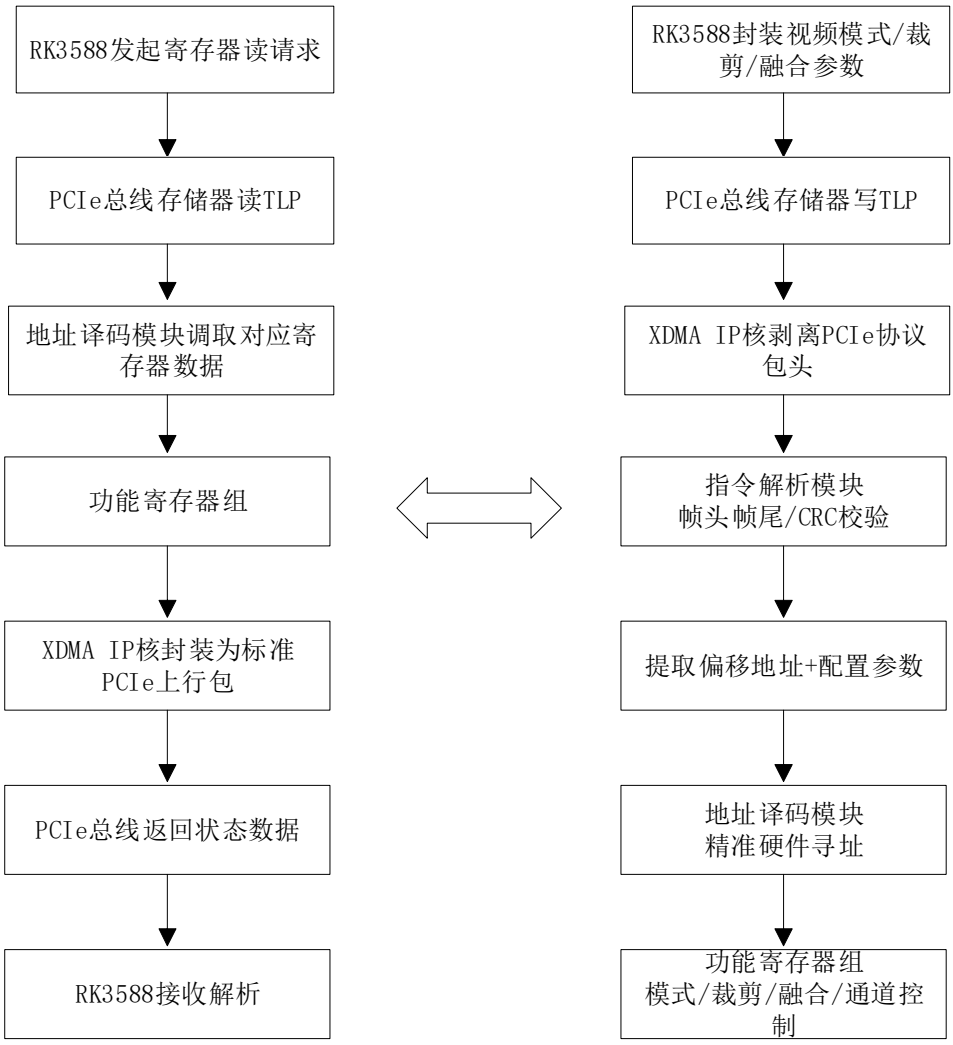


图 3-12　FPGA 与 RK3588 通信

本方案选用 PCIe 总线作为 FPGA 控制通道，PCIe 属于高速串行点对点差分总线，原生搭载差错重传、链路速率自适应等底层可靠传输机制，传输带宽与稳定性均显著优于 SPI、I2C 等低速串行控制总线，可满足全景系统大批量参数实时下发与状态回读需求。适配多路全景视频大批量参数配置需求，链路层硬件校验重传逻辑固化在 FPGA 内部，工业复杂电磁环境下指令传输不易出错，保障全景拼接功能稳定[12]。

4 系统调试和效果

系统使用 Xilinx Vivado 2021.1 软件进行 FPGA 工程的开发、仿真和验证，全景视频控制盒采用自主可控设计，其所有元器件均实现 100%全国产化，该视频控制盒使用 RK3588 和 FMK690T 作为处理芯片，支持同时采集 8 路 3G-SDI 视频并对视频数据进行处理，满足全景观察需求。下图 4-1 所示为在户外时车辆控制终端的显示效果，此模式为八路图像的拼接模式，上下各有四路视频源，中间是前、后、左、右四个方向各两路视频流拼接融合的效果。



图 4-13 户外环境下全景效果图

下图 4-2 所示为在城市空旷环境下八路视频拼接融合的效果，其中上面为四个方向八路视频拼接融合后的全景效果，下面为八路中任一路视频的放大效果。



图 4-14 城市环境下全景效果图

综合两类典型场景下的成像测试结果可见，本系统可在野外环境、城市开阔场地两类差异化环境中稳定完成 8 路 3G-SDI 视频同步采集与全景拼接融合输出。整套国产化硬件架构依托 FPGA 并行流水线处理能力，能够实时完成多路图像几何映射、重叠区域融合运算，输出全景画面无明显拼接错位、边界割裂问题，前、后、左、右四向视场过渡自然连贯。

从成像细节来看，单路放大视图清晰保留远处建筑、树木、道路标识等环境目标纹理，系统未因多路数据流并行处理产生画面模糊、细节丢失现象，足以支撑车辆乘员远距离障碍物识别、周边态势观察等作战感知需求。同时，整套控制盒在户外自然光强、场地开阔无遮挡的工况下未出现帧丢失、画面卡顿问题，验证了本设计在复杂车载电磁环境、宽光照动态范围下的工作稳定性与实时

处理性能。

5 结束语

本研究设计并实现了面向智能车辆的 360 度全景视频融合显示系统，旨在解决在复杂战场环境下的全方位态势感知需求。系统充分发挥 FPGA 的并行处理能力的优势，针对性解决传统单相机视野局限、多路视频时序失配、拼接画面割裂、处理延迟过高带来的环境感知盲区问题，采用异构协同处理架构，实现了 8 路 1080p SDI 视频流的高效采集、实时拼接与融合显示，为车载乘员提供无死角连续环视画面。

整体硬件逻辑采用分层模块化设计思路，将全景处理链路拆解为独立功能子模块，依次实现多路 SDI 视频同步接收、图像像素格式转换、视场有效区域裁剪缩放、DDR 多通道分时读写缓存调度、重叠区域自适应融合等完整图像处理流程，各模块通过片内 AXI 总线完成高速数据交互。依托 FPGA 运算单元与存储资源搭建多级并行流水线，多路视频数据可同步并行运算，有效规避串行处理架构带来的帧缓存排队延迟，整机输出帧率稳定、画面无撕裂卡顿，满足智能车辆动态行驶过程中对全景视野高实时性、高流畅度的严苛作战使用需求。

参考文献：

[1] 陈全兵.基于 FPGA 的高清实时全景视频拼接的研究与设计[D].成都：电子科技大学，2015.

[2] Donald G. Bailey.Digital for embedded imageprocessing on FPGA[M].原魁，何文浩,肖晗.北京：电子工业出版社，2013.

[3] 吴自新.全景视觉系统设计与图像处理技术研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2005.

[4] 李靖.面向全景视觉的多路视频采集处理系统研究与实现[D].北京:北京交通大学,2011.

[5] 王玮.基于 SDI 的视频数据采集的实现[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.

[6] 李耀成,常可铮,杨得武.基于 FPGA 的多路 SDI 视频实时采集与处理系统设计[J].信息技术与信息化,2024, (11): 127-131.

[7] 陈全兵,习友宝．基于双线性内插算法的多路视频的缩放设计[J]．电视技术，2015，39（1）：43-46

[8] 黄晓鑫,朱铮涛,李敬韬.基于加权融合的水下图像增强算法及 FPGA 设计[J].电子技术, 2025,54(01):106-110.

[9] 王炳辉,何小海,卿粼波,等.基于 FPGA 的 DMA 数据传输系统设计[J］.电子设计工程，2020，28（08）：20-24.

[10] 胡力榕.基于 MIPI CSI-2 接口的图像处理 SoC 系统设计[D].电子科技大学,2024:73-74.

[11] 沈洋,李靖舒,夏东方等.一种基于 PCIE 总线的多通道 DMA 传输系统设计[J].雷达与对抗，2022，42（01）：47-51.

[12] 郭栋梁.基于 FPGA 的多路视频实时处理系统的设计[J]. 现代信息科技,2024,8(16): 24-27.

[13] 孙楠,张鹏,孟园.全景图像采集与高速传输系统设计[J].国外电子测量技术,2023, 42(07):88-94.

[14] 胡晨曦.基于 FPGA 的实时全景视频拼接算法研究与实现[D].武汉:武汉工程大学,2023.

面向智能车辆装备环境感知的密闭图像视频处理控制器机箱的热设计与分析

刘丽杰，苏云泉，贾茂良，王聪，孙骏超，和穆，郭晓锐

内蒙古第一机械股份有限公司，包头 102300

摘　要：智能车辆装备环境感知系统是实现自主导航、障碍物识别、场景态势感知的核心载体，广泛应用于特种作业、复杂路况、密闭工况等极端场景。图像视频处理控制器是无人车、智能车辆环境感知的核心底层支撑，然而单元模块长期部署于密闭机箱内部，导致核心部件散热路径受限、功耗集中等问题，是导致车载图像算力下降、视频解析卡顿、环境目标识别失效、感知系统稳定性不足的关键工程难题。本文针对国产图像处理器件的散热短板，开展通用化密闭机箱散热系统设计与热仿真研究，通过散热方案优选、结构优化、热仿真验证，提升车载图像控制器工作稳定性与运算速度，为复杂工况下智能车辆高可靠环境感知提供硬件技术支撑。

关键词：智能车辆；环境感知；图像视频处理控制器；通用化密闭机箱；热仿真

1 绪论

1.1 研究背景

在全球军事装备革新与应急作业体系现代化建设的宏观背景下，智能车辆已成为全域作战、抢险救援、后勤保障、高危作业场景下的核心装备载体。环境感知技术作为智能车辆体系的感知神经与信息输入端，是装备实现自主导航、障碍物精准识别与自主任务作业的核心前提，直接决定车辆自主能力上限与任务完成效能。

（一）智能化装备整体发展趋势

智能化装备应用场景持续拓宽，已应用于装甲突击、工程破障、战场运输、森林防火、抢险救灾等场景。军事领域方面，无人战车、班组支援平台、四足仿生机器人可前出抵近侦察、开辟进攻通道，配合主战装备构建新型作战编组；在民用特种作业领域，消防无人车、矿山运输无人车可代替人员进入危险空间作业，从根源上规避人身安全风险。

自主等级持续升级。参照国际通行的驾驶自动化分级标准[1]，智能化装备行业整体呈现三个发展阶段：一是人工远程遥控阶段，车辆依靠操作人员下发的指令运行，无自主判断能力，通信中断即停止；二是半自主辅助阶段，车辆可完成简单避障、循迹行驶，复杂场景仍需人工干预；三是全自主运行阶段，车辆可自主完成全流程工作，具备独立完成既定任务的能力。

智能车辆软硬件国产化对处理器机箱的热设计提出了更高要求。现有智能化装备走自主可控、加固防护路线：硬件端采用密闭式机箱、宽温域电子器件与抗振动抗冲击结构，搭配国产化算力芯片与工业级传感器；软件端依托国产操作系统与自主研发感知算法。随着功能日益完善，国产芯片单位体积热流密度不断增大，对机箱散热要求越来越高；做好电磁防护与热可靠性设计，保障装备在恶劣环境中长期稳定运行，是智能装备持续发挥感知、决策、执行能力的硬件基础。

图像视频处理控制器是环境感知系统的核心算力载体，直接决定感知精度、实时性和可靠性。机箱内部集成国产 FPGA、处理器、高速存储芯片与图像处理电路等高热流密度器件，集中完成环境采集数据的实时解码、预处理和识别；器件发热集中、功耗密度大，硬件工作状态直接决定识别准确率与响应速度，是智能无人装备最关键、最薄弱的核心硬件单元。

（二）车载密闭环境下电子设备热设计的研究背景

相较于普通工业工控机，重型装甲车辆使用环境条件更为严苛，车载感知处理设备对实时性要

求更高，长期处于高负载连续工作状态，器件发热集中、功耗密度大，硬件运行状态是整个智能无人装备最关键、最薄弱的环节。

特种车辆、重型装甲车辆野外作业场景工况严苛，装备长期面临高温、风沙、雨淋、振动冲击、电磁干扰等恶劣环境，车载图像视频处理控制器机箱必须采用全密闭一体化密封结构设计；密闭结构保障了设备环境适应性，但也形成了散热瓶颈。随着装备全面国产化推进，国产高算力芯片逐步替代进口器件，芯片集成度、并行运算能力要求高，单位体积热流密度显著增大；密闭机箱内部空间紧凑、器件布局密集，热量仅能依靠机械导热方式传递、整体热阻高，长时间运行极易出现内部积热与局部热点集中问题。

工程实测和大量实验数据表明，机箱散热问题已成为制约感知系统稳定工作的核心短板。机箱内部温升过高会导致国产处理器芯片结温超标，触发自动降频、算力衰减、运算延迟增大；高温引发图像噪声升高、特征提取畸变、识别模型精度下降；尤其在夏季或长期高温区域，过热会导致设备死机、程序崩溃，直接造成环境感知系统短时失效甚至完全瘫痪。

感知系统一旦失效，智能无人装备将丧失环境认知、障碍规避与自主作业能力。针对国产图像处理器件适配性差、专用散热结构缺失、机箱通用性不足的问题，设计通用化密闭散热机箱，解决国产器件散热瓶颈，保障复杂环境下智能车辆环境感知系统稳定运行，已成为智能装备硬件可靠性提升与国产化工程应用的迫切需求。

1.2 国内外研究现状

（一）智能车载环境感知硬件发展现状

国内外对智能无人装备环境感知技术的研究多集中于多传感器融合、深度学习与目标检测等软件层面：YOLO 系列目标检测算法[2]、深层卷积神经网络[3]、语义分割网络[4]、多传感器融合[5]及激光雷达点云深度学习[6]等显著提升了感知精度，相关综述[7]总结了领域进展。但多数研究忽略了硬件热可靠性对感知性能的底层约束：高精度识别算法在实验室常温下效果优异，在≥60℃的实际车载工况下却极易出现性能阶跃式下滑，算法优化难以落地。

随着国内军工装备自主可控进程加快，国产 FPGA、国产嵌入式处理器逐步大规模装车应用，国产芯片算力提升显著，但热功耗密度更高、温度敏感性更强，对密闭机箱散热设计提出了更为严苛的要求，传统通用机箱散热方案已无法适配国产高算力器件的工作需求。

（二）车载密闭环境下电子设备机箱散热研究现状

国外在军工密闭电子设备热设计领域起步较早，已形成成熟的热仿真体系、被动散热设计规范与器件热匹配标准，一般采用美国 VITA 协会，通过 ANSI 认证的军工嵌入式开放标准；广泛采用 CFD 仿真手段对密闭机箱温度场、流场进行精细化预测，能够实现设备前置热优化。但其研究多针对通用信号处理机箱、车载控机箱，极少针对图像视频高算力运算场景的密闭机箱开展专项热设计，无法适配感知设备长时间高负载、高吞吐、高热耗的工作特征。

国内学者针对密闭加固电子机箱开展了大量热仿真与散热优化研究，但普遍存在四点短板：一是机箱非标化、通用性差，难以适配装甲车辆机舱可用空间；二是针对性不足，缺少面向图像视频并行运算、国产高算力芯片、高密度 PCB 布局的专项散热研究；三是工况贴合度低，多采用常温单工况仿真，未覆盖高温曝晒、长时满载等极限工况；四是优化手段单一，多局限于导热材料或壳体结构调整，无法解决高温导致的算力衰减或宕机等核心问题。

总体来看，目前行业缺少适配国产高算力图像处理器、全密闭防护结构、车载极端工况的系统性热分析与优化体系，难以支撑新一代国产化智能感知装备的高可靠、长时间稳定运行的需求。

综合当前研究现状与工程应用痛点，密闭图像视频处理控制器机箱散热主要存在以下关键问题：

（1）防护与散热矛盾突出：设备必须密闭封装以满足三防与电磁兼容指标，丧失主动通风散热能力，散热路径受限严重，无法适配国产高算力芯片长时间工作的热流密度需求。

（2）内部积热与热点集中：国产 FPGA、主控处理器、存储模块多热源密集布置，密闭空间对流微弱，热量难以扩散，局部热点温度远超器件安全阈值。

（3）高温导致感知性能劣化明显：芯片高温降频、运算延迟增大、图像特征失真、目标识别精

度下降，严重影响作业安全与任务可靠性。

（4）缺乏针对性热设计标准：现有机箱热设计形态不一，未适配图像视频持续高负载运算工况，国产器件热匹配性差、散热冗余不足。

1.3 研究意义

以智能车辆装备环境感知的密闭图像视频处理控制器机箱为研究对象，通过热设计与热仿真揭示密闭结构内部温度场与热流路径规律，定位国产核心器件高温薄弱区域，阐明密闭积热与感知性能失效的内在关联，提出适配国产高算力芯片的散热优化方案，解决局部过热、算力衰减、感知精度漂移等工程难题。

（1）工程应用意义：有效降低国产高算力芯片工作温度，消除局部热点，抑制高温降频与算力衰减，大幅提升环境感知系统识别精度、实时性与稳定性，保障智能无人装备在高温、长时作业、复杂野外工况下可靠运行，破解国产化感知装备工程落地瓶颈。

（2）技术理论意义：建立适配国产高算力图像处理器、全密闭加固机箱、车载多工况的热仿真分析体系，揭示密闭高算力密集运算设备的积热机理与传热规律，为同类密闭感知设备热设计提供理论支撑与技术参考。

（3）国产化推进意义：解决国产芯片在密闭高端装备中的热适配难题，充分释放国产器件算力性能，助力智能无人装备软硬件全栈国产化、高可靠、实战化发展。

1.4 本文主要研究内容

本文针对整机可靠性、散热结构及散热效能开展系统性研究，主要研究内容如下：

（1）分析密闭机箱使用环境、硬件布局与核心器件功耗参数，确定适用散热方式，搭建贴合工程实际的热仿真理论模型。

（2）完成机箱内部结构与外部接口、3U 板卡模型及面板布局设计，装配验证结构合理性。

（3）建立整机简化热仿真模型，完成网格划分、边界条件与热源参数赋值。

（4）模拟高负载作业场景，对比不同散热方式与散热措施下机箱内部温度场、空气流场分布，定位高温薄弱区域与热失效风险点。

（5）针对散热瓶颈与局部过热问题，从结构布局、导热材料、散热辅助结构、热源隔离四个维度提出优化方案。

（6）开展优化前后热仿真对比，量化评估散热效果，验证方案工程可行性，形成密闭感知设备热设计优化体系。

2 智能车辆环境感知硬件与散热需求分析

2.1 车载环境感知体系构成与功能需求

车载环境感知体系是智能车辆实现自主驾驶与任务执行的信息基础，由传感器采集层、图像视频处理层与决策执行层构成。传感器采集层以可见光相机、红外/光电传感器、激光雷达、毫米波雷达及组合导航设备实时采集环境图像、点云与运动状态信息；图像视频处理层以图像视频处理控制器为核心，完成多路视频实时解码、图像预处理、特征提取、多源数据融合与目标识别等密集型并行运算；决策执行层依据感知结果生成自主导航、避障与作业决策。其中，图像视频处理控制器承担感知系统绝大部分实时算力负载，其运行稳定性直接决定感知系统的帧率、延迟与识别精度。

随着感知算法向高分辨率、多模态方向演进，图像视频处理控制器逐步向多板卡、高集成、大算力方向发展，机箱内集成电源板、CPU 板、GPU 板、AI 加速板、视频扩展板与交换板等多块 3U 标准板卡，器件密集、功耗集中，任一板卡因温度过高降频或宕机，都将导致整条感知链路性能劣化甚至中断。

2.2 密闭机箱热量传递机理分析

密闭机箱内部热量传递主要包含热传导、热对流、热辐射三种基本方式[8]，三者协同完成热量传递过程，是本次热仿真分析的核心理论依据。

热传导是固体器件与机箱壳体间的主要传热方式；热对流为流体介质的传热方式，密闭机箱内部无强制风冷设备，仅存在空气自然对流；热辐射通过电磁波传递热量，无需介质。密闭机箱空间狭小，器件与壳体间形成封闭辐射换热环境；三种传热方式中热传导占比达 80%以上，自然对流与热辐射仅承担少量散热任务，因此优化热传导路径、提升固体导热效率是解决密闭设备过热问题的核心方向。

2.3 散热方式选择与热设计计算

本文机箱基于 VITA 国际通信标准设计。一般散热方式有自然散热（机械接触传导散热）、强迫风冷散热与液体散热[9]，如图 1 和图 2 所示分别为根据设备允许温升和热流密度、体积功率密度和热流密度确定冷却方法的选择图。综合考量后，本文采用内部机械接触传导散热与外部强迫风冷散热相结合的方案。

由图 1 可见，热流密度不大、温度要求不高的电子设备广泛采用自然冷却；热流密度较大、温升要求高的设备多采用强迫通风冷却，与液体冷却、蒸发冷却相比，强迫风冷设备简单、成本低。自然冷却的常压单位面积最大功耗小于 0.024~0.039W/cm²；强迫风冷应用范围为 0.04~0.31W/cm²，小于 0.04W/cm²采用自然冷却，大于 0.31W/cm²须采用水冷或其他表面冷却。

两种方法叠加也是提高散热能力的有效途径。

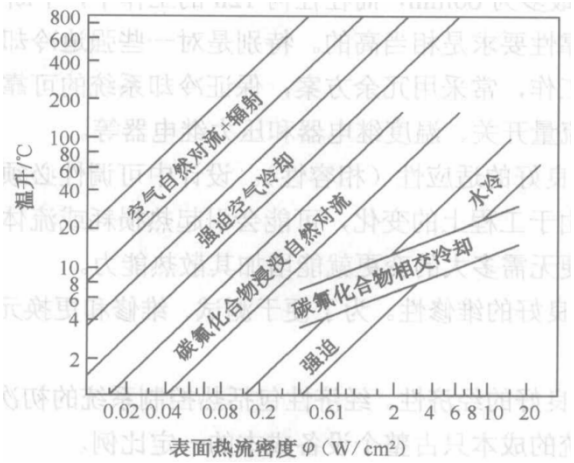


图 1　允许温升和热流密度确定冷却方法的选择图

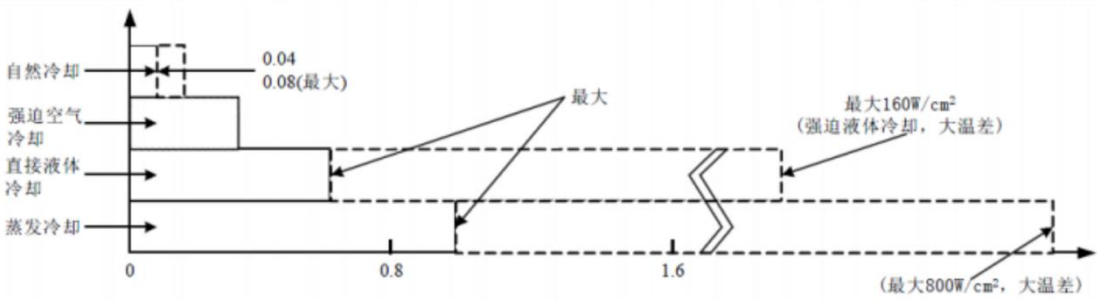


图 2　体积功率密度和热流密度确定冷却方法的选择图

2.3.1 热设计计算

本文在设计初期根据热流密度计算公式结合允许温升和热流密度确定冷却方法的选择图来确定散热方式。其热流密度计算公式为：

$$\varphi = \frac{\phi}{\mathrm{A}}$$

式中：ϕ为热流量（整机功耗），单位为 W；

A 为垂直于热流方向的截面面积，单位为 m^2;

ϕ为表面热流密度，单位为 W/cm^2。

整机功耗ϕ为 176W, 裸机的侧面截面面积 A 为 1756.16 cm^2,则计算出表面热流密度ϕ为 0.100 W/cm^2。

根据体积功率密度计算公式结合图 2 来确定散热方式。其热流密度计算公式为：

$$P=\frac{\phi}{v}$$

式中：ϕ为系统所需功率，单位为 W；

v 为整机的体积，单位为 cm^3；

P 为体积功率密度密度，单位为 W/cm^3。

整机功耗ϕ为 176W, 裸机的体积 v 为4955.664 cm^3,则计算出体积功率密度 P 为0.0355 W/cm^3 。

根据工程应用实际经验得出，再高温工作条件状况下设备的允许温差值ΔT 不大于 20℃，从计算结果和图 1 可知表面热流密度ϕ为 0.100W/cm^2，处于强迫风冷适用区间（0.04~0.31W/cm^2）；从计算结果和图 2 可知体积功率密度 P 为 0.0355W/cm^3，亦处于强迫风冷适用区间，综合以上两种计算方式得出该机箱冷却方式选择为强迫风冷散热，本文为了提高整机散热效果内部模块外壳采用均温板并增加内部芯片的接触面积，机箱外部设计风道增加散热面积并实现无接触强迫风冷。

2.4 国产图像处理核心器件功耗特性分析

（1）功耗与发热集中区域：AI 芯片与 FPGA 功耗密度最大，结壳热阻高，局部热流密度可达数十 W/cm^2；CPU、GPU 板卡发热集中于处理器芯片及外围供电电路；电源板热耗最高 38W，但发热分布相对均匀。

（2）高温阈值与降频特性：国产处理器芯片允许结温上限一般为 85℃~105℃，结温超过安全阈值后触发自动降频，主频与算力呈阶梯式下降，典型降频幅度可达 30%~50%；结温继续升高将触发过温保护强制关机[10]。

（3）温度对感知性能的影响：工程实测表明，芯片结温每升高 10℃，图像处理帧率约下降 5%~10%，视频解析延迟增大 10%~20%；芯片降频运行时，识别帧率可由 60fps 降至 30fps 以下，单帧处理延迟由 30ms 左右增大至 80ms 以上，识别精度（mAP）下降 5~10 个百分点，直接导致视频卡顿、目标漏检误检。

本文研制的图像视频处理控制器采用标准 3U 板卡架构，机箱内用电设备包括背板、电源板、CPU 板、GPU 板、AI 板、视频扩展板与交换板，其中电源板采用朝阳电源模块，AI 板卡搭载智行者 AI 处理芯片，CPU 板卡搭载飞腾腾锐 FT-2000 处理器，GPU 板卡搭载国产图形处理器 CG-3210。各板卡额定功耗及热耗分配如表 1 所示，整机功耗 176W，工作环境温度范围-43℃~60℃。国产核心器件结温安全工作区间较窄、温度敏感性更强，其热特性直接决定了机箱散热设计指标的确定。

表 1　各板卡额定功耗分配

序号	板卡	功耗(W)
1	电源板	38
2	AI 板卡	40
3	CPU 板卡	35
4	GPU 板卡	35
5	扩展板卡	10
6	交换板	18

2.5 车载作业场景与机箱总体需求分析

特种车辆、越野车辆长期在高温曝晒、风沙雨淋、剧烈振动冲击与强电磁干扰等恶劣工况下作业，车载感知装备须满足：密闭防护要求（IP67 防尘防水与电磁屏蔽，整机不允许开设通风孔）、振动冲击要求（按 GJB 150.16A—2009 开展振动试验考核[11]）、高低温环境要求（-43℃~60℃宽温域内长期工作）、空间与通用性要求（机舱空间受限，兼容多型国产板卡互换升级）。上述要求共同决定机箱必须同时满足密闭性、通用性与高效散热三大核心指标；常规民用机箱多采用开孔通风散热结构、防护等级低、散热冗余不足，无法满足车载振动环境、空间约束与国产高算力芯片持续满载工况需求，因而无法直接移植用于车载智能感知装备。

3 密闭图像处理机箱通用化整体方案设计

机箱设计要求为：安装于无人智能装甲车机舱内，可用空间 350mm×250mm×250mm，结构设计如图 3 所示；机箱内部完全密闭，内部板卡采用 VITA 标准 3U 板卡（VPX 模块）；机箱共配置 6 块 VPX 板卡和 1 块背板，整机功耗 176W；机箱采用铝合金一体化密封封装设计，无任何通风开孔，满足 IP67 防尘防水、车载抗振动及电磁屏蔽防护要求；前面板按标准设计，通过更换前面板实现一机多用。机箱材料选用铝合金 6061，导热性能好、抗腐蚀、重量轻，机箱壳体设计温度不超过 100℃。

环境空气温度为 60℃，采取外部风冷散热方式。

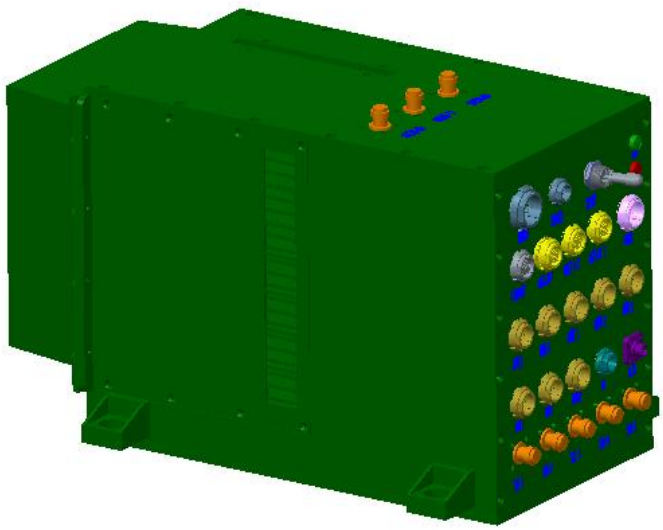


图 3　机箱结构图

3.1 结构设计

VPX 模块设计

3U-VPX 板卡盒体由线路板总成、VPX 盖板、助拔器框架、PMC/FMC 盖板、助拔器、锁紧器及导引销组成，结构示意图如图 4 所示，具体散热结构的修改和优化都是基于该结构基础上，结构接口尺寸与 VITA 标准规定的 3U 标准接口一致[12]。线路板最大厚度限定为 2mm，满足锁紧器工作行程要求；前盖板、后盖板与助拔器框架组合实现板卡电磁屏蔽；整体盒体与机箱内壁贴合安装，增强热性能与结构完整性；电子元器件与外壳通过高度差凸台及导热胶垫直接接触，保证散热途径紧密连续；模块通过锁紧器及机箱侧壁凸台将热量传递到机箱，模块之间通过导热胶垫与热管传递热量，从而解决密闭空间内高功耗器件的散热问题。

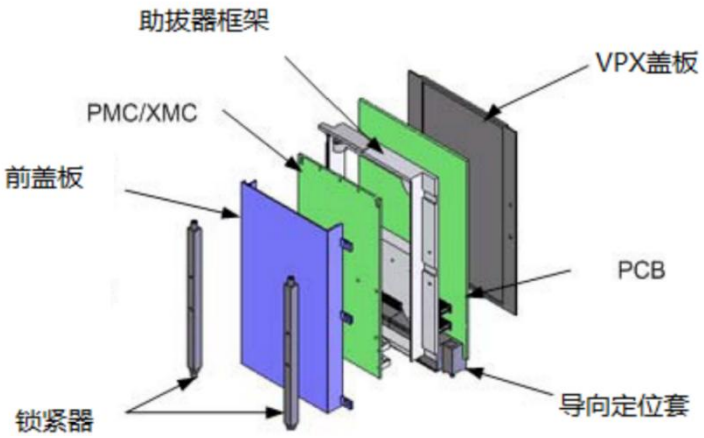


图 4　VPX 模块图示意图

整机机箱设计

机箱热设计是工程设计中的关键环节。首先根据国际 VITA 标准[12]进行结构与电子模块设计，机箱采用全封闭设计并兼顾电磁兼容性，外部风道采用强迫风冷散热，避免外界气流与内部电子元器件直接接触。设计中应遵循以下原则：

（1）电子模块布局，将发热最大的单元放置在外部及进风口处，实现散热最大化；

（2）先考虑机箱内部热设计，再考虑机箱外部热设计；

（3）在满足结构功能需求基础上，做到体积小、轻量化，并留有一定安装空间；

（4）产品结构设计满足强度和刚度要求；

（5）为保证互换性及通用性，各模块与背板的机械接口一致。

本文利用三维设计软件完成机箱结构初设，后期通过热仿真软件计算提供温度分布预测与热流路径分析，最终形成最优结构布局。

3.2 热设计

密闭机箱热设计的关键在于：以机箱侧壁作为机箱与外界能量交换的主体，将模块内芯片集中产生的热量快速传递到侧壁。芯片与壳体间媒介的导热系数是决定散热效果的核心参数，金属壳体、导热垫片与 PCB 板材的导热系数差异直接影响传热效率；密闭空间内空气流动性差、换热系数极低，是热量堆积与局部过热的主因。因此本设计以改善热传导为主，通过优化传热途径、提高固体导热效率解决设备过热问题。

本方案采用机箱内部散热与外部强迫散热相结合的方式。内部散热：靠近机箱侧壁的模块热量直接经机箱壁散出，VPX 模块器件通过高导热硅胶垫（导热系数≥5W/(m·K)）传递至冷板，冷板与机箱侧壁内置铝制散热鳍片紧密接触；高功耗板卡加装定制化热管[13-14]，热管与器件间涂抹高导热硅脂（≥8W/(m·K)）并尽量靠近机箱侧壁，形成“元器件—热管—框架—机箱侧壁”的高效热传导路径。外部散热：在机箱外部布置风道，利用风扇将机箱内部传递出来的热量强制带走，既保证电子模块在密闭空间内使用，又满足机箱散热需求。

针对集中发热器件或散热通道狭窄导致的传热不畅，优化方案从硬件与机械结构两方面着手：一是重新布局硬件 PCB，使发热量大且散热困难的芯片尽可能靠近模块锁紧条侧，缩短传热路径；二是在硬件布局无法更改时，增加高热耗芯片与模块壳体的接触面积、利用热管快速导出芯片热量、采用均温板壳体使模块热量均匀化。

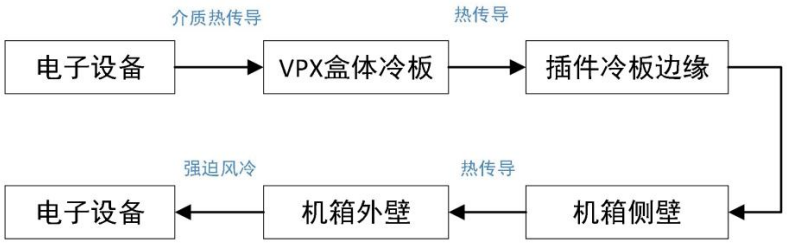


图 5　机箱散热途径流程图

4 密闭图像处理机箱热仿真分析

4.1 仿真模型建立与优化

基于实际三维机箱结构，在热仿真平台建立整机热仿真模型并合理简化非核心结构，忽略螺丝、垫片、细小接口等微小非发热结构以减少无效网格；将 PCB 及辅助电路等分散低热源整合为等效功耗，保证总热源载荷一致；保留 FPGA、电源模块、DDR 模块等核心发热器件的真实尺寸与安装位置；机箱壳体、导热垫片、金属支架等关键传热结构按 1:1 建模，密闭空腔空气域完整建模以还原自然对流流场。完成机箱本体与 VPX 模块模型装配后，按实际应用定义模块与机箱卡槽接触约束，并设定国产图像处理器件发热功率、材料导热系数、密闭边界条件及环境温度边界（模拟车载高温工况）。

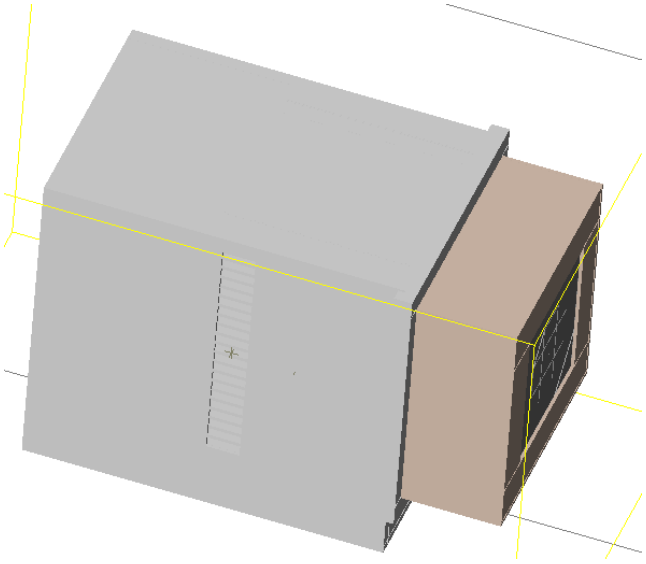


图 6　机箱三维热仿真简化模型

4.2 网格划分与仿真参数设置

热仿真精度与网格质量、求解器参数及边界工况密切相关，本节从网格划分、求解器设置与仿真工况三方面说明仿真前处理过程。

针对密闭机箱不同区域划分多个计算域，对风道、进出风口、风扇及密闭空腔区域分别设定网格密度；对高功耗芯片进行局部网格加密，最小网格尺寸依据最小发热芯片特征尺寸设定；对散热器、风扇、热管、导热胶垫等特殊结构单独划分网格。网格采用六面体与四面体混合的非结构化网格，单元总数约 800 万，长宽比控制在 20 以内，并进行网格无关性验证[15]。

求解器设置包括求解类型、流体状态、辐射模型、迭代步数与监控点设定：本仿真采用基于有限体积法的 CFD 求解器稳态求解，密闭空腔为低速自然对流，辐射采用面-面辐射换热模型，能量方程与连续性方程收敛残差均设为 1×10^{-4}，迭代 3000 步，在核心芯片与机箱关键位置布置温度监控点。仿真工况为环境温度 60℃、整机 176W 满载运行，模拟车辆高温环境长时间持续图像视频处理

场景，并对无热管与有热管两种方案对比仿真，量化评估热管散热增益。

4.3 仿真结果分析

由热仿真模型可直观看出机箱内部模块与外部风道的热量走向，明确热传递途径与散热路径的合理性，机箱风道流速示意图如图 7 所示。

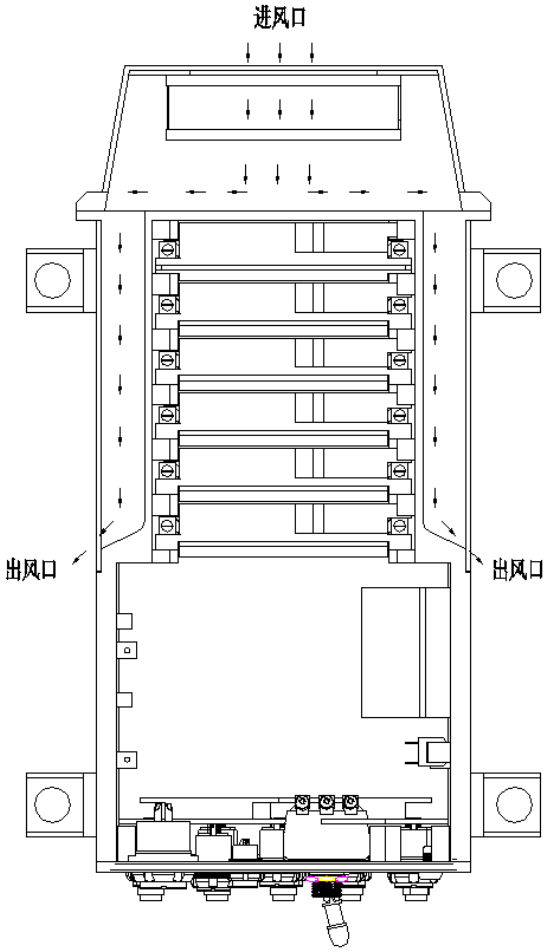


图 7　机箱风道流速示意图

4.3.1 不同散热方案下流场与温度场对比分析

在环境温度 60℃、额定功耗 176W 运行工况下，针对有无热管措施分别仿真，迭代收敛后输出机箱内部温度场、流场分布结果，对比如下：

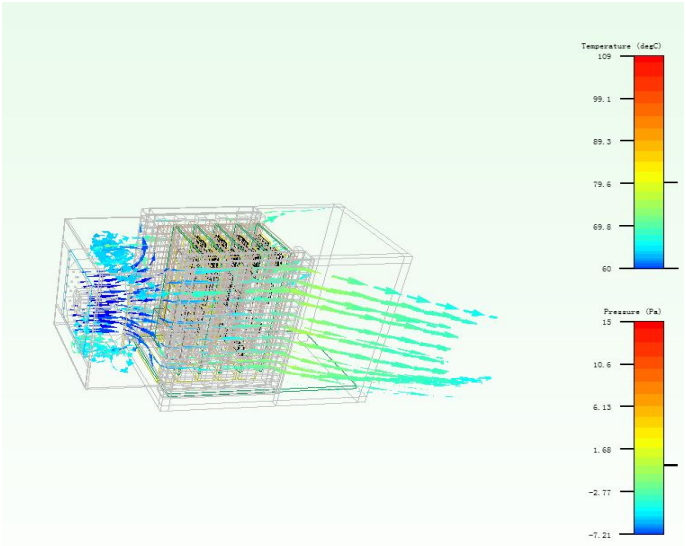


图 8　机箱流场分布图（无热管）

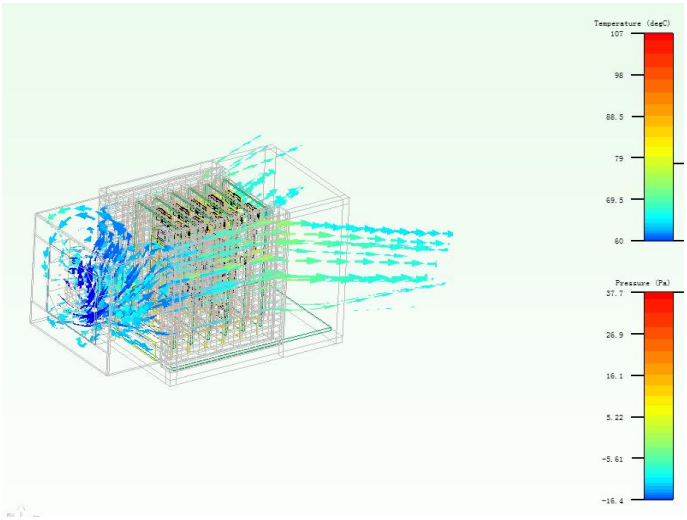


图 9　机箱流场分布图（有热管）

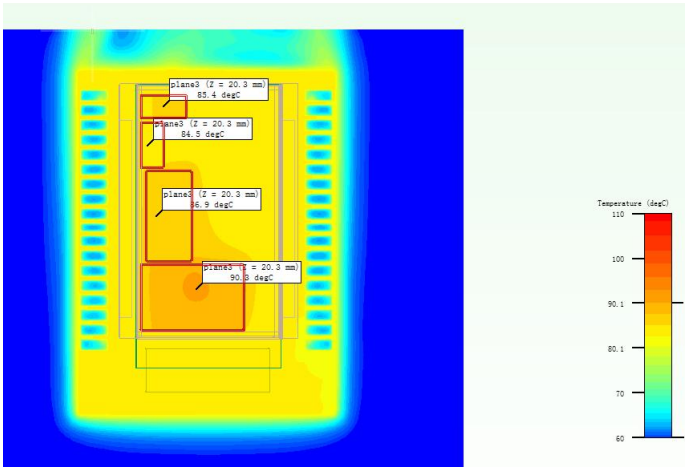


图 10　电源模块温度场分布图（无热管）

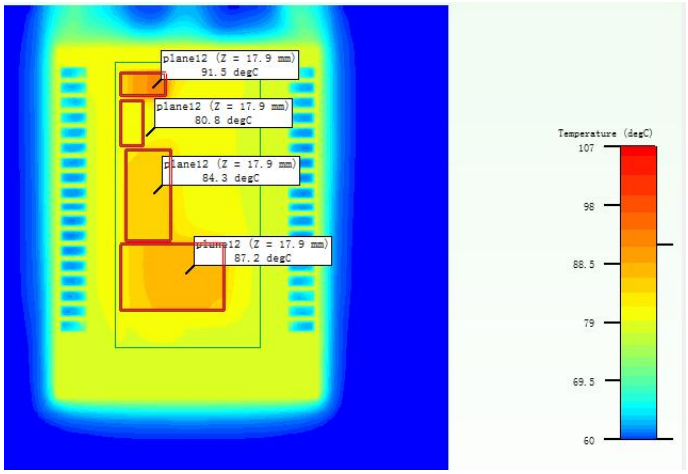


图 11　电源模块温度场分布图（有热管）

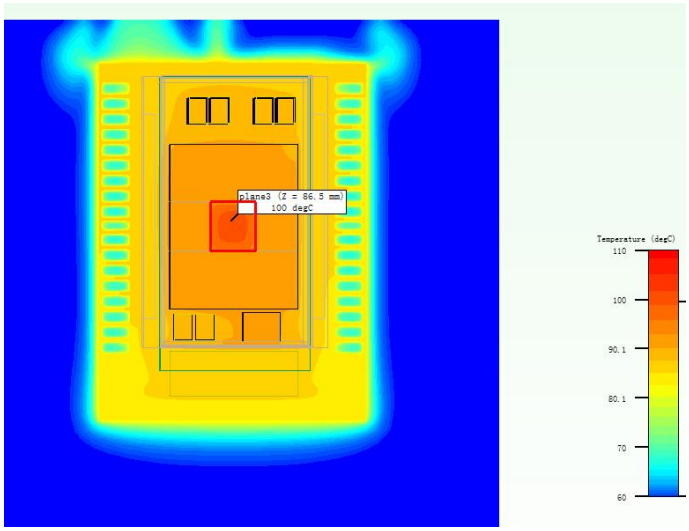


图 12　AI 模块温度场分布图（无热管）

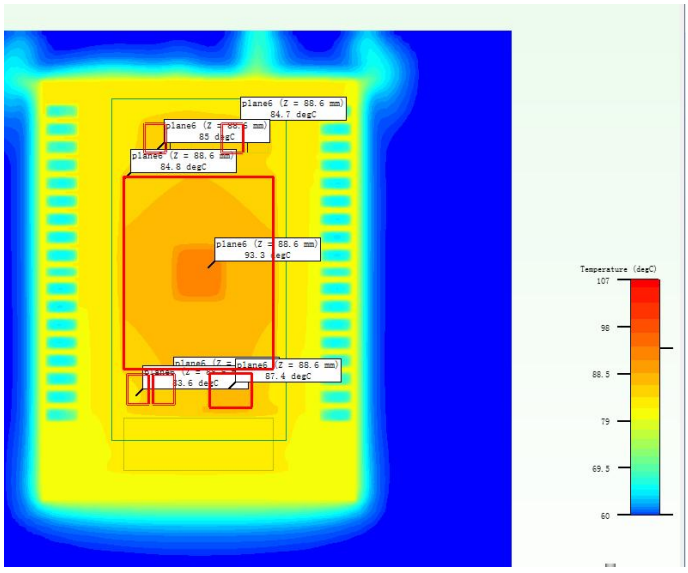


图 13　AI 模块温度场分布图（有热管）

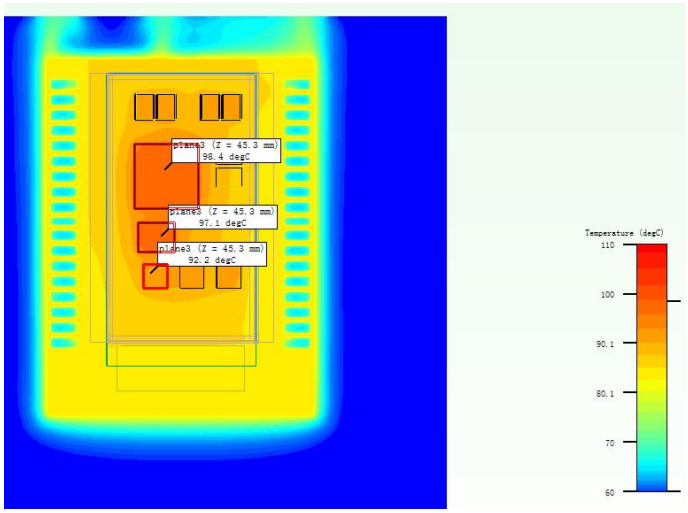


图 14　CPU 模块温度场分布图（无热管）

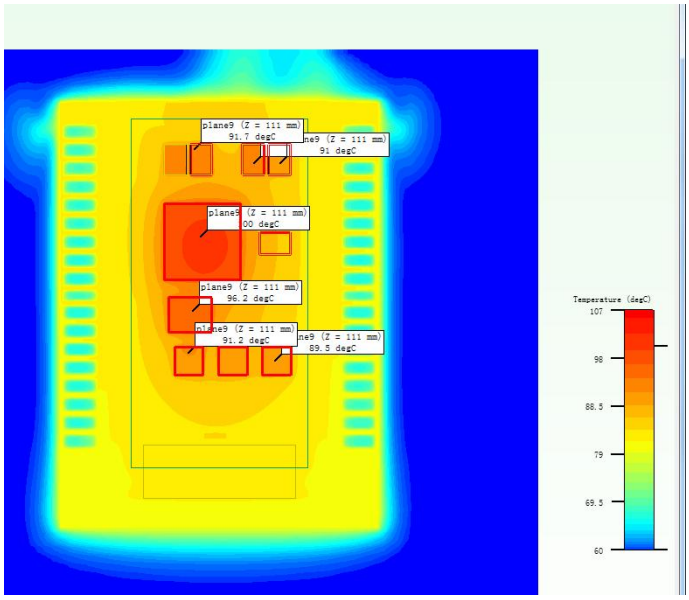


图 15　CPU 模块温度场分布图（有热管）

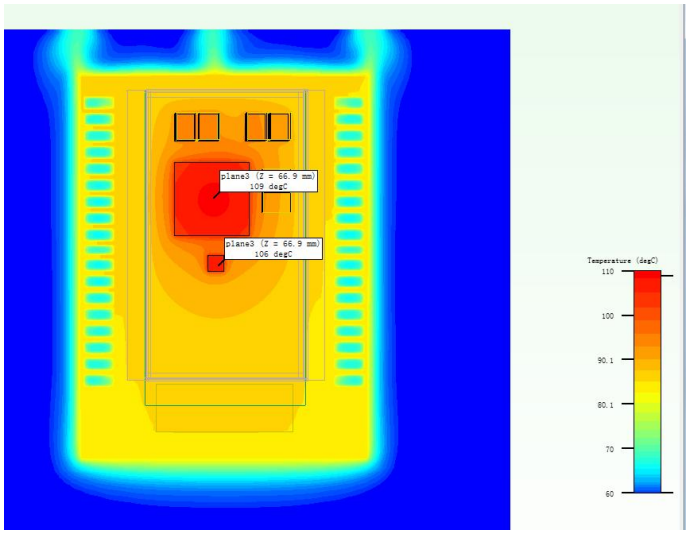


图 16　GPU 模块温度场分布图（无热管）

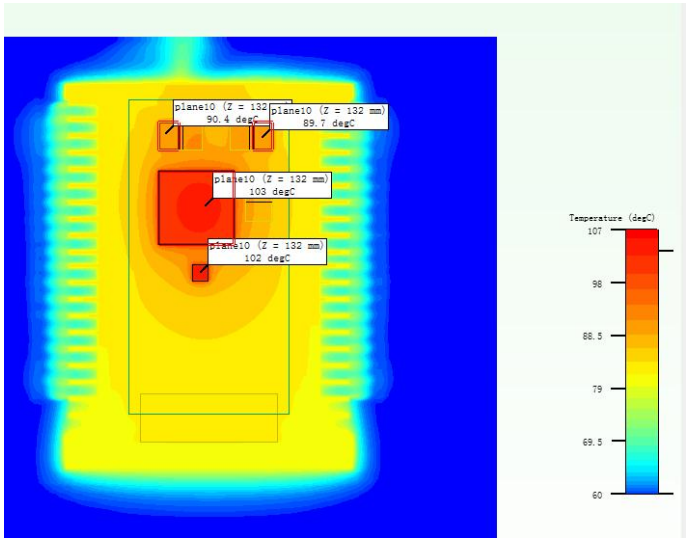


图 17　GPU 模块温度场分布图（有热管）

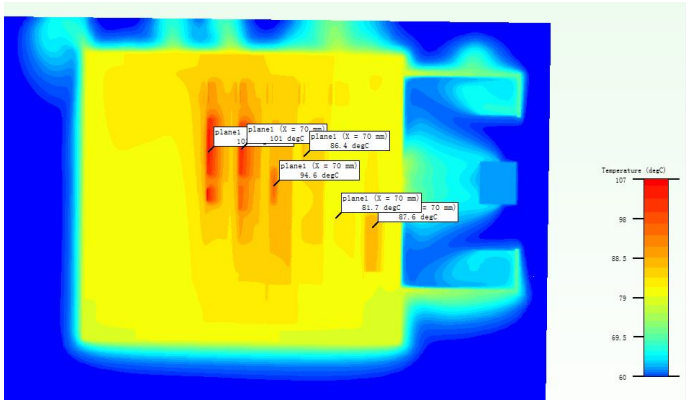


图 18　机箱纵向温度图（布置热管）

4.3.2 仿真结果讨论与分析

图 8 与图 9 分别给出无热管与有热管方案下机箱流场分布：冷却气流完全在机箱外侧风道内流动，风道进出口流速较高、无低速涡流区，机箱密闭防护特性得到保证。图 10~图 17 依次给出两方案下电源、AI、CPU 与 GPU 模块温度场对比，图 18 为布置热管后机箱纵向温度图。对比可知：（1）两种方案下各电子器件温度均低于许用温度，但无热管方案下热量主要集中在机箱前半区域（远离风扇口端），各核心模块均存在明显局部热点，模块表面温差达 10℃以上；（2）布置热管后，热量沿“芯片—热管—模块框架—锁紧条—机箱侧壁”路径快速导出，各模块温度场趋于均匀，热点温度下降 8℃~12℃，模块表面温差缩小至 5℃以内；（3）加装热管方案下各核心模块最高温度满足器件许用要求且留有充足裕量，热管散热增益显著，验证了“内部高效传导+外部强迫风冷”总体方案的合理性与工程可行性。

5 结论

本文面向智能车辆装备环境感知系统的工程需求，针对国产高算力图像视频处理控制器在密闭车载环境下的散热难题，开展了通用化密闭机箱热设计与热仿真研究，主要结论如下:

（1）依据热流密度与体积功率密度计算结果，确定了“内部高效传导+外部强迫风冷”的总体散热方案，有效解决了密闭防护与高效散热之间的矛盾；

（2）基于 VITA 标准完成了通用化密闭机箱整机与 VPX 模块结构设计，通过高导热硅胶垫、均温板、热管及外部独立风道协同设计，构建了“元器件—热管—框架—机箱侧壁—外部风道”的高

效热传导路径；

（3）60℃高温满载工况下的对比仿真表明，布置热管后局部热点明显消除，各模块最高温度满足器件许用要求并留有裕量；

（4）本文形成的密闭高算力设备热设计与热仿真方法可广泛适配各类智能特种车辆环境感知装备，为国产高算力感知硬件的工程化应用提供技术支撑。

参考文献：

[1] SAE J3016—2021. Taxonomy and definitions for terms related to driving automation systems for on-road motor vehicles[S]. Warrendale: SAE International, 2021.

[2] REDMON J, FARHADI A. YOLOv3: An incremental improvement[J]. arXiv preprint arXiv:1804.02767, 2018.

[3] HE K, ZHANG X, REN S, et al. Deep residual learning for image recognition[C]//Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Las Vegas: IEEE, 2016: 770-778.

[4] CHEN L C, PAPANDREOU G, KOKKINOS I, et al. DeepLab: Semantic image segmentation with deep convolutional nets, atrous convolution, and fully connected CRFs[J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 2018, 40(4): 834-848.

[5] YEONG D J, VELASCO-HERNANDEZ G, BARRY J, et al. Sensor and sensor fusion technology in autonomous vehicles: A review[J]. Sensors, 2021, 21(6): 2140.

[6] LI Y, MA L, ZHONG Z, et al. Deep learning for LiDAR point clouds in autonomous driving: A review[J]. IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems, 2021, 32(8): 3412-3432.

[7] ROSIQUE F, NAVARRO P J, FERNÁNDEZ C, et al. A systematic review of perception system and simulators for autonomous vehicles research[J]. Sensors, 2019, 19(3): 648.

[8] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.

[9] 邱成悌, 赵惇殳, 蒋全兴. 电子设备结构设计原理[M]. 南京: 东南大学出版社, 2005.

[10] GJB/Z 27—92. 电子设备可靠性热设计手册[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 1992.

[11] GJB 150.16A—2009. 军用装备实验室环境试验方法 第 16 部分: 振动试验[S]. 北京: 中国人民解放军总装备部, 2009.

[12] VITA 46.0—2019. VPX baseline standard[S]. Fountain Hills: VITA Standards Organization, 2019.

[13] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.

[14] FAGHRI A. Heat pipe science and technology[M]. Washington: Taylor & Francis, 1995.

[15] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

融合持续学习与轻量化部署的多模态多目标识别跟踪算法研究

张延平[1]，聂璐瑶[1]，万澎[2]，翟亚宁[1]，张佳乐[1]

（1. 内蒙古第一机械集团股份有限公司；2. 云南北方光电仪器有限公司）

摘　要：针对复杂场景下可见光与红外模态目标识别精度受限、新增类别小样本增量学习能力弱、边缘嵌入式设备算力功耗约束严格、目标尺度突变与短时遮挡导致跟踪失稳等工程难题，本文构建一套集成动态多目标识别、小样本增量持续学习、模型轻量化部署与高精度目标跟踪的多模态智能感知算法体系。首先，搭建输入端、主干网络、颈部网络、预测输出端四模块协同的深度学习检测网络，通过多尺度特征提取、跨层级特征融合、精准解码与非极大值抑制后处理，实现可见光、红外双模态图像稳定多目标识别；其次，提出基于记忆回放与知识蒸馏的混合式持续学习策略，结合元学习初始化与小样本数据增强方法，解决传统静态模型长期部署的性能衰退、新知识过拟合与旧知识灾难性遗忘问题；再次，融合知识蒸馏、结构化剪枝、8bit 量化三重轻量化技术，在保障识别精度的前提下实现模型参数压缩与推理加速，适配边缘设备实时部署需求；最后，构建卡尔曼滤波结合级联匹配的目标跟踪框架，优化目标遮挡、尺度突变、出画复现场景下的轨迹关联与状态更新机制，提升动态跟踪稳定性。实验结果表明，本文算法可有效应对复杂光照、尺度剧变、短时遮挡等干扰因素，在可见光与红外多模态感知场景中具备优异的稳定性、泛化性与工程落地价值。

关键词：多目标识别跟踪；持续学习；小样本增量学习；模型轻量化；多模态感知

1 引言

多目标识别与跟踪是机器视觉与智能感知领域的核心关键技术，广泛应用于无人机巡检、智能安防、战场态势感知、智能交通等军民场景。随着作业场景日趋复杂化、目标类型迭代常态化、部署设备边缘化，传统感知算法逐步暴露诸多短板。传统深度学习识别模型多为静态固化结构，完成训练后参数不再更新，长期部署过程中面对新型目标、新增类别极易出现识别性能衰退；若采用传统重训练方式，需整合新旧数据集全局迭代，存在算力消耗大、训练周期长、高负载下部署系统中断、历史数据存储与隐私风险突出等问题。同时，复杂野外场景存在光照剧烈变化、目标尺度差异大、遮挡频发、背景杂波干扰强等问题，单一尺度特征难以兼顾小目标定位精度与大目标语义分类能力。此外，高精度深度学习模型参数量大、计算冗余度高，受边缘嵌入式设备体积、功耗、内存、算力限制，无法直接实现端到端实时推理部署。在目标跟踪环节，目标高速运动导致的尺度突变、短时遮挡、出画复现等工况，易引发轨迹中断、ID 跳变、跟踪漂移等缺陷，严重制约感知系统的连续性与可靠性。

国内外学者围绕目标感知各细分模块开展了大量研究。在多目标检测领域，端到端深度学习网络凭借强大的特征表征能力，逐步替代传统手工特征算法，多尺度特征金字塔结构有效提升了复杂场景检测精度。在增量学习领域，持续学习技术通过规避全局重训练，实现模型新旧知识的接续学习，小样本优化策略进一步缓解了新类别数据稀缺引发的过拟合问题。在模型轻量化领域，知识蒸馏、网络剪枝、数值量化等技术可有效压缩模型规模、降低推理延迟，为边缘部署提供技术支撑。在目标跟踪领域，基于卡尔曼滤波与级联匹配的检测跟踪联动框架，显著提升了动态目标轨迹跟踪稳定性。

现有研究多聚焦单一模块优化，缺乏识别、增量学习、轻量化部署、动态跟踪全流程一体化设计，难以适配工程场景的综合感知需求。针对上述问题，本文构建全流程多模态多目标感知算法体

系，依次完成高精度多尺度目标识别网络搭建、小样本增量持续学习机制优化、多维度模型轻量化压缩与嵌入式部署、抗干扰动态目标跟踪算法设计，通过多技术融合突破复杂场景感知瓶颈，实现多模态、高精度、低延时、高稳定性的智能感知输出，为无人系统实时感知、复杂场景目标监控等工程应用提供可靠技术支撑。

2 动态多目标识别技术

本文采用端到端深度学习多目标识别算法，整体网络架构由输入端（Input）、主干网络（Backbone）、颈部网络（Neck）与预测输出端（Prediction）四部分组成，依托多尺度特征提取、跨层级特征融合、精准预测解码与冗余框剔除机制，实现可见光、红外双模态图像多目标精准识别，网络整体结构如图 1 所示。该一体化架构摒弃传统分阶段检测模式，简化推理流程，兼顾识别精度与实时性，适配复杂动态场景多目标检测需求。

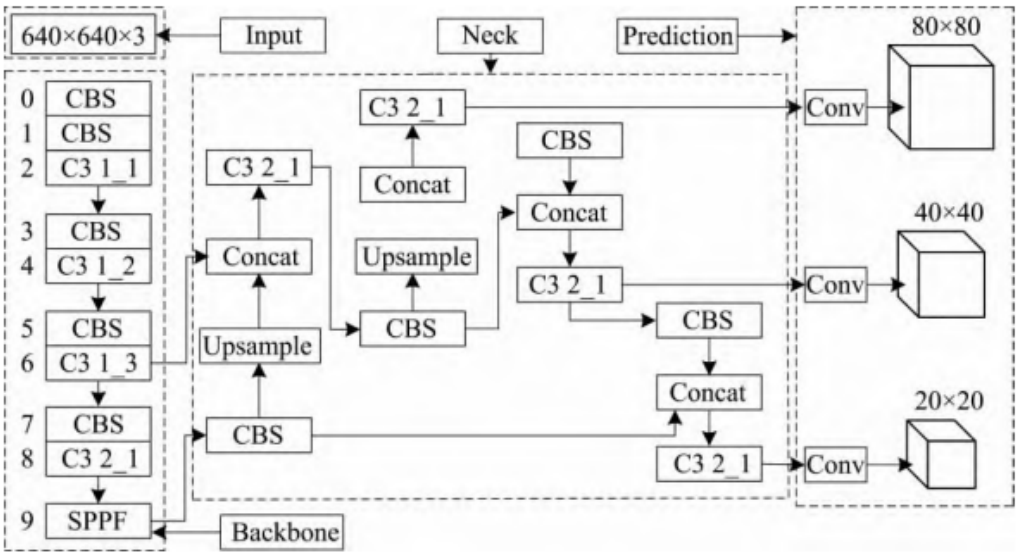


图 1　识别网络结构图

1.1 网络整体工作流程

多目标识别网络推理流程分为图像预处理、多尺度特征提取、跨层级特征融合、目标预测解码、冗余框剔除、结果可视化六个核心阶段。系统实时读取视频流数据，逐帧截取单帧图像作为输入，在输入端完成图像归一化、尺寸统一缩放等预处理操作，消除像素尺度、灰度分布差异对模型推理的干扰，提升模型鲁棒性。预处理图像送入主干网络完成底层视觉特征到高层语义特征的多尺度抽象提取，输出多尺度特征图；随后由颈部网络完成深浅层特征跨层级融合与增强，弥补单一尺度特征的信息缺陷；融合特征输入预测输出端，完成目标坐标、类别概率与置信度解码输出。最后通过非极大值抑制算法剔除重叠冗余检测框，保证单目标唯一检测框输出，最终在原图绘制标注结果，完成多目标识别。相较于传统算法，该多模块协同架构有效解决了小目标漏检、大目标误检、目标重叠重复检测等问题，可兼容可见光强光干扰、红外低纹理弱特征场景，场景适应性更强。

1.2 主干网络特征提取模块

主干网络是识别系统的核心特征提取单元，主要负责对输入图像进行多尺度、多层次特征抽象，将边缘、纹理、灰度等底层视觉信息转化为包含目标轮廓、语义属性、类别特征的高层语义信息，为后续特征融合与目标预测提供高质量基础特征。本文主干网络集成 CBS 卷积结构、C3 残差结构与 SPPF 快速金字塔池化结构，实现高效、稳定的特征提取。其中，CBS 结构由卷积层、BN 批量归一化层与激活函数构成，可完成基础特征卷积提取与归一化优化，加快训练收敛速度；C3 残差结构依托残差连接机制，有效缓解深层网络梯度消失与梯度爆炸问题，保障网络深度拓展后的训练稳定性；SPPF 结构融合最大池化与注意力机制，高效扩大网络感受野，捕捉全局上下文信息，强化多尺

度特征感知能力。

主干网络采用四级 C3 模块组合设计，参数 k 依次设置为 1、2、3 和 1。前三个 C3 模块通过递增 k 值加深网络深度，逐层挖掘精细化高层语义特征；最后一级 C3 模块后置 SPPF 结构，进一步丰富特征图层级维度与全局信息。特征图空间尺度由 ConvBL 卷积步幅精准调控，通过逐级下采样降低空间分辨率、提升通道维度，实现底层细节信息与高层语义信息的分层提取。主干网络核心优势体现在两点：一是残差结构突破浅层网络特征表征局限，在加深网络的同时维持训练稳定，避免深层性能退化；二是轻量化 SPPF 结构在低计算开销前提下，强化多尺度目标与复杂背景抗干扰能力，输出的多尺度特征兼具细节完整性与语义丰富度，为后续特征融合提供高质量输入支撑。

1.3 颈部网络特征融合模块

颈部网络是主干网络与预测端的核心过渡模块，主要实现多尺度特征跨层级融合与特征增强，解决单一尺度特征无法兼顾小目标定位精度与大目标语义分类的技术痛点。主干网络浅层特征具备丰富边缘纹理细节，定位精度高但语义薄弱；深层特征语义表征能力强、抗干扰性好，但细节丢失严重，小目标定位误差大。颈部网络通过多阶段上采样、特征拼接与卷积优化，实现深浅层特征优势互补，生成适配不同尺度目标检测的融合特征图。

本文 Neck 网络以主干网络输出的 8×、16×、32×多尺度特征图为输入，采用 k=1 的 C3 模块与 CBS 卷积完成四阶段递进式特征融合。第一阶段对 32×深层特征进行通道压缩与上采样，与 16×中层特征拼接融合，整合全局语义与中层结构信息；第二阶段融合特征经 C3 优化后再次上采样，与 8×浅层高分辨率特征拼接，补充边缘细节信息；第三、四阶段通过多层特征回流拼接与卷积优化，完成多尺度特征深度聚合，最终输出高质量融合特征图。该递进融合机制解决了传统特征金字塔单层融合信息流失问题，融合特征同时具备精准定位能力与强语义表征能力，可自适应适配大、中、小多尺度目标检测，轻量化模块设计有效控制计算开销，兼顾检测精度与推理实时性，显著提升模型复杂场景泛化能力。

1.4 预测输出端与后处理机制

预测输出端负责多尺度融合特征解码，完成目标类别判定与坐标定位。本文选取颈部网络第 17、19、23 层多尺度特征作为输入，分别适配小、中、大三类目标检测需求。所有特征图统一采用 1×1 卷积核解码，卷积维度设置为((nc+5)×3)。其中，nc 为自定义目标类别数，适配人、车辆、无人机等多类目标检测场景；参数 5 对应网格横向偏移 tx、纵向偏移 ty、宽高缩放系数 tw、th 及目标置信度；参数 3 代表单网格先验锚框数量。结合特征图尺度缩放比例，可将网格偏移量精准映射为原图目标真实坐标。

为解决多锚框重复检测、目标重叠误检问题，本文引入非极大值抑制算法完成后处理优化，通过置信度筛选保留最优检测框，剔除高重叠度冗余框，确保单目标唯一标注结果。模型训练阶段仅更新坐标偏移、类别权重与置信度参数，坐标换算、非极大值抑制等后处理流程不参与迭代优化，简化训练流程、提升训练效率。经多模块协同优化的识别模型，可适配可见光与红外双模态输入，在常规光照、低照度、复杂背景场景下均可实现快速精准识别，为后续目标跟踪提供可靠检测基础数据。可见光与红外多目标检测效果分别如图 2、图 3 所示。



图 2　红外多目标检测效果图



图 3　可见光多目标检测

2 基于持续学习的小样本增量识别与稳定性优化

针对无人机等目标型号迭代快、新类别样本稀缺、静态模型长期部署性能衰退的问题，本文引入持续学习技术，构建基于记忆回放与知识蒸馏的混合式增量学习框架，结合元学习初始化与小样本数据增强策略，实现模型“保留旧知识、习得新类别”的增量识别能力，规避传统全局重训练的高成本、高风险缺陷，保障模型长期部署的稳定性与适应性。

2.1 混合式持续学习整体框架

本文设计的混合式持续学习算法以记忆回放为基础、知识蒸馏为软约束、元学习为初始化先验，针对性解决小样本增量学习的过拟合与灾难性遗忘问题。整体架构如图 4 所示，核心目标是依托少量新类别样本完成增量迭代，同时完整留存旧类别识别能力，无需全局重训练与海量数据存储，大幅降低工程应用成本。相较于单一回放或单一蒸馏算法，混合框架融合双重优势：记忆回放通过真实旧样本唤醒历史知识，保障旧类别精度；知识蒸馏通过软约束知识迁移弥补记忆库容量短板；元学习初始化提升小样本快速适配能力，三者协同实现高精度、高稳定性的增量识别效果。

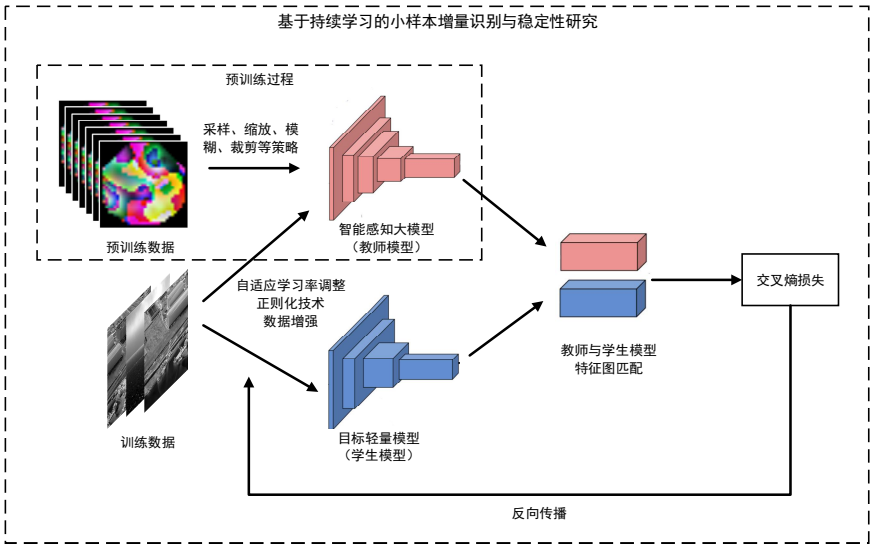


图 4　基于持续学习的小样本增量识别技术框架

2.2 自适应核心记忆库回放机制

为抑制增量学习过程中的灾难性遗忘，本文构建固定容量自适应核心记忆库，存储旧类别代表性样本并参与新类别迭代训练。区别于传统随机存储模式，本文从模型不确定性、类别覆盖度、样本多样性三维度筛选最优样本：优先选取模型预测置信度波动大的困惑样本，强化类别边界判别能力；筛选可完整覆盖旧类别特征分布的样本，保障特征完整性；选取姿态、尺度、场景差异大的样本，丰富特征维度。增量训练时，新旧样本混合迭代，直接唤醒模型旧知识，从数据层面抑制遗忘问题。固定容量记忆库无需存储全部旧数据集，有效降低存储开销与隐私风险，适配边缘设备长期

部署场景。

2.3 知识蒸馏软约束优化

针对小样本训练易过拟合、记忆库样本数量有限的问题，本文引入知识蒸馏损失构建新旧知识协同优化机制。将增量训练前的高精度旧模型作为教师模型，留存完整旧类别知识；当前迭代的增量模型作为学生模型，通过教师模型软监督约束学生模型旧类别输出分布。训练过程中，新旧混合样本同步输入双模型，计算双重损失：交叉熵硬损失约束学生模型新类别识别精度，KL 散度蒸馏软损失约束新旧模型旧类别输出分布一致性。总损失为二者加权融合，通过反向传播统一优化参数。该机制构建无样本知识约束，弥补记忆库硬件容量限制，平滑小样本迭代过程，有效缓解过拟合与旧知识遗忘问题。

2.4 元学习初始化与小样本数据增强

本文引入模型无关元学习（MAML）思想完成模型初始化优化，在预训练阶段依托海量已知类别开展模拟增量学习，让模型习得通用特征提取与分类边界调整能力，构建优良归纳偏置。预训练模型具备极强快速适配能力，面对新类别小样本时，仅需少量梯度迭代即可完成精准特征映射与分类优化。同时，采用图像旋转、随机缩放、平移裁剪、色彩扰动、灰度变换等多维度数据增强技术，丰富新样本姿态、尺度、光照场景维度，提升模型新类别泛化能力，从数据层面保障小样本增量学习的稳定性与精度。

3 嵌入式轻量化目标识别部署技术

高精度识别与增量学习模型参数量大、计算冗余度高，存在推理延迟高、内存占用大、功耗偏高的问题，无法直接适配无人机、嵌入式终端的边缘部署约束。本文融合知识蒸馏、结构化剪枝、8bit 量化三重轻量化技术，构建多层次模型压缩体系，在基本保留模型感知性能的前提下，缩减参数规模、降低计算开销、提升推理速度，实现算法嵌入式实时部署，轻量化技术架构如图 5 所示。

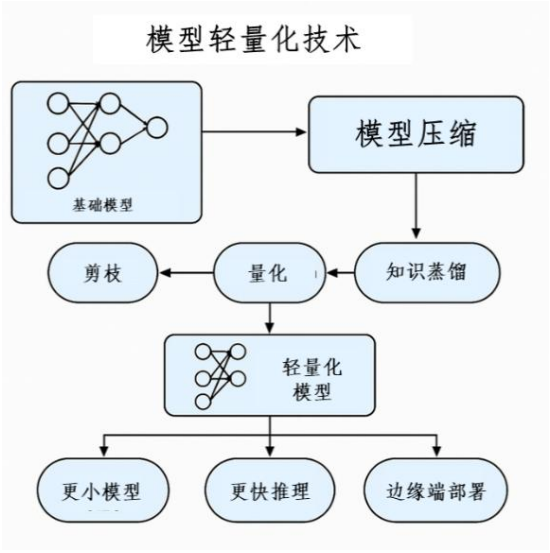


图 5　模型轻量化技术典型架构

3.1 知识蒸馏轻量化技术

知识蒸馏通过师生模型知识迁移实现模型轻量化，将高精度大参数量教师模型的隐性特征知识迁移至小规模学生模型，以极小精度损失换取极致推理效率提升。训练流程分为四阶段：数据集同步输入师生模型完成前向推理；计算交叉熵硬损失保障学生模型基础识别精度，计算 KL 散度软损失实现隐性知识迁移；加权融合得到总损失并完成反向传播迭代；收敛后得到轻量化学生模型。为优化蒸馏效果，在 Softmax 函数中引入温度参数软化概率分布，放大细微特征差异，强化知识迁移精度；推理阶段重置温度参数为 1，恢复标准分类输出，兼顾训练精度与推理规范性，有效剔除模

型冗余表征，简化网络结构、降低推理开销。

3.2 模型剪枝压缩技术

深度学习网络存在大量冗余权重与神经元，无效增加计算负担。本文采用结构化剪枝策略，以滤波器与网络层为裁剪单元，规避非结构化剪枝硬件适配性差的缺陷。剪枝流程依次为：获取蒸馏优化后的高精度参考模型；基于权重绝对值、梯度幅度、输出贡献度评估参数重要性；剔除低贡献冗余滤波器与网络连接；微调训练修复精度损失；迭代压缩实现模型规模与精度最优平衡。结构化剪枝不破坏网络拓扑结构，可兼容 GPU 与嵌入式硬件加速，可大幅降低模型参数量与浮点计算量，仅造成微弱精度损耗，完全满足工程部署需求。

3.3 模型量化加速技术

为进一步压缩模型体积、降低功耗、提升推理速度，本文采用 8bit 整型量化技术，将原始 float32 浮点型权重参数映射为 int8 整型参数。该量化方式可将模型存储体积压缩至原始 1/4，大幅降低边缘设备存储与迭代更新压力；整型数据读写计算功耗显著低于浮点数据，内存调用效率提升 4 倍，适配边缘低功耗运行需求；同时主流嵌入式处理器对整型数据运算速度更快，有效缩短单帧推理延时。经蒸馏、剪枝、量化三重优化后，模型实现参数精简、结构优化、推理加速全方位升级，完整保留多模态识别与增量学习核心能力，适配边缘设备实时低功耗部署需求。

4 多模态目标跟踪算法

依托前文高精度检测输出结果，本文搭建基于神经网络与卡尔曼滤波的端到端多目标跟踪算法，通过多级级联匹配、轨迹评分优化、自适应窗口调整机制，解决目标遮挡、尺度突变、出画复现、光照干扰引发的轨迹中断、ID 跳变、跟踪漂移问题，实现可见光与红外双模态目标持续稳定跟踪。

4.1 跟踪算法整体流程

本文跟踪算法采用“检测-预测-匹配-更新”闭环迭代架构，算法流程如图 6 所示。首先读取当前帧目标检测结果，获取目标坐标、尺度、类别信息；依托上一帧轨迹状态，通过卡尔曼滤波器预测当前帧目标理论位置与尺度，生成预测框；对检测框与预测框开展级联匹配，匹配失败样本进一步通过 IOU 二次匹配补全关联；根据匹配结果更新卡尔曼滤波参数，修正目标实时轨迹，输出跟踪结果并迭代至下一帧，直至目标出画跟踪终止。该架构融合检测精度与滤波预测稳定性，单帧处理延时稳定控制在 25 ms 以内，满足实时跟踪需求。

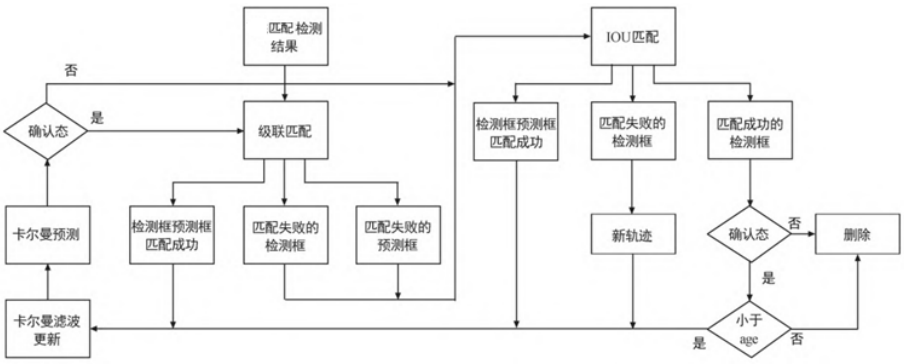


图 6　目标跟踪算法流程图

4.2 多级级联匹配核心机制

级联匹配是目标轨迹关联的核心模块，本文融合关联分数与轨迹评分双重优化机制提升匹配精度。关联分数量化检测框与历史轨迹框的特征相似度与位置关联度，最大化帧间关联匹配度，规避交叉目标误匹配问题。轨迹评分机制对历史轨迹优先级排序，将存续时间久、运动稳定、关联活跃的轨迹设为高优先级，目标遮挡复现后优先匹配高可信轨迹，有效抑制 ID 跳变与轨迹误重置。同时采用两级匹配策略，先依托特征关联分数完成精准匹配，再通过 IOU 匹配处理弱关联、模糊、轻度遮挡目标，分层剔除错误匹配对，有效适配低对比度、尺度剧变、恶劣天气等复杂工况，提升跟踪

鲁棒性。

4.3 自适应跟踪与复杂场景适配优化

针对目标远近运动引发的尺度突变问题，算法设计自适应跟踪窗口调整机制，依据目标历史尺度变化趋势与帧间位移差值，动态调整跟踪窗口尺寸与感受野范围，避免固定窗口导致的目标丢失与漂移。针对遮挡工况，算法具备完整记忆跟踪能力：轻度遮挡时依托多级匹配持续锁定轨迹；完全遮挡检测失效时，启动卡尔曼记忆预测模式，基于历史轨迹持续推演目标位置；目标重新出画后自动匹配历史轨迹、快速恢复跟踪，实现遮挡场景无间断跟踪。

4.4 算法性能实验分析

可见光场景跟踪效果如图 7 所示，算法可实现目标初始化、持续跟踪、遮挡记忆、复现找回全流程稳定输出。目标未锁定状态可快速初始化轨迹，持续跟踪阶段轨迹平滑稳定；部分遮挡时精准锁定目标，完全遮挡时进入记忆跟踪状态，目标复现后自动接续轨迹，无 ID 跳变与轨迹中断问题。红外场景跟踪效果如图 8 所示，针对无人机目标由远及近、尺度由 30×20 像素剧变至 400×300 像素的极端工况，算法通过自适应窗口与多尺度匹配实现全程稳定跟踪，适配红外低纹理弱特征场景。综合实验表明，本文算法常规场景跟踪匹配率大于 90%，可有效应对光照干扰、尺度突变、短时遮挡、目标出画等复杂工况，实时性与稳定性优异。



图 7　可见光目标跟踪示例（存在遮挡）

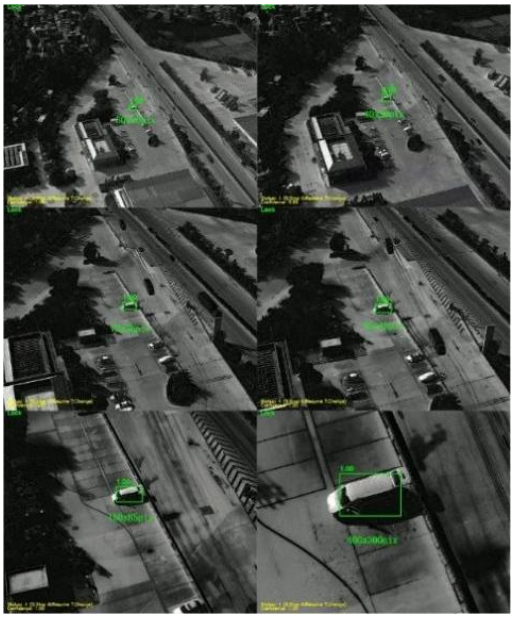


图 8　红外目标跟踪效果（目标由小变大）

5 结论

本文针对多模态复杂场景智能感知的系列技术难题，构建了集动态多目标识别、小样本增量持续学习、嵌入式模型轻量化部署、高精度动态目标跟踪于一体的全流程感知算法体系。通过四模块深度学习网络架构优化，实现可见光与红外双模态高精度多目标识别；依托记忆回放与知识蒸馏混合持续学习框架，解决了传统静态模型性能衰退、小样本增量过拟合与灾难性遗忘问题，保障模型长期部署稳定性；融合蒸馏、剪枝、量化三重轻量化技术，实现模型全方位压缩加速，适配边缘设备低功耗、低延时部署需求；依托多级级联匹配与卡尔曼滤波跟踪框架，有效解决遮挡、尺度突变、光照干扰场景的跟踪失稳问题，实现目标持续可靠跟踪。实验验证表明，相较于传统单一算法，在感知精度、实时性、场景泛化性与工程部署性上均有显著提升，可广泛应用于无人机巡检、智能安防、战场感知等工程场景。后续研究将聚焦强逆光、浓雾、远距离小目标等极端场景感知优化，进一步提升模型鲁棒性，优化持续学习样本遴选效率与轻量化精度损耗，构建通用型、高鲁棒性多模态智能感知系统。

参考文献

[1] 樊小冬. 轻量化低慢小无人机多目标检测及跟踪方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2024.

[2] 金涛, 钱贝宁. 融合属性特征和外观特征的多目标跟踪方法[J]. 计算机工程与应用, 2026, 62(7):168-176.

[3] 卢晓燕, 沈猛, 王洁. 基于深度学习的长时地面目标跟踪技术[J]. 应用光学, 2025.

[4] 曹文武, 李苔群, 吴志佳. 基于 YOLOv8 和准密集相似性学习的多目标跟踪方法[J]. 中国激光, 2025.

[5] 计忠平. 集成全局局部特征交互与角动量机制的端到端多目标跟踪算法[J]. 电子与信息学报, 2025.

[6] 邵小强. 改进 YOLOv5s 和 DeepSORT 的井下人员检测及跟踪算法[J]. 煤炭科学技术, 2023.

[7] 张磊, 王超. 基于知识蒸馏的深度学习模型轻量化方法研究[J]. 计算机应用研究, 2024.

[8] 李明, 赵阳. 持续学习中的灾难性遗忘抑制方法综述[J]. 自动化学报, 2023.

[9] 王浩, 陈曦. 多模态图像特征融合与目标检测算法研究[J]. 光学学报, 2024.

[10] 刘杰, 周明. 嵌入式端深度学习模型量化与剪枝轻量化技术[J]. 微电子学与计算机, 2025.

融合动态权重自适应峰值滤波与全局-局部雷达 Transformer 的毫米波雷达多任务学习网络

李泽锴，刘龙，苏云泉，高博，谢光达，刘珺玮，耿艳东，苗蕾，陈奕龙

内蒙古第一机械集团股份有限公司科研所，内蒙古 包头 014000

摘　要：针对自动驾驶场景中高分辨率毫米波雷达信号杂波干扰严重、目标特征稀疏及角度分辨率受限等问题，提出一种融合动态权重自适应峰值滤波与全局-局部雷达 Transformer 的毫米波雷达多任务学习网络，旨在同步实现高精度目标检测与可行驶区域分割。通过可学习形变保护带宽与动态权重聚合机制，自适应贴合目标峰值响应，有效抑制背景杂波与旁瓣效应；构建全局-局部雷达 Transformer 模块，融合局部卷积与全局自注意力机制，在保留高频几何边界特征的同时建立长程依赖，精准聚合同一目标的离散散射响应。基于 RADIal 数据集的实验表明，与次优网络相比，该网络在综合性能指标 F1 上提高了 1.1%，在方位角误差 AE 上降低了 18.2%，并输出更具连通性与平滑边界的分割结果。整体性能优于现有主流方法，为复杂道路感知提供了可靠方案。

关键词：毫米波雷达；动态权重自适应峰值滤波；Transformer；目标检测；可行驶区域分割

中图分类号：TP181　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-1093(202X) XX -240788-XXX

0 引言

自上世纪 90 年代以来，毫米波雷达（简称“雷达”）被广泛应用于民用车辆，并逐步应用于军事装甲车无人化升级改造之中，是自适应巡航控制、盲点监测等传统辅助驾驶功能的首选传感器。然而，角分辨率低下的缺陷阻碍了雷达在自动驾驶系统中的应用，近年来，随着密集虚拟天线阵列技术的发展，高分辨率成像雷达应运而生，其在方位角和俯仰角上均取得了较高角分辨率，并能产生更密集的点云。

近年来，随着计算机硬件算力的提升和深度学习技术的发展，自动驾驶环境感知方法取得了显著进展。基于相机的视觉感知方法能够提取丰富的语义信息，基于激光雷达的三维点云感知方法也已在目标检测、语义分割等任务中形成了较为成熟的技术体系。然而，雷达信号与图像和激光雷达点云在数据形态和物理特性上存在显著差异。毫米波雷达回波通常受到背景杂波、旁瓣干扰和多径效应影响，目标散射点分布稀疏且不连续，同时角度分辨率仍然受阵列孔径和信号处理方式限制。因此，直接借鉴视觉或激光雷达感知网络难以充分挖掘雷达原始信号中的有效特征。尤其是在高分辨率成像雷达逐渐应用于自动驾驶和无人化车辆平台的背景下，如何面向雷达信号特点构建高效、鲁棒的深度学习感知模型，仍是亟待研究的问题。

在上述背景下，面向高分辨率毫米波雷达的环境感知任务具有重要研究价值。其中，目标检测和可行驶区域分割是自动驾驶系统中的两类关键任务，二者直接为车辆路径规划与决策控制提供基础的安全边界。尽管基于相机和激光雷达的目标检测与可行驶区域分割技术已较为成熟[1],[2],[3],[4]，但能够应对恶劣天气与光照条件的雷达方案却研究甚少。尤其对于高清成像雷达，其提供的丰富原始信号蕴含了被传统处理流程所过滤掉的环境细节，这为雷达目标检测和可行驶区域分割提供了新的可能。

近年来，越来越多的研究者关注雷达低层级数据驱动的环境感知任务，Julien 等[5]发布了第一个高分辨率雷达数据集 RADIal，同时借鉴视觉领域残差块和特征金字塔网络架构设计了 FFT-RadNet 网络，实现从雷达低层级数据——距离-多普勒（Range-Doppler，RD）矩阵到目标检测及可行驶区域分割，但是雷达 RD 矩阵内的频率响应往往包含目标回波和干扰噪声，网络缺乏对此类噪声的有

效抑制。与之不同的是，在雷达语义分割任务中：Zhang 等[6]在现有的卷积神经网络中引入了一种名为 PeakConv（PKC）的创新卷积算子，该算子首先利用预定义保护带宽之外的中心单元和参考单元来估计干扰信号。然后，利用估计的干扰信号，在特征空间中对每个中心单元完成噪声抑制，并增强与感兴趣目标相关的峰值频率响应，在分割任务中达到了较好的性能，但是 PeakConv 的感受野是预设的，这阻碍了 PKC 对雷达数据的自适应能力；Li 等[7]受经典 CFAR 检测器[8],[9],[10]中参考单元自适应选择的启发，引入了能够自适应调节 PKC 感受野的 AdaPKC，进一步提升了语义分割任务中网络表现能力，但 AdaPKC 算子重点关注感受野的自适应调节，忽略了不同参考单元对于中心单元重要性的差异。针对上述问题，本文提出一种动态权重自适应峰值滤波（Dynamic Weight Adaptive Peak Filtering），用于抑制和处理雷达 RD 矩阵内的干扰噪声。

此外，Yang 等[11]关注于原始回波信号经采样后形成的离散数据 ADC 矩阵，并为此设计了一个可学习的信号处理模块，实现从原始 ADC 矩阵到可行驶区域分割的端到端网络架构；Farzan 等[12]提出了一种新颖的深度学习方法，直接在雷达原始的极坐标空间进行开放空间分割，避免了坐标转换造成的信息损失，并显著提升了处理速度。但是，这些网络都有一个共同的缺陷，其核心编码层依然采用卷积神经网络，受限于感受野的大小，卷积操作无法有效捕获全局依赖关系，阻碍了目标检测及可行驶区域的准确分割；与之不同的是，James 等[13]首次将分层 Swin Vision Transformer[14]应用于雷达检测任务。该结构能有效捕捉从局部到全局的上下文信息，提升了特征提取能力，此外该网络在可行驶区域分割上也取得了有效的提高；Yahia 等[15]同样探索了视觉领域的 MaxViT[16]模块在雷达目标检测中的应用并在检测结果上取得了较好的检测性能；可见，对于 Transformer 在雷达数据处理领域的进一步研究是十分必要的。Transformer 自应用于视觉领域以来，有力推动了视觉领域各项任务的发展，Chen 等[17]提出一种双分支多尺度的视觉 Transformer 架构，通过交叉注意力机制高效融合不同尺度的图像特征，Liu 等[14]通过引入分层架构与移位窗口自注意力机制，使得模型能够捕获多尺度视觉特征，并显著提升了模型对视觉元素的平移等变性；但与此同时，基于 Transformer 的网络模型通常包含数十亿至数百亿参数，导致模型体积庞大；针对这一问题，Mehta 等[18]提出一种轻量级混合架构 MobileViT，将 Transformer 模块视为一个能够进行全局处理的“卷积核”，从而在保持 CNN 高效性的同时引入了强大的全局表示能力，实现了性能与效率的平衡。受其启发，本文提出一种全局-局部雷达 Transformer，用于探索 Transformer 架构在毫米波雷达感知任务中的潜力。

综上，本文提出了一种融合动态权重自适应峰值滤波和全局-局部雷达 Transformer 的毫米波雷达多任务学习网络，即 Dynamic-weight Adaptive Peak Filtering and Global–Local Radar Transformer Network，简称 DA-GLRNet。

1 算法原理

1.1 总体架构

传统的雷达信号处理流程中，雷达天线捕获的反射信号通过模拟-数字转换器采样为数字信号，以数组的形式进行存储，每个数组代表一个接收天线的数据。之后分别沿两个维度进行两次离散傅里叶变换得到距离-多普勒(Range-Doppler, RD)图。针对毫米波雷达 RD 特征图存在噪声强、分布不均匀、目标特征易被淹没的问题，本文提出了一种融合动态权重自适应峰值滤波和全局-局部雷达 Transformer 的毫米波雷达多任务感知网络——DA-GLRNet，实现从雷达 RD 特征图到目标检测及可行驶区域分割任务的端到端训练。

网络总体架构如图 1 所示，主要由动态权重自适应峰值滤波、全局-局部雷达 Transformer（GL-RiT）、距离-角度解码器以及检测头、分割头各部分组成。在数据流上，网络以包含了多通道信息的距离-多普勒特征图作为输入。在特征进入主干网络之前，首先通过两层级联的动态权重自适应峰值滤波模块对 RD 特征图中的背景噪声与杂波进行自适应抑制，从而突出高信噪比目标的峰值结构；随后，网络通过预编码器，利用特定步长与空洞率的卷积核，将雷达发射与接收天线的联合空间维度信息充分解耦并重构，为后续角度估算奠定维度基础；主干特征提取网络采用本文全新设计的全局-局部雷达 Transformer 模块，在每个阶段中，特征图不仅通过多尺度倒残差降采样进行空

间维度的下采样与通道数的扩增，并在每次下采样前后深度嵌入本文设计的基于块（Patch）的自注意力机制，这种设计使得网络在维持高维空间分辨率的同时，实现了对雷达 RD 特征图的全局上下文建模。

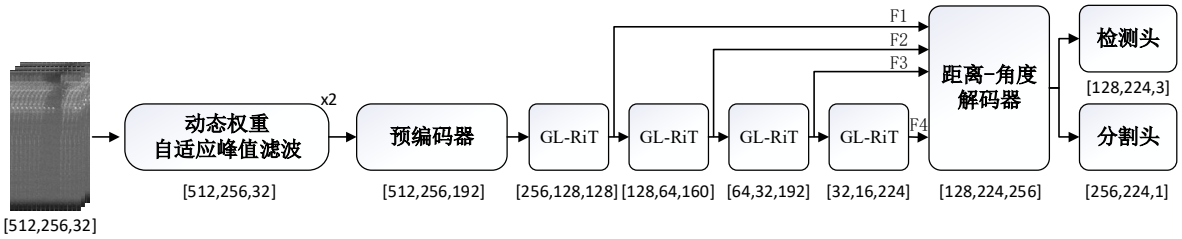


图 1　网络总体架构

Fig.1 Overall Network Architecture

编码器输出的深层多尺度特征，其维度本质上仍停留在保留了多普勒特征的张量空间。网络沿用 Julien 等人[5]的距离-角度解码器，该解码器通过核心的张量转置操作，将特征图的通道维度（蕴含隐式角度信息）与特征维度（多普勒维度）进行正交置换，完成从 RD 域向 RA 域的显式特征映射。随后，通过级联的反卷积层和跳跃连接，网络将高层语义特征与浅层高分辨率特征自上而下融合，最终输出具备高空间分辨率的密集特征空间，并将其分别送入回归分类双分支的检测头与像素级分类的可行驶区域分割头，完成多任务闭环。

整体架构遵循“物理先验引导和数据驱动学习”的设计思想，将传统雷达信号处理中对噪声统计特性的建模，与深度网络对高层语义特征的学习相结合，从而显著提升检测与分割性能。

1.2 动态权重自适应峰值滤波

在毫米波雷达信号中，RD 特征图中的目标响应通常表现为局部能量突起，但该局部峰值周围往往同时存在主瓣扩展、旁瓣泄漏和多径伪峰。传统的标准二维卷积采用固定感受野进行局部采样，这种强制对齐的采样窗不仅会摄入大量的背景杂波，还会导致边缘能量的丢失，这会削弱网络对远距离目标的判别能力。为此，本文设计了动态权重自适应峰值滤波，通过可学习的形变保护带宽与动态权重加权机制，实现了对雷达峰值特征的精准捕捉。

动态权重自适应峰值滤波的核心机制可以解耦为“自适应保护带宽偏移估计”、“峰值感受野重构”以及“动态权重聚合”三个连续的计算流。

1.2.1 自适应保护带宽偏移估计

如图 2 下所示，给定输入特征图 $\boldsymbol{X}_{\mathrm{c}}=\left\{x_{\mathrm{c}}\right\}_{h=1,w=1}^{H,W}\in\mathbb{R}^{\mathrm{C}\times H\times W}$，对于空间位置 (h,w) 对应的中心单元 $\boldsymbol{x}_{\mathrm{c}}$，首先构建中心采样位置张量 $\boldsymbol{p}_{\mathrm{c}}$，再围绕该中心单元生成初始参考位置张量 $\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}$。$\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}$ 由参考带宽 r 和初始保护带宽 $\boldsymbol{g}_{\mathrm{init}}$ 共同确定，本文中取：

$$\boldsymbol{g}_{\mathrm{init}}=[1,1],r=1 \tag{1}$$

因此，初始峰值感受野尺寸为：

$$k_h\times k_w=2\left(\boldsymbol{g}_{\mathrm{init}}^{(h)}+r\right)\times 2\left(\boldsymbol{g}_{\mathrm{init}}^{(w)}+r\right)=4\times 4 \tag{2}$$

对应参考采样点个数为：$N=k_h\times k_w=16$，初始参考位置可表示为：

$$\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}=\boldsymbol{p}_{\mathrm{c}}+\boldsymbol{g}_{\mathrm{init}} \tag{3}$$

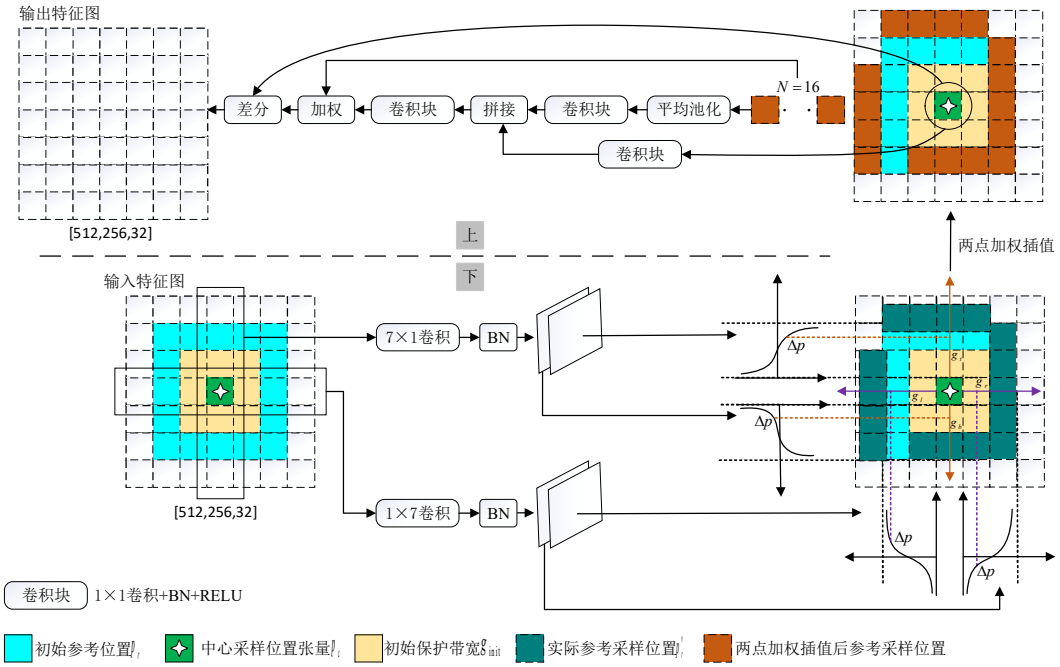


图　动态权重自适应峰值滤波模块结构图

Fig.2 Architecture of the dynamic weight adaptive peak filtering module

采用统一大小的保护带宽容易出现两类问题：保护带宽过窄时，目标自身能量泄漏到参考单元中，导致背景估计偏大，从而抑制真实目标；保护带宽过宽时，参考单元距离中心过远，局部背景统计失真，无法准确刻画目标所在位置的真实噪声或杂波水平。因此，模块设计采用保护带宽估计网络，通过垂直与水平方向的一维卷积核提取局部条带结构，根据局部特征自适应生成上下左右四个方向的保护带宽偏移量，同时为避免过度发散，引入 Sigmoid 约束函数：

$$\begin{aligned}&\Delta \boldsymbol{P}=\left\{g_{*}\right\}, * \in\{\mathrm{t}, \mathrm{b}, \mathrm{l}, \mathrm{r}\}\\&g_{*}=\sigma\left(\mathrm{conv}_{\mathrm{band}}\left(\boldsymbol{X}_{\mathrm{c}}\right)\right)\times\left(g_{\max }-1\right)\end{aligned} \tag{4}$$

其中，$\mathrm{conv}_{\mathrm{band}}(\bullet)$ 为 7×1 和 1×7 的卷积，$g_{\max }=3$ 为设定的最大保护带宽边界阈值，确保感受野的偏移在合理范围内，$\Delta \boldsymbol{P}$ 为预测的上下左右四个方向的保护带宽偏移量。

1.2.2 峰值感受野重构

在动态权重自适应模块中，实际的参考采样位置 $\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}^{\prime}$ 由初始参考位置与预测偏移 $\Delta \boldsymbol{P}$ 联合计算得到：

$$\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}^{\prime n}=\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}^{n}+\Delta \boldsymbol{P}^{n} \tag{5}$$

其中，$\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}^{\prime n}$ 表示第 n 个实际参考采样位置，$\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}^{n}$ 表示第 n 个初始参考位置，$\Delta \boldsymbol{p}^{n}$ 表示第 n 个初始参考位置所在方向估计的带宽偏移量。

由于更新后的采样位置 $\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}^{\prime n}=\left(x_{\mathrm{r}}^{\prime n}, y_{\mathrm{r}}^{\prime n}\right)$ 通常为非整数坐标，本模块采用两点加权采样的方式获得该参考单元特征。首先定义左上整数点和右下整数点：

$$\boldsymbol{q}_{\mathrm{lt}}^{n}=\left(\left\lfloor x_{\mathrm{r}}^{\prime n}\right\rfloor,\left\lfloor y_{\mathrm{r}}^{\prime n}\right\rfloor\right) \tag{6}$$

$$\boldsymbol{q}_{\mathrm{rb}}^{n}=\boldsymbol{q}_{\mathrm{lt}}^{n}+(1,1) \tag{7}$$

对应的两点采样权重定义为：

$$w_{\mathrm{lt}}^{n}=\left(1-d_{x}^{n}\right)\left(1-d_{y}^{n}\right) \tag{8}$$

$$w_{\mathrm{rb}}^{n}=d_{x}^{n}d_{y}^{n} \tag{9}$$

其中 $d_{x}^{n}=x_{r}^{\prime n}-\left\lfloor x_{r}^{\prime n}\right\rfloor$，$d_{y}^{n}=y_{r}^{\prime n}-\left\lfloor y_{r}^{\prime n}\right\rfloor$。

因此，第 n 个参考单元的采样特征可表示为：

$$\boldsymbol{x}_{\mathrm{r}}^{n}=w_{\mathrm{lt}}^{n}\boldsymbol{X}_{\mathrm{c}}\left(\boldsymbol{q}_{\mathrm{lt}}^{n}\right)+w_{\mathrm{rb}}^{n}\boldsymbol{X}_{\mathrm{c}}\left(\boldsymbol{q}_{\mathrm{rb}}^{n}\right) \tag{10}$$

对每个参考采样位置进行上述操作，可得到自适应偏移后的参考单元特征 $\boldsymbol{X}_{\mathrm{r}}$。

1.2.3 动态权重聚合

若仅使用自适应偏移估计，参考单元仍默认具有相同贡献，这仍然难以充分描述复杂背景。事实上，在同一局部邻域中，不同参考单元对背景估计的重要程度并不一致：某些位置可能受到目标旁瓣污染，某些位置可能处于结构化背景边缘。为此，本模块创新性的设计一个轻量化的通道级多层感知器（MLP）作为权重预测器。

如图 2 上所示，输入特征图中某中心单元特征为 $\boldsymbol{x}_{c}\in\mathbb{R}^{C}$，其对应的 N 个参考单元特征集合记为 $\left\{\boldsymbol{x}_{r}^{n}\right\}_{n=1}^{N}$，其中 $\boldsymbol{x}_{r}^{n}\in\mathbb{R}^{C}$。首先，网络通过独立的 1×1 卷积层对中心特征与参考特征进行降维与非线性映射：

$$\boldsymbol{z}_{\mathrm{c}}=\delta\left(\mathrm{BN}\left(\mathrm{conv}_{1\times1}\left(\boldsymbol{x}_{\mathrm{c}}\right)\right)\right) \tag{11}$$

$$\boldsymbol{z}_{\mathrm{r}}=\delta\left(\mathrm{BN}\left(\mathrm{conv}_{1\times1}\left(\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}\boldsymbol{x}_{\mathrm{r}}^{n}\right)\right)\right) \tag{12}$$

其中，$\mathrm{BN}\left(\cdot\right)$ 表示归一化操作，$\delta\left(\cdot\right)$ 表示 ReLU 激活函数。为提取局部背景的统计基准，式中对参考特征集合在空间维度上进行了平均池化。

随后，将降维后的中心表示 $\boldsymbol{z}_{\mathrm{c}}$ 和局部背景表示 $\boldsymbol{z}_{\mathrm{r}}$ 在通道维度上进行拼接，送入联合预测网络 $\Im_{\mathrm{joint}}\left(\cdot\right)$ 以生成 N 个参考单元未归一化权重向量 $\boldsymbol{v}\in\mathbb{R}^{N}$：

$$\boldsymbol{v}=\Im_{\mathrm{joint}}\left(\left[\boldsymbol{z}_{c},\boldsymbol{z}_{r}\right]\right) \tag{13}$$

其中，$\Im_{\mathrm{joint}}\left(\cdot\right)$ 由 1×1 卷积、BN 层、ReLU 激活函数构成。

为使权重满足概率分布特性，并强化网络对关键参考单元的选择能力，本模块引入可学习温度参数 τ 的 Softmax 函数对权重进行归一化：

$$\alpha_{n}=\frac{\exp\left(\tau\cdot v_{n}\right)}{\sum_{j=1}^{N}\exp\left(\tau\cdot v_{j}\right)},n\in\left\{1,2,\ldots,N\right\} \tag{14}$$

其中，α_{n} 为第 n 个参考单元的自适应权重，且满足 $\sum_{n=1}^{N}\alpha_{n}=1$。温度参数 τ 赋予了网络动态

调节权重分布“尖锐程度”的自由度。

在获得各参考单元的动态权重后，网络计算加权背景估计值 $\hat{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{bg}}$：

$$\hat{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{bg}}=\sum_{n=1}^{N}\alpha_n\boldsymbol{x}_r^n \tag{15}$$

最终，将中心特征与加权背景差分，得到局部峰值增强后的特征 $\boldsymbol{x}_{\mathrm{prf}}$：

$$\boldsymbol{x}_{\mathrm{prf}}=\boldsymbol{x}_{\mathrm{c}}-\hat{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{bg}} \tag{16}$$

通过从中心响应中剔除由数据驱动预测出的最可信背景成分，模块能够在网络底层显示地抑制环境杂波与旁瓣干扰。对于真实目标中心，差分结果保持高响应；而对于平稳杂波或纯噪声区域，差值进行抑制，从而为后续主干网络提供了高对比度、高信噪比的输入特征。

1.3 全局-局部雷达 Transformer

在雷达距离--多普勒谱图中，目标的回波信号既具备明确的局部几何形态（如主瓣峰值、旁瓣拖尾），又因环境多径效应、目标速度扩展及阵列分辨率限制，在较大空间范围内呈现出复杂的跨区域相关性。单纯依赖传统卷积网络（CNN）难以高效捕获这种远距离的上下文依赖；而纯 Transformer 架构虽然具备全局感受野，却忽略了雷达谱图中固有的局部高频结构先验，且在处理高分辨率特征图时存在巨大的计算开销。

为解决这一矛盾，本文设计了全局-局部雷达 Transformer 模块。该模块将基于块（Patch）的自注意力机制与多尺度倒残差降采样进行交替级联，在不同尺度下同时实现局部峰值特征提取与全局散射关系聚合。

1.3.1 基于块（Patch）的自注意力机制

如图 3 所示，假设进入第 l 级全局-局部雷达 Transformer 模块的输入特征为 $\boldsymbol{X}_{l-1}\in\mathbb{R}^{\mathrm{C}\times H\times W}$。模块首先采用标准卷积层提取特征图中的局部高频响应：

$$\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{local}}=\mathrm{BN}\left(\mathrm{conv}_{1\times1}\left(\delta\left(\mathrm{BN}\left(\mathrm{conv}_{3\times3}\left(\boldsymbol{X}_{l-1}\right)\right)\right)\right)\right) \tag{17}$$

其中，$\mathrm{conv}_{3\times3}(\cdot)$ 和 $\mathrm{conv}_{1\times1}(\cdot)$ 分别表示 3×3 和 1×1 卷积，$\mathrm{BN}(\cdot)$ 为批归一化，$\delta(\cdot)$ 为 ReLU 激活函数。此时得到的特征 $\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{local}}$ 充分保留了雷达目标的局部纹理。

随后，为建立长程依赖，模块将二维特征划分为非重叠的局部块。每个块的尺寸为 $\left(h_{\mathrm{p}}=16\right)\times\left(w_{\mathrm{p}}=16\right)$，则整幅特征图被划分为 $S=\dfrac{H}{h_{\mathrm{p}}}\times\dfrac{W}{w_{\mathrm{p}}}$ 个块。特征经过重排（Rearrange）操作后被映射为序列形式：

$$\boldsymbol{Z}_0=\mathrm{Re\,arrange}\left(\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{local}}\right)\in\mathbb{R}^{P\times S\times d} \tag{18}$$

其中 $P=h_p\times w_p$ 为每个块内的特征数，d 为 Transformer 的嵌入维度。

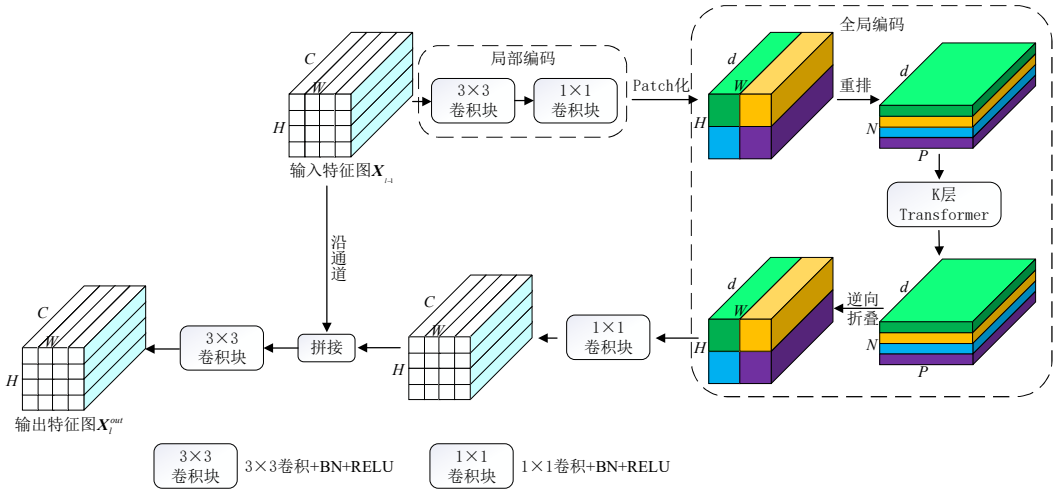


图 3　基于块的自注意力机制结构图

Fig. 3 Architecture of the patch-based self-attention mechanism

在此基础上，采用多层轻量级 Transformer 编码器对 S 个块之间的全局依赖进行建模。对于第 k 层 Transformer，其计算过程可表示为：

$$\boldsymbol{Z}_k' = \boldsymbol{Z}_{k-1} + \mathrm{MHA}\left(\mathrm{LN}\left(\boldsymbol{Z}_{k-1}\right)\right) \tag{19}$$

$$\boldsymbol{Z}_k = \boldsymbol{Z}_k' + \mathrm{FFN}\left(\mathrm{LN}\left(\boldsymbol{Z}_k'\right)\right) \tag{20}$$

其中，$\mathrm{LN}(\cdot)$ 为层归一化（Layer Normalization），$\mathrm{FFN}(\cdot)$ 为前馈神经网络。$\mathrm{MHA}(\cdot)$ 为多头自注意力（Multi-Head Attention）机制，其计算方式为：

$$\mathrm{MHA}\left(\boldsymbol{Z}\right) = \mathrm{Softmax}\left(\frac{\left(\boldsymbol{Z}\boldsymbol{W}_Q\right)\left(\boldsymbol{Z}\boldsymbol{W}_K\right)^{\mathrm{T}}}{\sqrt{d_h}}\right)\left(\boldsymbol{Z}\boldsymbol{W}_V\right) \tag{21}$$

其中 $\boldsymbol{W}_Q$，$\boldsymbol{W}_K$，$\boldsymbol{W}_V$ 分别为查询、键、值投影矩阵，d_h 为单头维度。通过全局注意力机制，相距较远的微弱目标回波或同一目标的多个强散射中心得以被关联，有效抑制了局部噪声带来的误检。

完成 K 层全局建模后（本模块在不同尺度层级分别设置 $K=2,4,4,3$），将输出序列逆向折叠回二维空间，并与原始局部特征 $\boldsymbol{X}_{l-1}$ 进行通道级融合：

$$\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{global}} = \mathrm{Fold}\left(\boldsymbol{Z}_K\right) \tag{22}$$

$$\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{out}} = \mathrm{conv}_{3\times3}\left(\left[\mathrm{conv}_{1\times1}\left(\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{global}}\right), \boldsymbol{X}_{l-1}\right]\right) \tag{23}$$

这一融合机制确保网络在获取全局感受野的同时不会丢失局部特征。

1.3.2 多尺度倒残差降采样

在雷达多任务感知中，不同大小的目标和自由空间结构需要在不同的尺度特征上进行解码。因此，在每个基于块的自注意力机制后，本模块引入了基于倒残差结构的轻量化降采样模块。如图 4 所示，假设基于块的自注意力机制的输出特征为 $\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{out}}$，降采样过程可表示为：

$$\tilde{\boldsymbol{X}}_l = \mathrm{BN}\left(\mathrm{conv}_{1\times1}^{\mathrm{dw}}\left(\delta\left(\mathrm{BN}\left(\mathrm{conv}_{3\times3}\left(\mathrm{conv}_{1\times1}^{\mathrm{up}}\left(\boldsymbol{X}_l^{\mathrm{out}}\right), s=2\right)\right)\right)\right)\right) \tag{24}$$

其中，$\mathrm{conv}_{3\times3}\left(\cdot, s=2\right)$表示步长为 2 的$3\times3$深度可分离卷积，负责在降低空间分辨率$\left(\frac{H}{2},\frac{W}{2}\right)$的同时聚合局部邻域特征；$\mathrm{conv}_{1\times1}\left(\cdot\right)$用于跨通道特征组合并实现通道维度扩增和降采样。

如图 1 所示，本文主干网络由 4 个连续的全局-局部雷达 Transformer 模块级联构成，分别输出特征金字塔集合$\left\{\boldsymbol{F}_1,\boldsymbol{F}_2,\boldsymbol{F}_3,\boldsymbol{F}_4\right\}$，这种设计实现了全局感受野、局部结构保持与多尺度特征的有效融合。

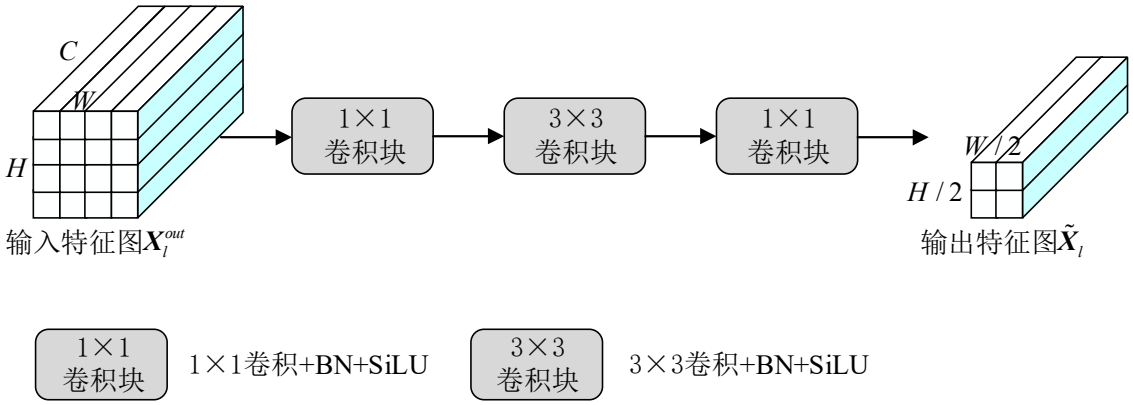


图 4　多尺度倒残差降采样结构图

Fig. 4. Architecture of the multi-scale inverted residual down-sampling structure

1.4 损失函数

本文提出的网络模型在输入雷达 RD 特征图视角下同时实现车辆目标检测与自由行驶区域分割任务，因此整体模型的优化目标由多任务联合损失函数驱动。该损失函数与 Julien 等人[5]保持一致，主要由目标检测损失与语义分割损失两大部分构成。

1.4.1 目标检测损失

目标检测分支包含目标存在性分类（Classification）与目标位置回归（Regression）两个并行子任务。分类路径采用 Focal Loss 对全图位置的预测概率进行约束；而回归路径则输出车辆在距离-方位角（Range-Azimuth）坐标系下的具体位置，该部分仅对预测为正样本（即存在目标车辆）的区域计算 Smooth L1 损失。目标检测分支的综合损失函数L_{det}定义如下：

$$\begin{aligned}L_{\mathrm{det}}\left(x,y_{\mathrm{class}},y_{\mathrm{reg}}\right)&=Loss_{\mathrm{focal}}\left(y_{\mathrm{class}},\hat{y}_{\mathrm{class}}\right)+\\&\beta\cdot Loss_{\text{smooth-L1}}\left(y_{\mathrm{reg}},\hat{y}_{\mathrm{reg}}\right)\end{aligned}\tag{25}$$

其中，x为输入特征样本；y_{class}与$\hat{y}_{\mathrm{class}}$分别代表分类任务的真实标签与网络预测的概率图；y_{reg}与$\hat{y}_{\mathrm{reg}}$分别为目标真实的位置坐标向量与网络回归出的预测坐标向量。超参数β用于平衡分类损失与回归损失之间的梯度权重。

1.4.2 可行驶区域分割损失

可行驶区域的提取被建模为特征图层面的像素级二分类任务（即判断网格是否为可行驶区域）。该分割分支的训练采用标准的二元交叉熵损失（Binary Cross Entropy, BCE）进行优化，其具体损失函数L_{free}的计算方式为：

$$L_{\mathrm{free}}\left(x,y_{\mathrm{seg}}\right)=\sum_{(r,a)\in\Omega}Loss_{\mathrm{BCE}}\left(y_{\mathrm{seg}}\left(r,a\right),\hat{y}_{\mathrm{seg}}\left(r,a\right)\right)\tag{26}$$

式中，y_{seg} 表示经过独热编码（One-hot）的分割真实标签，$\hat{y}_{\text{seg}}$ 为网络在对应网格处预测的软分类掩码（Soft detection map）概率。Ω 定义了特征图所覆盖的距离-方位角有效空间尺度域。

1.4.3 多任务联合损失

为保证检测分支与分割分支在训练过程中的特征协同与同步收敛，整体网络采用端到端的多任务联合优化策略。多任务联合损失 L_{MTL} 通过整合上述两部分子任务损失构建而成：

$$L_{\text{MTL}} = \sum_{x} L_{\text{det}}\left(x, y_{\text{class}}, y_{\text{reg}}\right) + \lambda L_{\text{free}}\left(x, y_{\text{seg}}\right) \tag{27}$$

在此公式中，λ 作为关键的多任务平衡超参数，用于调节自由行驶区域分割任务在整体网络参数更新中所占的比重。本文中，β 和 λ 均设置为 100.

2 实验与结果分析

2.1 实验环境与实验数据集

在训练过程中，网络使用 Adam 优化器进行优化，初始学习率设置为 0.0001，每 10 个周期学习率以 90%衰减率进行衰减，在两块 NVIDIA Tesla V100s GPU 上进行训练，Batch Size 设置为 4，共训练 150 个周期。

本文采用 RADIal 数据集进行训练、验证及测试。RADIal 是首个提供原始高分辨率（HD）雷达数据的公开自动驾驶数据集。该数据集由 91 个连续片段组成，每个序列时长约 1 至 4 分钟，总采集时长达 2 小时，包含城市街道、高速公路和乡村道路等真实驾驶场景。整个数据集包含约 25000 帧数据，其中共有 8252 帧数据带有车辆标注。为了保证模型训练与评估的科学性，数据集按照约 70%、15%和 15%的比例严格划分为训练集、验证集和测试集。划分过程以序列为单位进行，确保同一采集序列中的帧不会跨集出现。此外，测试集被人工进一步细分为“简单（Easy）”和“困难（Hard）”子集；其中“困难”样本主要包含雷达信号受到显著干扰的工况，例如存在其他雷达串扰、明显的旁瓣效应或金属表面强反射现象等。

2.2 定量分析

将本文所提动态权重自适应峰值滤波模块（DA）应用于毫米波雷达多任务感知模型 FFT-RadNet 中，通过 RADIal 数据集训练并进行比较。在目标检测和可行驶区域分割任务上，本文均在全部测试集、简单测试集和困难测试集上分别进行评估，其中 F1 为精确率和召回率的调和平均数，用于评估模型对目标检测和召回的综合性能，值越大越好；RE 为距离估计误差，AE 为角度估计误差，值越小越好；mIoU 为平均交并比，值越大越好。表 1 展示了在不同难度水平上目标检测的定量测试结果；表 2 展示了不同难度水平上可行驶区域分割的定量测试结果。通过实验结果可以看到，加入动态权重自适应峰值滤波模块后，网络在目标检测、可行驶区域分割任务上的检测精度以及分割精度上均得到了不同程度的提高，这是因为本文设计的动态权重自适应峰值卷积模块突破了传统固定网格带来的采样局限。一方面引入了数据驱动的可学习形变保护带宽，使感受野自适应贴合不同目标的峰值响应；另一方面耦合了动态权重聚合机制，以差分放大的方式抑制了无用的背景杂波，最终在复杂的 RD 特征图中实现了对高频峰值特征的高信噪比精准捕捉。

表 1　检测任务下加入动态权重自适应峰值滤波性能对比

Table 1 Performance comparison of detection tasks with dynamic weight adaptive peak filtering.

方法	Overall			Easy			Hard		
	F1	RE	AE	F1	RE	AE	F1	RE	AE
FR	0.89	0.11	0.17	0.95	0.1	0.13	0.76	0.13	0.26
DA+FR	**0.91**	0.11	**0.11**	**0.97**	0.1	**0.1**	**0.79**	0.15	**0.12**

表 2　分割任务下加入动态权重自适应峰值滤波性能对比

Table 2. Performance comparison of segmentation tasks with dynamic weight adaptive peak filtering.

方法	mIoU(%) ↑		
	Overall	Easy	Hard
FR	74	74.6	72.3
DA+FR	**77.9**	**78.9**	**75.3**

将本文所提全局-局部雷达 Transformer 应用于 FFT-RadNet 中，与前文一致进行评估。表 3 展示了在不同难度水平上目标检测的定量测试结果；表 4 展示了不同难度水平上可行驶区域分割的定量测试结果。实验结果表明，将 FFT-RadNet 的主干网络替换为本文提出的 GL-RiT（GT）后，网络在检测任务和分割任务精度上均得到不同程度的提升，在检测任务各类指标中，角度误差抑制最为明显；同时在分割任务也取得了更优的连续性边界刻画与连通区域分类结果。这是因为在毫米波雷达信号中，角度分辨率受限于天线孔径尺寸，这导致目标在距离-多普勒-角度域中往往呈现出展宽的旁瓣或多径伪影，进而引发方位角估计的严重偏差。引入 GL-RiT 模块后，自注意力机制（Self-Attention）在特征块内部建立起了密集的全局连接。这种长程依赖建模使得网络能够跨越局部像元的限制，从全局上下文中感知并聚合由同一目标引发的多处散射响应，从而更精准地聚焦于目标的真实散射中心，最终大幅降低了目标的方位角回归误差。同时，GL-RiT 模块中局部卷积分支提取了谱图中具有明确物理意义的梯度特征，保留了边界的几何高频信息；Transformer 分支通过全局自注意力跨区域传递了“平坦路面”或“连续障碍物”的语义一致性（Semantic Consistency）。这种全局与局部的双向融合不仅填补了弱反射区域的特征缺失，还过滤了由孤立杂波引起的伪边界，使网络在距离角视图中能够输出拓扑连通性更强、边界更加平滑清晰的分割结果。

表 3　检测任务下加入全局-局部雷达 Transformer 性能对比

Table 3. Performance comparison of detection tasks with GL-RiT.

方法	Overall			Easy			Hard		
	F1	RE	AE	F1	RE	AE	F1	RE	AE
FR	0.89	0.11	0.17	0.95	0.1	0.13	0.76	0.13	0.26
GT+FR	**0.91**	0.11	**0.09**	**0.97**	0.1	**0.09**	**0.77**	0.13	**0.11**

表 4　分割任务下加入全局-局部雷达 Transformer 性能对比

Table 4. Performance comparison of segmentation tasks with GL-RiT.

方法	mIoU(%) ↑		
	Overall	Easy	Hard
FR	74	74.6	72.3
GT+FR	**80.4**	**81.1**	**78.7**

最后，将本文提出的动态权重自适应峰值滤波模块与全局-局部雷达 Transformer 模块进行联合部署，共同构成了本文最终的毫米波雷达多任务感知网络 DA-GLRNet。为验证该整体架构的优越性，本文将 DA-GLRNet 与当前主流的雷达感知网络在检测和分割任务的各项评价指标上进行了综合对比，定量测试结果分别如表 5 和表 6 所示。

实验结果表明，本文提出的 DA-GLRNet 在两项核心任务中均取得更为优异的表现。这种显著的提升主要得益于本文所提两大核心模块之间形成的紧密协同机制：在网络前端，动态权重自适应峰值滤波模块相当于一个智能的数据驱动预处理器，它提前滤除了雷达谱图中的强静态杂波与无效旁瓣，使得输入主干网络的特征更加聚焦于真实运动目标的局部峰值；而在网络中深层，全局-局部雷达 Transformer 模块输入经过提纯的高信噪比特征，在保留局部高频几何边界的同时，通过自注意

力机制跨越空间距离，捕获离散散射点之间的语义一致性与长程依赖。同时这也证明了本文提出的两个模块协调配合能够进一步提升网络的性能。

表 5　检测任务下综合性能对比

Table 5. Overall performance comparison on detection tasks.

方法	Overall			Easy			Hard		
	F1	RE	AE	F1	RE	AE	F1	RE	AE
FR[5]	0.89	0.11	0.17	0.95	0.1	0.13	0.76	0.13	0.26
CMD[19]	0.9	-	-	0.95	-	-	0.77	-	-
T-FR[13]	0.9	0.15	0.12	-	-	-	-	-	-
ADC[11]	0.92	0.13	0.11	0.97	0.12	0.11	0.81	0.16	0.12
RLSM[20]	0.86	-	-	-	-	-	-	-	-
SSMR[21]	0.77	0.14	0.15	-	-	-	-	-	-
Ours	**0.93**	0.11	**0.09**	**0.98**	0.1	**0.09**	**0.83**	0.14	**0.11**

表 6　分割任务下综合性能对比

Table 6. Overall performance comparison on segmentation tasks.

方法	mIoU(%) ↑		
	Overall	Easy	Hard
FR[5]	74	74.6	72.3
PolarNet[12]	60.6	61.9	57.4
CMD[19]	80.4	81.6	76.7
T-FR[13]	80.2	-	-
ADC[11]	78.6	79.6	75.9
RLSM[20]	73.5	-	-
SSMR[21]	79	-	-
Ours	**81.2**	**82.0**	**78.9**

2.3 定性分析

表 7 展示了模型在真实道路场景中对车辆目标的检测结果对比，网络输出均被投影至图像坐标系下进行分析。在第 1 列中，展示了输入模型的毫米波雷达 RD 频谱图；在第 2 列中，展示了带有标注框的检测结果真值（绿色标注框）；第 3 列展示了基于 RADIal 数据集训练的 FR 网络的检测结果（红色检测框）；第 4 列展示了本文 DA-GLRNet 网络的检测结果（红色检测框）。对比第 2 列、第 3 列和第 4 列可以发现，本文所提网络在误检和漏检现象中均展现了一定程度的抑制效果，这表明本文引入的动态权重自适应峰值滤波模块（DA）能够有效抑制雷达谱图中的强静态杂波与旁瓣效应，去除了无用的背景干扰，从而显著减少了由环境噪声或雷达串扰引起的误检情况。同时，得益于全局-局部雷达 Transformer 模块（GT/GL-RiT）的全局上下文建模能力，网络能够跨越局部频谱限制，将属于同一真实运动目标的离散多处散射响应进行有效聚合，大幅增强了对弱反射目标的特征提取与感知能力，进而有效改善了漏检问题。

表 7　检测结果对比

Table 7 Comparison of detection results

序号	Input spectrum	Ground Truth	FR	Ours
1				

2				
3				
4				
5				

表 8 分割结果对比

Table 8 Comparison of segmentation results

序号	Image	Ground Truth	FR	Ours
1				
2				
3				
4				
5				

表 8 展示了模型对道路中可行驶区域的分割结果对比，同理，网络输出均被投影至图像坐标系下进行分析。第 1 列展示了与分割结果相对应的场景图片；第 2 列展示了分割结果真值；第 3 列展示了 FR 网络的分割结果；第 4 列展示了本文 DA-GLRNet 网络的分割结果。从中可以看出，本文所提网络在分割的准确度上得到了大幅度的提升，更为接近真值结果。特别是在弱反射区域（如序号 2、4、5）的复杂工况下，基线模型 FR 的分割结果往往会出现明显的区域断层、内部空洞现象。相比之下，本文 DA-GLRNet 网络输出的分割结果在拓扑连通性上表现得更为完整，分割边界也更加贴合真实道路的几何轮廓。这种显著的视觉改善进一步验证了本文算法设计的有效性：一方面，动态权重自适应峰值滤波模块（DA）在网络前端有效滤除了无用的背景杂波与旁瓣干扰，减少了伪边界的生成；另一方面，全局-局部雷达 Transformer 模块（GT/GL-RiT）通过全局自注意力机制跨空间传递了“平坦路面”的语义一致性，成功填补了雷达信号稀疏带来的特征缺失，同时利用局部卷积分支精准保留了高频边缘信息。这使得网络在面对各种复杂、不规则的真实城市与乡村道路时，依然能够输出连续、鲁棒的可行驶区域分割结果。

3 结论

本文针对自动驾驶场景下高分辨率毫米波雷达信号面临的杂波干扰严重、目标特征稀疏以及角度分辨率受限等难题，提出了一种新颖的毫米波雷达多任务感知网络——DA-GLRNet。该网络旨在同步实现高精度的目标检测与高鲁棒性的可行驶区域分割，从而为复杂道路环境下的环境感知提供

可靠支持。

为实现这一目标，本文创新性地设计了两大核心模块并验证了其协同有效性。首先，本文提出了动态权重自适应峰值滤波模块（DA）作为网络前端的数据驱动预处理器。该模块突破了传统固定网格采样的局限，通过引入可学习的形变保护带宽与动态权重聚合机制，自适应地贴合目标峰值响应并强效抑制了背景杂波与旁瓣效应。这不仅大幅提升了高频峰值特征的信噪比，还从根源上显著减少了由环境噪声引起的误检情况。

其次，本文在网络中深层构建了全局-局部雷达 Transformer 模块（GL-RiT）。该模块巧妙融合了局部卷积分支与全局自注意力机制，一方面提取并保留了具有明确物理意义的局部高频边界特征；另一方面跨越空间限制，建立起特征间的长程依赖与语义一致性。这一机制有效聚合了属于同一目标的离散散射响应，大幅降低了目标的方位角回归误差，并在分割任务中成功填补了弱反射区域的特征缺失，有效解决了传统方法中易出现的区域断层与内部空洞现象。

基于首个高分辨率雷达自动驾驶数据集 RADIal 的综合实验表明，DA 与 GL-RiT 模块在网络内部形成了紧密且高效的协同配合。无论是定量的指标评估（如 F1 分数、mIoU），还是定性的视觉结果可视化，本文所提的 DA-GLRNet 在检测与分割两项核心任务上，均优于 FFT-RadNet 等主流感知网络。综上所述，本文提出的网络架构有效提升了雷达特征表达的准确性与鲁棒性，为真实且复杂的城市及乡村道路自动驾驶感知系统提供了极具潜力的解决方案。

参考文献(References)：

[1] 常天庆,张杰,赵立阳,等.基于可见光与红外图像融合的装甲目标检测算法[J].兵工学报,2024,45(7):2085-2096.
CHANG T Q, ZHANG J, ZHAO L Y, et al. Research on armored vehicle detection algorithm based on visible and infrared image fusion[J]. Acta Armamentarii, 2024, 45(7):2085-2096. (in Chinese)

[2] WANG H, QIN Q, CHEN L, et al. RTMDet-MGG: A multi-task model with global guidance[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2024, 25(11):16791-16804.

[3] JANG W, KIM E. Drivable region completion via a 3D LiDAR[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2024, 25(8):9967-9978.

[4] 冯宇,谢光达,刘龙,等.基于点云掩码预训练与高斯定位不确定性估计的激光雷达目标检测方法[J].兵工学报,2025,46(6):358-366.
FENG Y, XIE G D, LIU L, et al. LiDAR object detection method based on point cloud mask pre-training and Gaussian localization uncertainty estimation[J]. Acta Armamentarii, 2025, 46(6):358-366. (in Chinese)

[5] Rebut J, Ouaknine A, Malik W, et al. Raw high-definition radar for multi-task learning[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2022: 17021-17030.

[6] Zhang L, Zhang X, Zhang Y, et al. Peakconv: Learning peak receptive field for radar semantic segmentation[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2023: 17577-17586.

[7] Li T, Zhang L, Zhang Y, et al. Adapkc: Peakconv with adaptive peak receptive field for radar semantic segmentation[J]. Advances in Neural Information Processing Systems, 2024, 37: 136545-136575.

[8] Trunk G V. Range resolution of targets using automatic detectors[J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2007 (5): 750-755.

[9] Hansen V G. Constant false alarm rate processing in search radars. in radar — present and future[C]//IEE Conf Publ. 1973, 105: 325.

[10] Rohling H. Radar CFAR thresholding in clutter and multiple target situations[J]. IEEE transactions on aerospace and electronic systems, 1983 (4): 608-621.

[11] [Yang B, Khatri I, Happold M, et al. ADCNet: Learning from raw radar data via distillation[J]. arXiv preprint arXiv:2303.11420, 2023.
[12] Nowruzi F E, Kolhatkar D, Kapoor P, et al. Polarnet: Accelerated deep open space segmentation using automotive radar in polar domain[J]. arXiv preprint arXiv:2103.03387, 2021.
[13] Giroux J, Bouchard M, Laganiere R. T-fftradnet: Object detection with swin vision transformers from raw adc radar signals[C]//Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision. 2023: 4030-4039.
[14] Liu Z, Lin Y, Cao Y, et al. Swin transformer: Hierarchical vision transformer using shifted windows[C]//Proceedings of the IEEE/CVF international conference on computer vision. 2021: 10012-10022.
[15] Dalbah Y, Lahoud J, Cholakkal H. RadarFormer: Lightweight and accurate real-time radar object detection model[C]//Scandinavian Conference on Image Analysis. Cham: Springer Nature Switzerland, 2023: 341-358.
[16] Tu Z, Talebi H, Zhang H, et al. Maxvit: Multi-axis vision transformer[C]//European conference on computer vision. Cham: Springer Nature Switzerland, 2022: 459-479.
[17] Chen C F R, Fan Q, Panda R. Crossvit: Cross-attention multi-scale vision transformer for image classification[C]//Proceedings of the IEEE/CVF international conference on computer vision. 2021: 357-366.
[18] Mehta S, Rastegari M. Mobilevit: light-weight, general-purpose, and mobile-friendly vision transformer[J]. arXiv preprint arXiv:2110.02178, 2021.
[19] Jin Y, Deligiannis A, Fuentes-Michel J C, et al. Cross-modal supervision-based multitask learning with automotive radar raw data[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2023, 8(4): 3012-3025.
[20] Pushkareva M, Feldman Y, Domokos C, et al. Radar spectra-language model for automotive scene parsing[C]//2024 International Radar Conference (RADAR). IEEE, 2024: 1-6.
[21] Sen A, Mohammad M S, Mukhopadhyay S. Ssmradnet: A sample-wise state-space framework for efficient and ultra-light radar segmentation and object detection[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Winter Conference on Applications of Computer Vision. 2026: 4365-4374.

面向低成本无人越野车的单帧多相机 BEV 3D 目标检测方法研究

战明月，张庆海，王天才，任艳可，彭李清，李光毅，温传鑫

青岛理工大学 山东省空间碎片监测与低轨卫星组网重点实验室，青岛 266520

摘　要：针对低成本自动驾驶设备无连续时序图像、无 CAN 运动位姿数据的应用场景，本文基于 BEVFormer 框架搭建单帧多相机纯视觉 3D 目标检测模型。利用当前帧 6 路环视图像生成 BEV 特征，依托 MMDetection 3D 开展 nuScenes 数据集预处理、边界框维度兼容改造、采样与聚合优化等一系列工程适配工作，构建单帧 BEVFormer 实验链路。依托 nuScenes-trainval 数据集完成训练与评测，相较于复现的单帧 BEVFormer 基线模型，本文方案综合检测指标 NDS 由 0.335 提升至 0.414，mAP 由 0.346 提升至 0.413，目标平移、尺度定位误差得到明显改善，航向角误差基本持平。本文仅依托城市道路数据集完成性能验证，模型具备向 RELLIS-3D、RUGD、ORAD-3D 等越野非结构化数据集迁移的潜力；但上述越野数据集标注范式与标准 3D 检测任务存在差异，后续还需完成数据适配方可开展越野场景测试。该研究可为无连续时序输入、车载算力受限条件下的单帧 3D 感知方案提供工程实现参考。

关键词：BEVFormer；3D 目标检测；nuScenes-trainval；NDS

中图分类号：TP391.41；U463.6　　**文献标志码：**A

Research on Single-Frame Multi-Camera BEV 3D Object Detection Method for Low-Cost Off-Road Unmanned Vehicles

ZHAN Mingyue, ZHANG Qinghai, WANG Tiancai, REN Yanke, PENG Liqing, LI Guangyi,　WEN Chuanxin

Shandong Key Laboratory of Space Debris Monitoring and LEO Satellite Networking,Qingdao University of Technology,Qingdao 266520

Abstract: In view of the application scenario of low-cost autonomous driving devices without continuous sequential images and CAN motion-pose data, this paper constructs a single-frame multi-camera pure-vision 3D object detection model based on the BEVFormer framework. The BEV features are generated using six surrounding-view images of the current frame. Relying on MMDetection3D, a series of engineering adaptations are carried out, including nuScenes dataset preprocessing, bounding-box dimension compatibility modification, sampling and aggregation optimization, so as to build the experimental pipeline for single-frame BEVFormer. Training and evaluation are implemented on the nuScenes-trainval dataset. Compared with the reproduced single-frame BEVFormer baseline model, the overall detection metric NDS of the proposed scheme increases from 0.335 to 0.414, and mAP rises from 0.346 to 0.413. The translation and scale localization errors of objects are significantly improved, while the heading-angle error remains roughly unchanged. Performance validation of the model is only completed based on urban-road datasets. The model shows migration potential toward off-road unstructured datasets such as RELLIS-3D, RUGD and ORAD-3D. Nevertheless, the annotation paradigms of these

off-road datasets differ from the standard 3D detection task, and data adaptation is required for subsequent off-road scenario tests. This research can provide engineering implementation references for single-frame 3D perception solutions under conditions without sequential input and limited on-vehicle computing resources.

Key words: BEVFormer;3D Object Detection;nuScenes-trainval;NDS

1 引言

越野无人车常在道路边界弱、地表起伏明显、植被遮挡和光照变化剧烈的非结构化环境中运行，其环境感知既需要覆盖较大视场，又受到传感器成本、算力和功耗的约束。现有越野数据集多聚焦可通行区域或地形语义理解。例如，ORFD 面向林地、农田和草地等场景建立了越野自由空间检测基准[1]，但其任务定义与标准多相机 3D 目标检测并不相同。因此，面向低成本越野无人平台研究纯视觉多相机 3D 感知具有应用价值。

nuScenes 提供 6 路环视相机、三维目标标注和统一的检测指标，是多相机 3D 目标检测最常用的公开基准之一[2]。在纯视觉方向上，DETR3D 用稀疏的三维目标查询索引多视角图像特征，端到端预测边界框[3]；PETR 则把三维坐标编码进图像特征，让目标查询直接获得三维位置感知能力[4]。这类方法摆脱了对激光雷达的依赖，但深度歧义和跨视角几何对齐一直没有解决办法，远距离目标的表征也偏弱。

另一类方法先把多视角图像特征变换到鸟瞰图（BEV）空间，再在 BEV 平面上完成检测。BEVDet 确立了面向多相机 3D 检测的 BEV 范式，并讨论了精度与效率的折中[5]；BEVDepth 在此基础上引入显式深度监督和相机感知的深度估计，使视角转换更可靠[6]。统一的 BEV 表示确实便于多视角融合和下游检测，但视角转换方式、BEV 分辨率和特征尺度的选择会同时影响精度和计算开销，需要结合平台条件权衡。

BEVFormer 采用网格化的 BEV Query，通过空间交叉注意力从多相机图像的相关区域聚合当前帧的空间信息，再用时序自注意力递归融合历史 BEV 特征[7]。时序信息对遮挡目标和速度估计有帮助，代价是需要连续图像、历史特征缓存和车辆运动信息。在效率和部署方面，MatrixVT 用矩阵运算实现多相机到 BEV 的高效转换[8]，SparseBEV 则用稀疏查询和自适应时空采样降低稠密 BEV 的构建开销[9]。

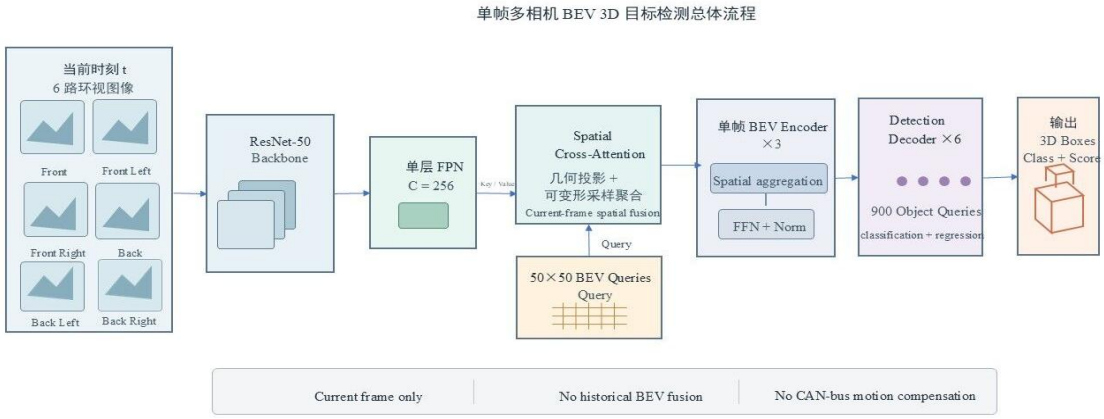


图 1　单帧多相机 BEV 3D 目标检测总体流程

图 1 给出本文单帧输入条件下的逻辑数据流。当前时刻的 6 路环视图像分别经 ResNet-50 和单层 FPN 提取二维特征；50×50 的 BEV Query 作为查询，通过空间交叉注意力从多相机图像特征中聚合当前帧空间信息，经 3 层 BEV 编码器和 6 层检测解码器输出目标类别、置信度与三维边界框。图中“No historical BEV fusion”表示前向处理过程中不输入有效历史 BEV 特征，“No CAN-bus motion

compensation”表示不执行基于车辆位姿的跨帧运动补偿。针对缺少稳定连续图像与车辆运动位姿输出的低成本平台，本文研究单帧多相机 BEV 3D 目标检测的工程适配方法。主要工作包括：在 BEVFormer 代码链路中建立仅使用当前时刻 6 路图像的输入与前向处理流程；完成 nuScenes 数据索引、相机参数字段和三维边界框维度的兼容处理；在统一数据划分和训练设置下记录单帧模型的检测结果；对现有空间交叉注意力模块进行工程层面的改进。本文实验仅基于 nuScenes 城市道路场景，因而结论限于单帧工程链路和公开基准评测，不将其外推为已验证的越野环境性能。后续仍需构建与 3D 目标检测任务匹配的越野数据和实车测试，才能评价其在非结构化场景中的适用性。

2 理论基础

2.1 注意力机制

BEVFormer 的空间交叉注意力用于将多相机二维图像特征聚合到同一 BEV 空间，其理论基础包括注意力机制、可变形采样和相机投影几何[7,10-11]。

注意力机制的目的是计算每个时间步的注意力权重，以生成加权上下文向量[12]。查询向量 Q 表达检索需求，键向量 K 用于计算相关性，值向量 V 承载待聚合信息；缩放点积注意力依据 Q 与 K 的相似度形成权重，再对 V 进行加权求和[10]。下面给出其基础形式。

输入特征 X 经线性映射得到查询矩阵 Q、键矩阵 K 和值矩阵 V，即 $Q=XW_Q$、$K=XW_K$、$V=XW_V$[10]，随后计算缩放点积注意力得分。

$$Attention(Q,K)=soft\max(\frac{QK^T}{\sqrt{d_k}}) \tag{1}$$

利用归一化注意力权重对值矩阵 V 加权求和，得到最终输出[10]。

$$Output=Attention(Q,K)V \tag{2}$$

$\sqrt{d_k}$ 为缩放因子，抑制高维内积数值过大导致梯度消失；softmax 将所有 token 相似度归一化为权重，权重越高代表两个特征相关性越强。

2.2 空间交叉注意力

BEVFormer空间交叉注意力并非对所有图像位置执行标准全局QK^T注意力。对于BEV平面位置p对应的查询q_p，模型先在预设高度生成三维参考点，再利用各相机内外参将参考点投影到不同相机平面；仅保留落入有效图像范围的可见投影，并在投影点邻域使用多尺度可变形注意力采样图像特征，最后对跨相机、跨高度、跨尺度的采样结果加权聚合[7,11]。

原始BEVFormer的时序自注意力使用当前BEV Query与历史BEV特征进行交互，并结合车辆运动信息完成跨帧对齐[7]。本文将输入队列限制为当前帧，前向处理中历史BEV为空，因此不发生有效的跨帧特征融合。图 2 给出空间交叉注意力的数据流。Query来自BEV网格查询；被采样的Key/Value-e特征来自 6 路相机经主干网络和FPN提取的图像特征。每个BEV Query对应一组不同高度的三维参考点，这些参考点经相机标定参数投影到可见相机视图，在投影位置附近生成稀疏采样偏移和注意力权重，再由MSDeformableAttention3D完成加权聚合。该特征融合过程以BEV参考点几何投影与稀疏可变形采样为核心，依托跨域交叉注意力机制实现多相机二维图像特征向鸟瞰特征空间的聚合，区别于图像特征域内执行的标准自注意力范式。

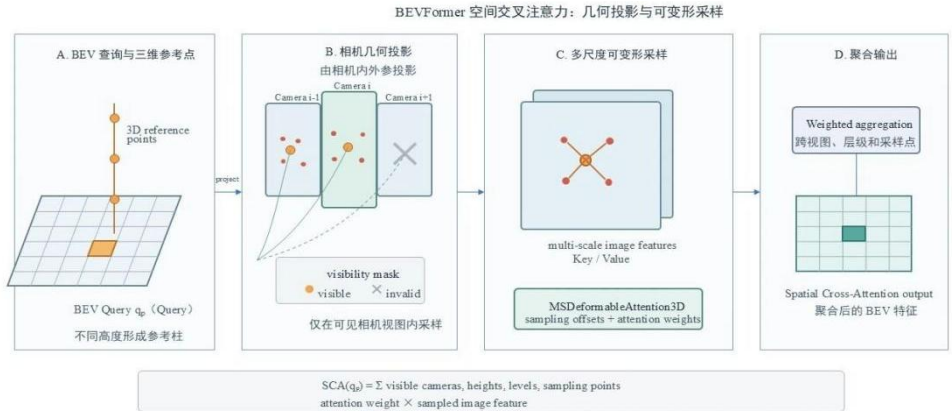


图 2　BEVFormer 空间交叉注意力的几何投影与可变形采样过程

本文基线为 BEVFormer-SingleFrame，该模型设置 queue_length=，仅输入当前帧多相机图像，网络完整保留时序自注意力模块，但无历史 BEV 特征参与融合，以此适配无连续时序图像、无 CAN 运动位姿的应用约束。基线采用原始空间交叉注意力完成图像特征向 BEV 鸟瞰空间的映射聚合。本文方法在保持骨干网络 ResNet-50、输入帧数量、训练超参完全一致的前提下，对空间交叉注意力的多相机 BEV 跨域特征融合策略进行优化，改进图像特征到 BEV 网格的特征采样与聚合方式，强化有效视觉信息的提取能力。基线模型的原始流程为由 BEV 查询生成固定高度的 3D 参考点，通过相机内外参投影到图像，执行可变形偏移采样，对多路相机采样特征直接加权求和得到 BEV 网格特征，但由于单帧缺少时序约束，固定高度容易造成投影偏差，采样点落到背景、天空或图像边界之外，引入无关噪声。本文所提方法在基线模型基础上，对 BEV 查询对应的三维参考点增加高度约束区间，将参考点限定在地面目标合理高度范围；将三维参考点经相机内外参投影至图像平面，筛选投影坐标超出图像边界的无效采样位置。同时对网络输出的可变形采样偏移施加像素级上限约束，避免采样点过度偏离几何投影位置。最后依据投影有效性生成掩码，降低无效相机分支的注意力权重，弱化背景噪声对 BEV 网络特征的干扰。

3 实验设计

3.1 数据集预处理与模型设置

本次实验基于 BEVFormer 纯视觉 3D 目标检测模型，利用 Windows 平台搭建，深度学习框架采用 PyTorch 1.9.1+cu11 配套，搭配 MMDetection3D rc6 框架。采用 nuScenes 数据集的 trainval 划分进行模型训练与验证，其中训练集包含 28130 个关键帧样本，验证集包含 6019 个关键帧样本，每个样本使用车辆周围 6 个相机采集的环视图像作为输入，包括前视、前左、前右、后视、后左和后右视角。数据预处理阶段完成多相机图像路径、相机内参、相机与激光雷达坐标系之间的外参以及三维目标标注的统一组织，并生成训练集与验证集对应的 pkl 索引文件；训练流程采用多视角图像加载、图像颜色扰动、归一化、尺寸填充和三维标注格式化等操作；训练配置使用 DefaultFormatBundle3D 和 CustomCollect3D 对图像、三维边界框及类别标签进行整理；图像处理库使用 OpenCV 4.11.0。基于 OpenMMLab 工具链构建 3D 检测环境：MMCV 1.6.0、MMDetection 2.28.2、MMSegmentation 0.24.1、MMDetection3D 1.0.0rc6，启用 spconv2.0 实现稀疏卷积加速。

为分析 BEVFormer 在不使用有效历史信息条件下的当前帧空间感知能力，本文将输入队列长度设置为 queue_length=1，训练时仅输入当前时刻的 6 路相机图像，并在前向处理中将历史 BEV 设为空。该设置阻断了有效的跨帧历史 BEV 融合。通过增加配置开关 use_tsa=False 显式移除 TSA 分支。通过遍历网络模块清单，无 TSA 分支网络未实例化 TemporalSelfAttention 子模块，从结构层面移除时序自注意力单元。

3.2 网络结构

模型采用 ResNet-50 作为图像特征提取主干网络，使用其最后一个阶段的输出，并通过单层特

征金字塔网络将通道数统一为 256。为降低计算量和显存占用鸟瞰图特征网格设置为 50×50，每个 BEV 网格对应一个 256 维特征向量。

检测头采用 900 个目标查询，检测类别数为 10，BEV 编码器由 3 层 BEVFormerLayer 组成，检测解码器由 6 层 Transformer 解码器构成。模型主要设置见表 1。

表 1　模型设置参数

参数	设置
输入模态	6 路环视相机图像
输入帧数	1 帧
主干网络	ResNet-50
FPN 层数	1
特征维度	256
BEV 网格	50×50
BEV 编码器层数	3
检测解码器层数	6
目标查询数	900
检测类别数	10

三维目标的基础标注由目标中心位置、尺寸、航向角以及平面速度组成，可表示为：

$$b=(x,y,z,w,l,h,\theta,v_x,v_y) \tag{3}$$

在损失计算过程中，航向角 θ 被转换为正弦和余弦形式，因此模型检测头输出的回归向量维度为 10：

$$\tilde{b}=(x,y,w,l,z,h,\sin\theta,\cos\theta,v_x,v_y) \tag{4}$$

3.3 训练参数

模型采用 AdamW 优化器，基础学习率设置为 1×10^{-4}，权重衰减系数设置为 0.01。为了降低预训练主干网络参数在微调过程中的更新幅度，ResNet-50 主干网络的学习率倍率设置为 0.1.

实验采用单卡训练，单卡批量大小设置为 1.由于实验运行于 Windows 虚拟机环境，为避免多进程 DataLoader 在 spwn 模式下出现对象序列化错误，将数据加载进程设置为 0.训练总轮数设置为 12。

表 2　训练参数设置

训练参数	设置
优化器	AdamW
基础学习率	1×10-4
权重衰减系数	0.01
主干网络学习率倍率	0.1
Batch size	1
训练轮数	12
DataLoader workers	0
混合精度	固定损失缩放 F16
最大保留检查点	1

4 实验结果与分析

为保证实验可复现，训练与评测过程采用统一环境配置。数据集、样本数量、训练硬件、模型保存策略及评测指令等关键参数如表 3 所示。

表 3　训练日志与评估来源表

配置项	参数值
数据集版本	nuScenes v1.0-trainval
训练样本数	28130 帧
验证样本数	6019 帧
GPU 型号	NVIDIA Tesla T4（15GB）
checkpoint 保存策略	每轮保存一次
评测命令	python tools/test.py configs/bevformer/bevformer_singleframe.py work_dirs/bevformer_singleframe/latest.pth --eval bbox

训练过程中 loss_cls 和 loss_bbox 的变化曲线如图 4 所示，训练初始阶段，网络权重随机初始化，分类损失 loss_cls 数值较高，经过少量迭代后快速下降，表明模型快速学习区分前景目标与背景的特征。在当前训练配置下，分类损失较快下降并趋于稳定，而边界框回归损失在训练后期仍存在波动，表明单帧条件下三维定位回归仍是主要优化难点。对比两条损失曲线可见，在基于图像的 3D 目标检测任务中，目标分类更容易完成拟合；而包含位置、尺寸、角度信息的 3D 边界框回归优化难度更大，定位分支更容易陷入学习瓶颈。

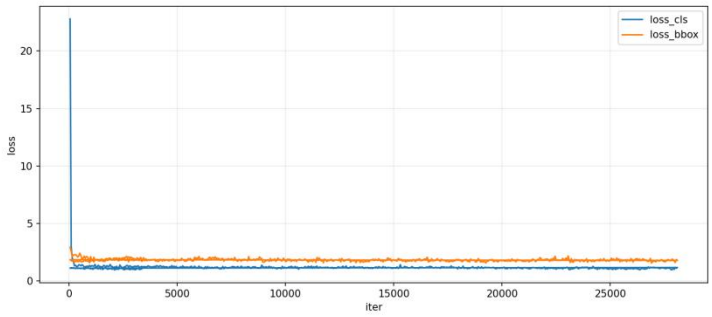


图 3　训练损失变化曲线图

nuScenes-trainval 数据集评估指标有 mAP、mATE、NDS 等，mAP 指的是多距离阈值(0.5/1/2/4m)下各类别 AP 均值，特别需要说明的是，nuScenes 数据集使用鸟瞰平面中心距离匹配，不是 IoU，取值范围在 0-1 之间；mATE 代表目标中心 2D 平面定位误差；mAOE 代表目标航向角误差；mAVE 代表速度预测误差；mAAE 代表车辆属性分类误差；NDS 代表综合得分。加权融合 mAP+5 项误差。

$$NDS = \frac{1}{10}[5 \bullet mAP + \sum_{k \in \{mATE, mASE, mAOE, \mathrm{m}AVE, \mathrm{m}AAE\}} (1 - \min(1, m_k))] \tag{5}$$

表 4 汇总了当前实验记录。为保证实验结果的公平性，本文方法与 BEVFormr-SingleFrame 基线模型在网络骨干模型、输入帧数量、训练超参数完全一致的情况下进行训练，实验结果如表 4 所示。

表 4　不同方法在 nuScenes 数据集上的性能对比

Method	Backbone	NDS	mAP	mATE	mASE	mAOE	mAVE	mAAE
BEVFormer-SingleFrame	ResNet-50	0.335	0.346	0.755	0.483	0.652	1.892	0.487
Ours	ResNet-50	0.414	0.413	0.642	0.345	0.650	1.682	0.291

注：BEVFormer-SingleFrame 基线模型基于 MMDetection3D 开源框架复现。NDS 为 nuScenes 综合检测得分；NDS、mAP 越高越好，mATE、mASE、mAOE、mAVE、mAAE 越低越好。

由表 4 可以看出，在骨干网络均为 ResNet-50、同为单帧输入的条件下，相较于 BEVFormer-SingleFrame 基线，本文方法的 NDS 由 0.355 提升至 0.414，mAP 由 0.346 提升至 0.413。mAP 的提升说明经过采样与聚合优化策略后，模型对三维目标的检出能力得到增强，目标漏检、误

检情况得到抑制。在定位误差指标上，平移误差 mATE 由 0.755 下降至 0.642，尺度误差 mASE 由 0.483 下降至 0.345，属性误差 mAAE 由 0.487 下降至 0.291，表明对空间交叉注意力采样-聚合流程的工程优化能够有效改善目标中心位置、物体尺度与属性的回归精度。而速度误差 mAVE 数值整体偏高，即使经过优化后仍达到 1.682 m/s，其主要原因为本文模型为纯单帧视觉 3D 检测方案，仅利用当前时刻的单张图像完成推理，不存在时序图像提供的运动信息，模型缺少帧间变化作为速度估计依据。nuScenes 数据集要求模型同时回归目标 v_x、v_y 速度分量，单帧图像本身不包含物体运动时序线索，仅依靠单帧外观很难推断目标运动速度，因此无论是 BEVFormer-SingleFrame 基线还是本文方法，mAVE 均维持在较高值，这也是单帧纯视觉 3D 检测的固有短板。本文方法 mAVE 相比基线由 1.892 下降至 1.682，仅存在小幅改善，该小幅收益来源于检测框位置精度提升带来的附带效果，模型本身并未引入专门针对速度的监督与时序信息。

本文已完成的工作主要包括数据集预处理适配与模型特征融合策略工程优化两部分。在数据集与链路层面，完成单帧输入适配、数据字段兼容处理、三维边界框维度统一训练配置调优，搭建面向单帧多相机输入的 3D 目标检测训练与评测链路。在模型层面，针对单帧条件下空间交叉注意力容易出现采样漂移、背景噪声干扰的问题，对现有空间交叉注意力模块开展工程层面改进：对 BEV 查询对应的三维参考点增加高度约束区间，筛选投影后超出图像有效范围的采样位置；对可变形采样偏移量施加约束，抑制采样点过度偏离几何投影位置；并基于投影有效性构建掩码实现多路相机特征差异化加权聚合，降低无效背景特征对 BEV 网格特征的干扰。该流程为资源受限条件下的单帧多相机 3D 感知研究提供了工程参考，但其越野适用性和部署收益仍需在一致硬件、完整配置与非结构化场景数据上进一步验证。

5 结论与展望

5.1 结论

本文围绕多相机图像条件下的三维目标检测任务，完成了基于 nuScenes 数据集的单帧 BEVFormer 实验流程构建。通过将输入队列长度设置为 1 并在前向处理中令历史 BEV 为空，模型仅使用当前时刻的六路环视图像。

在模型结构方面，实验采用 ResNet-50 作为图像特征提取网络，以单层 FPN 完成特征通道统一，并构建 50×50 的 BEV 特征网络。BEV 编码器由 3 层 BEVFormerLayer 组成，检测编码器由 6 层 Transformer 解码器组成。该结构在保留 BEVFormer 空间交叉注意力和目标查询机制的同时，降低了 BEV 网格分辨率和多尺度特征数量，有利于在单张 Tesla T4 GPU 条件下完成模型训练。基于 BEVFormerLayer 对空间交叉注意力的采样与特征聚合策略开展优化，改善跨域特征映射效果。

在数据预处理方面，本文完成了 nuScenes 训练集和验证集标准 pkl 索引文件的重新生成，并统一组织了多相机图像路径、相机内外参数、场景编号、三维目标类别和三维边界框等信息。针对数据转换脚本与自定义数据集接口之间存在的字段命名差异，实验对相机内参读取方式进行了兼容处理。

针对单帧输入条件下不存在历史图像队列的问题，本文在模型前向传播过程中增加了单帧判断逻辑。当队列长度为 1 时，模型不再提取空的历史图像特征，而是直接将历史 BEV 设置为空，仅对当前帧图像进行特征提取和三维检测。该处理避免了原始时序训练代码在空队列输入情况下出现特征维度张量重构异常。

此外，实验对三维边界框在数据集、数据流水线和模型检测头之间的传递格式进行了统一。BEVFormer 检测头默认采用 10 维边界框回归输出，其中包含目标位置、尺寸、航向角正余弦编码以及二维速度分量，对于在部分批处理过程中仅保留 7 维几何信息的边界框，实验通过补齐速度维度保证回归目标与模型输出维度一致，从而建立了正常前向传播、目标匹配和损失计算的单帧训练链路。

5.2 展望

后续研究应恢复标准时序 BEVFormer 的多帧输入机制。在保持模型结构、数据划分和训练参数基本一致的条件下，可依次将队列长度设置为 2、3、4，比较单帧模型与标准时序 BEVFormer 模型在遮挡目标、远距离目标以及运动目标上的检测差异。通过控制变量实验，可以定量分析历史 BEV

特征对目标连续感知和空间定位的贡献。

其次，应重新生成包含真实 CAN bus 信息的标准 nuScenes 标注文件，并逐步恢复 use_shift、rotate_prev_bev 和 use_bus 模块。可分别设计“无运动补偿”、“仅平移补偿”、“平移与旋转补偿”和“完整 CAN bus 注入”四组实验，以分析车辆自身运动对跨帧 BEV 特征对齐的影响。特别是在车辆转弯和高速运动场景中，真实位姿变化对于历史特征的空间对齐具有重要作用。

在模型结构方面，后续可进一步提高 BEV 网格分辨率，并恢复多尺度 FPN 特征。当前 50×50 的 BEV 网络有利于降低计算量，但可能损失小目标和远距离目标的空间细节。后续可设置 50×50、100×100、200×200 等不同分辨率进行消融，并比较检测精度、显存占用和推理速度之间的关系。

在训练策略方面，可在存储空间和计算资源得到改善后，提高 DataLoader 并行进程数，扩大批量大小，并采用更加稳定的混合精度训练、梯度累积和梯度裁剪策略。当前单进程数据加载方式能够避免 Windows 多进程序列化问题，但会限制图像读取效率。后续可迁移至 Linux 环境，以提高数据加载速度和实验复现性。

本文在 nuScenes 城市道路数据集完成模型训练与评估，模型面向低成本越野无人车应用具备一定迁移潜力，但尚未在真实越野环境完成实测验证。后续计划基于 RELLIS-3D、RUGD、ORAD-3D 等非结构化越野数据集开展拓展实验；值得注意的是，以上数据集侧重于越野地形语义分割，其标注格式、目标类别与 nuScenes 标准 3D 目标检测任务不完全对齐，后续需要完成数据集转换、标签适配等工作，实现面向越野车场景的模型验证。

参考文献：

[1] MIN C, JIANG W, ZHAO D, et al. ORFD: A dataset and benchmark for off-road freespace detection[C]//2022 IEEE International Conference on Robotics and Automation. 2022. doi:10.48550/arXiv.2206.09907.

[2] CAESAR H, BANKITI V, LANG A H, et al. nuScenes: A multimodal dataset for autonomous driving[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2020: 11621-11631.

[3] WANG Y, GUIZILINI V C, ZHANG T, et al. DETR3D: 3D object detection from multi-view images via 3D-to-2D queries[C]//Proceedings of the 5th Conference on Robot Learning. PMLR, 2022, 164: 180-191.

[4] LIU Y, WANG T, ZHANG X, et al. PETR: Position embedding transformation for multi-view 3D object detection[C]//Computer Vision-ECCV 2022. Cham: Springer, 2022: 531-548. doi:10.1007/978-3-031-19812-0_31.

[5] HUANG J, HUANG G, ZHU Z, et al. BEVDet: High-performance multi-camera 3D object detection in bird-eye-view[EB/OL]. arXiv:2112.11790, 2022.

[6] LI Y, GE Z, YU G, et al. BEVDepth: Acquisition of reliable depth for multi-view 3D object detection[C]//Proceedings of the AAAI Conference on Artificial Intelligence. 2023, 37(2): 1477-1485. doi:10.1609/aaai.v37i2.25233.

[7] LI Z, WANG W, LI H, et al. BEVFormer: Learning bird's-eye-view representation from multi-camera images via spatiotemporal transformers[C]//Computer Vision-ECCV 2022. Cham: Springer, 2022: 1-18. doi:10.1007/978-3-031-20077-9_1.

[8] ZHOU H, GE Z, LI Z, et al. MatrixVT: Efficient multi-camera to BEV transformation for 3D perception[C]//Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision. 2023: 8548-8557.

[9] LIU H, TENG Y, LU T, et al. SparseBEV: High-performance sparse 3D object detection from multi-camera videos[C]//Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision. 2023: 18580-18590.

[10] VASWANI A, SHAZEER N, PARMAR N, et al. Attention is all you need[C]//Advances in Neural Information Processing Systems. 2017, 30.

[11] ZHU X, SU W, LU L, et al. Deformable DETR: Deformable transformers for end-to-end object detection[C]//International Conference on Learning Representations. 2021.

[12] Guo, Y.; Li, B.; Shi, X.,et al. Enhancing Medium-Orbit Satellite Orbit Prediction: Application and Experimental Validation of the BiLSTM-TS Model. Electronics 2025, 14, 1734. https://doi.org/10.3390/electronics14091734.

面向越野车关键零部件防护的 Ni-W/SiC 复合涂层直流电沉积制备与数据驱动适配评价

李文博，张天一，赵正旭

青岛理工大学 山东省空间碎片监测与低轨卫星组网重点实验室，山东 青岛 266520

摘　要：面向越野车关键零部件在盐雾、泥水和局部摩擦工况下的表面防护需求，采用直流电沉积在 Q235B 钢表面制备 Ni-W/SiC 复合涂层，评价其元素组成、显微硬度、摩擦系数和电化学性能。SiC 浓度由 3 g/L 增至 10 g/L 时，硬度由 582.2 HV 增至 875.4 HV，摩擦系数由 0.36 降至 0.23；7 g/L 样品在四水平对比中的腐蚀电流密度最低，为 2.92 μA/cm²。在此基础上，复用作者已发表的 RC-DCGAN-XGBoost 模型及验证数据开展二次工程分析，并基于四项实测指标进行场景化适配评价。结果表明，10 g/L 更适合高硬度和低摩擦优先部件，7 g/L 更适合耐蚀优先连接件。研究结果可为越野车关键零部件复合涂层的候选筛选提供参考。

关键词：Ni-W/SiC 复合涂层；直流电沉积；电化学腐蚀；数据驱动评价；越野车防护

Direct-Current Electrodeposition and Data-Driven Suitability Evaluation of Ni-W/SiC Composite Coatings for Critical Off-Road Vehicle Components

LI Wenbo, ZHANG Tianyi, ZHAO Zhengxu

Shandong Key Laboratory of Space Debris Monitoring and Low-Earth-Orbit Satellite Networking, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, Shandong, China

Abstract: Ni-W/SiC composite coatings were deposited on Q235B steel by direct-current electrodeposition to address the surface-protection requirements of critical off-road vehicle components exposed to salt spray, muddy water, and localized friction. Elemental composition, microhardness, coefficient of friction, and electrochemical behavior were evaluated. Increasing the SiC concentration from 3 to 10 g/L increased hardness from 582.2 to 875.4 HV and reduced the coefficient of friction from 0.36 to 0.23. The 7 g/L coating exhibited the lowest corrosion current density in the four-level comparison (2.92 μA/cm²). The authors' previously published RC-DCGAN-XGBoost model and validation data were then reused for secondary engineering analysis, and four measured indicators were combined through scenario-based weighting. The 10 g/L coating was preferred for components prioritizing high hardness and low friction, whereas the 7 g/L coating was preferred for corrosion-critical connectors. The reused model and validation data are not presented as new experiments or new model development in this paper.

Keywords: Ni-W/SiC composite coating; direct-current electrodeposition; electrochemical corrosion; data-driven evaluation; off-road vehicle protection

1 引言

越野车长期服役于复杂地形运输、应急救援、工程作业和野外保障等场景。底盘悬挂、车身连接件、传动外露件和发动机舱周边零部件经常承受泥水冲刷、盐雾飞溅、碎石冲击、湿热循环和局部摩擦磨损等复合作用。与普通道路车辆相比，越野车关键零部件不仅需要较高的结构强度，还需要表面防护层在冲击后仍保持耐磨、耐蚀和可维护性能。涂层在装配、行驶冲击或局部磨损中产生微裂纹、剥落或孔隙后，氯化物介质会沿缺陷位置进入涂层/基体界面，引发点蚀和界面腐蚀扩展，进而降低零部件承载稳定性和长期服役安全性。

现有越野车零部件表面防护依赖有机涂层、镀锌层、硬铬层及其他金属镀层。有机涂层施工便利、覆盖性好，但在碎石冲击和反复摩擦下容易出现裂纹与局部剥落；镀锌层可提供牺牲阳极保护，硬度和耐磨性有限；硬铬镀层硬度高、摩擦学性能较好，受到环境和健康安全要求的限制。兼具高硬度、低摩擦、耐氯化物腐蚀和环境友好特征的金属基复合涂层，是越野车关键零部件表面防护的重要方向。越野车涂层的石击、环境腐蚀性分类和受控盐雾评价可分别参考 ISO 20567-1、ISO 12944-2 和 ASTM B117 [1-3]。

Ni-W 合金涂层硬度较高，耐蚀性良好，属于硬铬替代体系之一[4,5]。SiC 陶瓷颗粒硬度高、高温稳定性好且化学惰性强，将其引入 Ni-W 基体后，弥散强化、细晶强化和局部承载效应可综合改善涂层性能[6,7]。电沉积 Ni-W/SiC 及相关 Ni 基陶瓷颗粒复合涂层在硬度、摩擦和腐蚀防护方面已展现出应用潜力[5,8-11]，机器学习也已用于电沉积 Ni-W 合金涂层的硬度预测[13]。但面向越野车工况的研究仍存在明显不足：多数工作偏重单一性能评价，对硬度、摩擦系数、电化学行为和工况适配之间的关联讨论较少；涂层制备数据规模有限，工艺变量与性能响应之间的定量映射仍不充分；现有研究较少将涂层性能测试结果与具体零部件服役场景结合，缺乏证据边界清晰的多指标相对适配方法。

本文采用直流电沉积方法制备 Ni-W/SiC 复合涂层，通过扫描电子显微镜与能谱、显微硬度、摩擦系数和 Tafel 极化测试评价涂层性能；随后复用作者已发表工作[12]中的 RC-DCGAN-XGBoost 模型、模型性能指标和验证数据，开展面向越野车零部件的二次工程分析；最后，结合硬度、摩擦系数、腐蚀电流密度和腐蚀电位建立场景化假设权重评价。

2 涂层制备

2.1 基体材料与试样制备

选用 Q235B 低碳钢作为基体材料，原始钢板厚度为 10 mm。为降低边缘切割热影响和表面缺陷对测试结果的干扰，先去除原板边缘约 3 cm 区域，再加工为 15 mm×15 mm×10 mm 和 10 mm×10 mm×1 mm 两类试样。前者用于显微硬度和摩擦磨损测试，后者用于电化学测试。电沉积前，试样依次进行机械打磨、抛光、碱性除油、热蒸馏水清洗、冷蒸馏水清洗、表面活化和二次清洗，随后立即转入镀液中进行复合电沉积。

2.2 直流电沉积工艺

Ni-W/SiC 复合涂层采用硫酸盐-柠檬酸络合体系直流电沉积制备。镀液中六水合硫酸镍和钨酸钠分别提供 Ni、W 金属源，柠檬酸和乙酸钠起络合与缓冲作用，SiC 颗粒作为增强相加入镀液。SiC 颗粒选用 6000 目粉末，沉积前经机械搅拌 1 h 以提高悬浮稳定性。沉积过程中 pH 控制为 3.5~4.5，基准值 4.0；电流密度基准值 3.5 A/dm²，筛选范围 1~6 A/dm²；沉积温度基准值 60 ℃，制备过程控制在 60~65 ℃。沉积后试样经清水冲洗、超声清洗 5 min，真空干燥。镀液组成与主要工艺参数见表 1。

表 1　Ni-W/SiC 复合涂层直流电沉积镀液组成与工艺参数

成分/参数	取值	单位/规格
六水合硫酸镍	80	g/L
钨酸钠	4	g/L
磷酸	7	g/L
柠檬酸	33	g/L
乙酸钠	13	g/L
硫脲	1	g/L
SiC 颗粒	3~10	g/L；6000 目
pH	3.5~4.5（基准 4.0）	-
电流密度	3.5（工艺筛选 1~6）	A/dm^2
沉积温度	60（控制 60~65）	℃

2.3 性能表征方法

涂层表面形貌采用扫描电子显微镜观察，元素组成采用能量色散 X 射线光谱仪表征。显微硬度采用维氏硬度计测试，每个试样至少选取 5 个位置取平均值。摩擦系数测试采用 Bruker UMT-2 往复式摩擦磨损试验机，对偶件为直径 6 mm 的 GCr15 钢球，法向载荷 30 N，滑动速度 0.04 m/s，滑动时间 30 min，每组取 3 个试样进行重复测试。电化学测试采用三电极体系，工作电极为涂层试样，参比电极为饱和甘汞电极，对电极为铂片，电解液为 3.5 wt.% NaCl 溶液，测试温度 25 ℃；通过 Tafel 外推获得腐蚀电位和腐蚀电流密度。试样尺寸与测试条件见表 2。

表 2　试样尺寸与主要测试项目

试样尺寸	主要用途	测试项目	关键条件
15 mm×15 mm×10 mm	力学与摩擦性能	显微硬度、摩擦系数	UMT-2；GCr15 球；30 N；0.04 m/s；30 min
10 mm×10 mm×1 mm	腐蚀性能	Tafel 极化曲线	3.5 wt.% NaCl；SCE 参比；25 ℃

3 元素组成与性能表征

3.1 元素组成特征

图 1 给出了代表性 Ni-W/SiC 复合涂层的扫描电子显微形貌与能谱结果。图 1(a)为低倍形貌，蓝色方框标示图 1(b)的放大区域；图 1(b)为对应的放大形貌，能谱采集范围覆盖该图整个视场，对应能谱和元素组成见图 1(c)。放大形貌中可见片状和块状凸起、局部沟谷及少量孔隙，表面起伏较为明显。能谱中 Ni 和 W 为主要金属元素，同时检测到 Si 和 C 信号。全视场 EDS 定量结果显示，Ni、W、Si 和 C 的质量分数分别为 60.5%、34.1%、1.1%和 4.3%，表明复合沉积层中存在 SiC 相关元素。

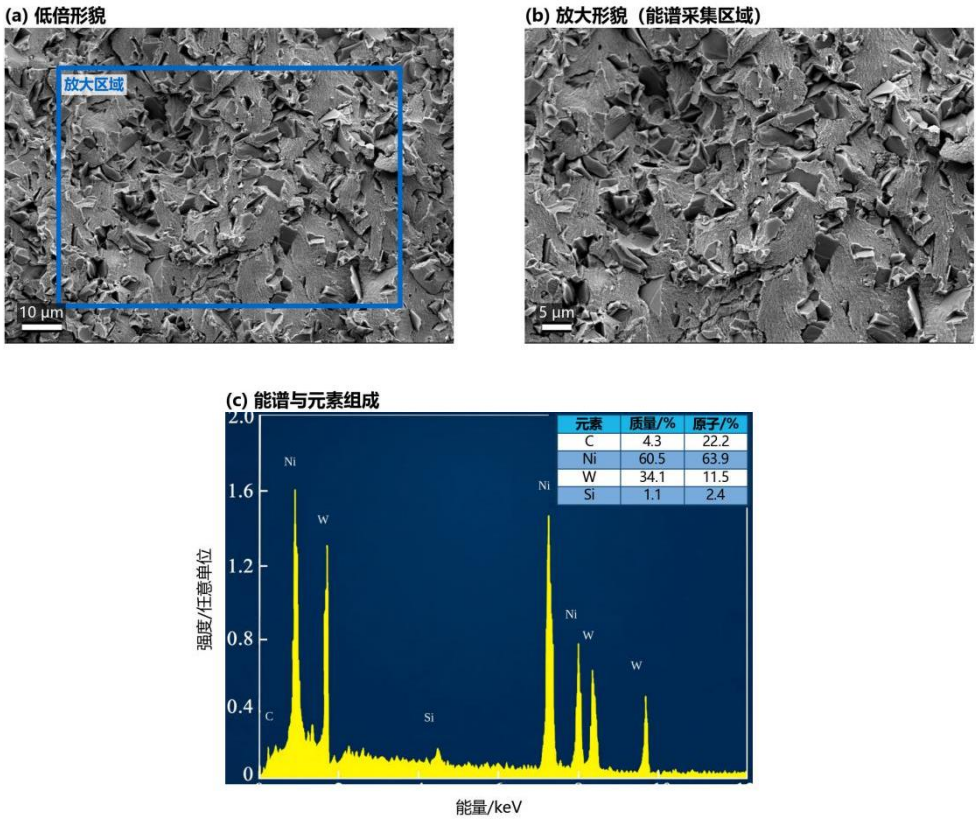


图 1　代表性 Ni-W/SiC 复合涂层扫描电子显微形貌及能谱结果：（a）低倍形貌，蓝框为放大区域；（b）放大形貌及能谱采集区域；（c）对应能谱与元素组成

3.2 硬度与摩擦系数

SiC 浓度对涂层硬度和摩擦系数的影响见表 3 和图 2。SiC 浓度由 3 g/L 提高至 10 g/L 时，显微硬度由 582.2 HV 提高至 875.4 HV，增幅约 50.4%；摩擦系数由 0.36 降低至 0.23，降幅约 36.1%。该变化趋势与 SiC 颗粒的弥散强化和局部承载作用相符。

表 3　SiC 浓度对 Ni-W/SiC 复合涂层硬度和摩擦系数的影响

SiC 浓度/(g/L)	硬度/HV	摩擦系数
3	582.2±16.8	0.36±0.02
5	658.4±19.3	0.31±0.02
7	732.8±22.6	0.26±0.02
10	875.4±26.1	0.23±0.01

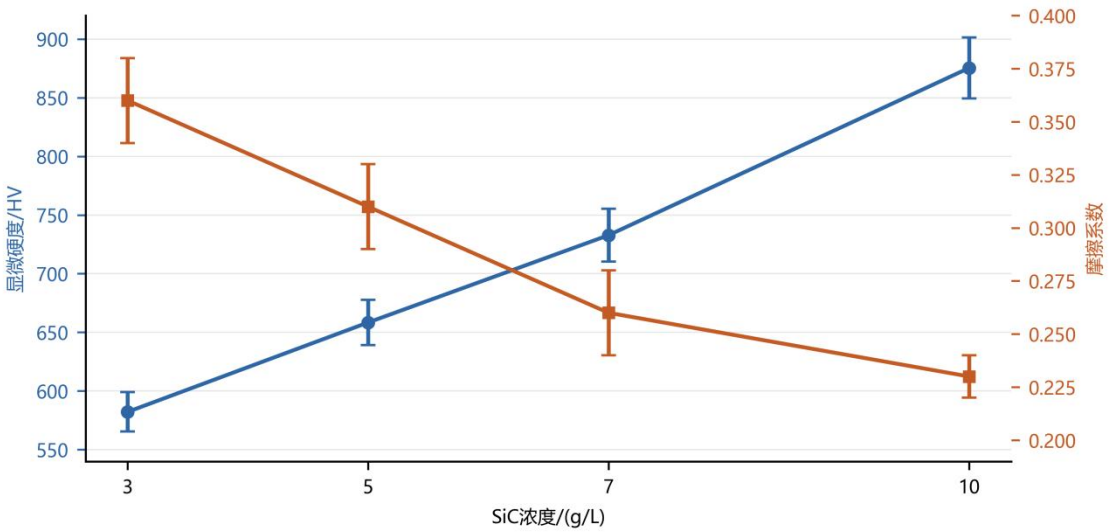


图 2　SiC 浓度对 Ni-W/SiC 复合涂层硬度和摩擦系数的影响

3.3 电化学腐蚀行为

不同 SiC 浓度样品的电化学拟合结果见表 4。SiC 浓度为 3 g/L 时，腐蚀电流密度为 4.50 μA/cm²，腐蚀电位为-0.477 V；浓度提高至 7 g/L 时，腐蚀电流密度降至 2.92 μA/cm²，腐蚀电位正移至-0.437 V，表现出当前试验组中最好的耐氯化物腐蚀性能。SiC 浓度进一步提高至 10 g/L 时，腐蚀电流密度升至 3.25 μA/cm²，腐蚀电位负移至-0.451 V，耐蚀性未随 SiC 添加量单调提高。这一变化可能与较高颗粒浓度下 SiC 在镀液中发生团聚有关。颗粒团聚降低悬浮稳定性和均匀共沉积能力，导致涂层中出现局部颗粒富集或贫化，增加孔隙、颗粒—基体界面缺陷及腐蚀介质传输通道，部分抵消 SiC 对孔隙的填充和对腐蚀介质的阻隔作用[8]。

表 4　SiC 浓度对 Ni-W/SiC 复合涂层电化学腐蚀参数的影响

SiC 浓度/(g/L)	腐蚀电流密度/(μA/cm²)	腐蚀电位/V (vs SCE)	耐蚀性判断
3	4.50	-0.477	测试范围起始水平
5	3.91	-0.471	继续改善
7	2.92	-0.437	耐蚀性最佳
10	3.25	-0.451	较 7 g/L 略回落

4 机器学习模型的扩展应用

4.1 模型性能与验证数据再分析

表 5 列出作者已发表研究[12]中的模型性能数据预测性能对比，用于界定本稿二次应用的能力边界。XGBoost 在摩擦系数和硬度预测中均表现较好：五折交叉验证下 COF 预测 R^2 为 0.93、RMSE 为 0.013，硬度预测 R^2 为 0.97、RMSE 为 19.47 HV；LOLO-CV 下 COF 与硬度 R^2 分别为 0.85 和 0.90。这些指标表明，该模型可用于后续工艺点的辅助初筛，但不替代独立制备与性能测试。

表 5　已有机器学习模型在当前数据集上的预测性能对比

评价方式	模型	COF R^2	COF RMSE	硬度 R^2	硬度 RMSE/HV
五折交叉验证	XGBoost	0.93	0.013	0.97	19.47
五折交叉验证	随机森林	0.88	0.017	0.94	25.31
五折交叉验证	梯度提升	0.86	0.018	0.93	27.16
五折交叉验证	支持向量回归	0.72	0.026	0.81	42.85

评价方式	模型	COF R^2	COF RMSE	硬度 R^2	硬度 RMSE/HV
LOLO-CV	XGBoost	0.85	0.019	0.90	31.64

表 6 显示，5 组样品摩擦系数重复性 RSD 为 1.69%~4.13%，平均值为 2.51%；硬度 RSD 为 0.33%~0.46%，平均值为 0.40%。图 3 中预测值与实测均值总体接近。这些结果仅说明已发表模型在其原验证数据上的表现，不构成本稿新增的独立外部验证。

表 6　5 组独立工艺点重复测量与模型预测结果

组号	COF 实测均值±SD	COF 预测	COF-RSD/%	硬度实测均值±SD/HV	硬度预测/HV	硬度-RSD/%
1	0.123±0.002	0.130	1.69	581.77±2.65	594.57	0.46
2	0.207±0.009	0.220	4.13	742.63±3.37	750.71	0.45
3	0.183±0.004	0.170	2.38	689.87±2.55	697.33	0.37
4	0.233±0.006	0.220	2.39	798.73±2.66	805.21	0.33
5	0.243±0.005	0.230	1.95	805.77±3.25	796.79	0.40
总体平均	-	-	2.51	-	-	0.40

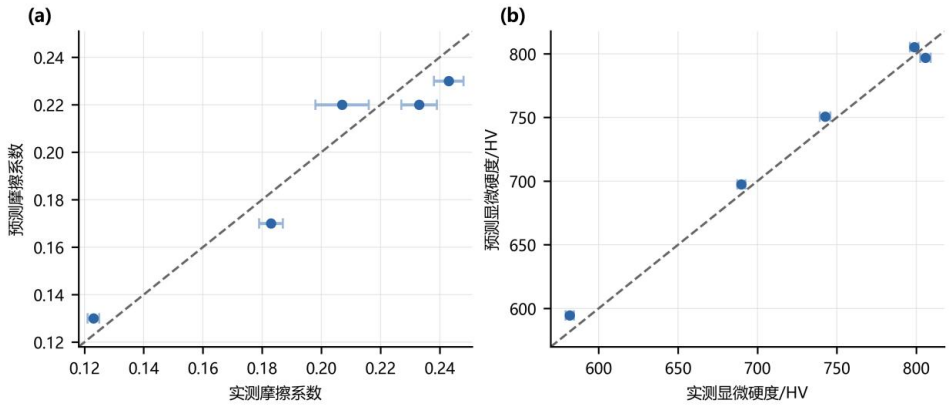


图 3　机器学习模型预测值与独立重复测量均值对比

5 四指标适配评价与越野车应用

5.1 四指标场景化评价方法

基于表 3 和表 4 中 3、5、7 和 10 g/L 四个候选样品的实测数据，选取显微硬度 H、摩擦系数 F、腐蚀电流密度 I 和腐蚀电位 E 进行相对适配评价。硬度和腐蚀电位按正向指标归一化：H_n=(H-H_min)/(H_max-H_min)，E_n=(E-E_min)/(E_max-E_min)；摩擦系数和腐蚀电流密度按反向指标归一化：F_n=(F_max-F)/(F_max-F_min)，I_n=(I_max-I)/(I_max-I_min)。综合评分定义为 S=w_H • H_n+w_F • F_n+w_I • I_n+w_E • E_n，且 w_H+w_F+w_I+w_E=1。表 7 的权重根据不同部件的主要服役风险设置，属于场景化假设，未经专家调查、层次分析或整车服役数据校准。因此，评分仅用于四个候选样品的相对排序，不表示绝对寿命或工程定型结论。

表 7　越野车关键部件的场景化假设权重及候选结果

应用场景	权重设置（H/COF/icorr/Ecorr）	推荐 SiC 浓度	依据
底盘悬挂/高硬度低摩擦优先	0.40/0.35/0.15/0.10	10 g/L	硬度和低摩擦权重最高；场景化相对排序
车身连接/耐蚀优先	0.15/0.15/0.40/0.30	7 g/L	腐蚀电流密度最低且腐蚀电位最正
综合防护	0.25/0.25/0.25/0.25	10 g/L	综合得分最高，但耐蚀指标略低于 7 g/L
传动外露/低摩擦优先	0.35/0.40/0.15/0.10	10 g/L	低摩擦和高硬度权重占主导
发动机舱周边/混合工况	0.25/0.20/0.30/0.25	10 g/L	场景化综合得分较高；高温工况仍需试验验证

5.2 评价结果与分层工程适配

按表 3 和表 4 的显示值计算，图 4 显示，底盘悬挂、传动外露和综合防护场景中，10 g/L 样品综合评分最高；车身连接的耐蚀优先场景中，7 g/L 样品得分最高。其中，10 g/L 在硬度和摩擦系数两项指标上占优，7 g/L 在腐蚀电流密度和腐蚀电位两项指标上占优。这一结果表明，Ni-W/SiC 涂层不存在脱离服役需求的单一“全局最优”SiC 浓度，应根据部件的高硬度、低摩擦或耐氯化物腐蚀优先级进行候选筛选。

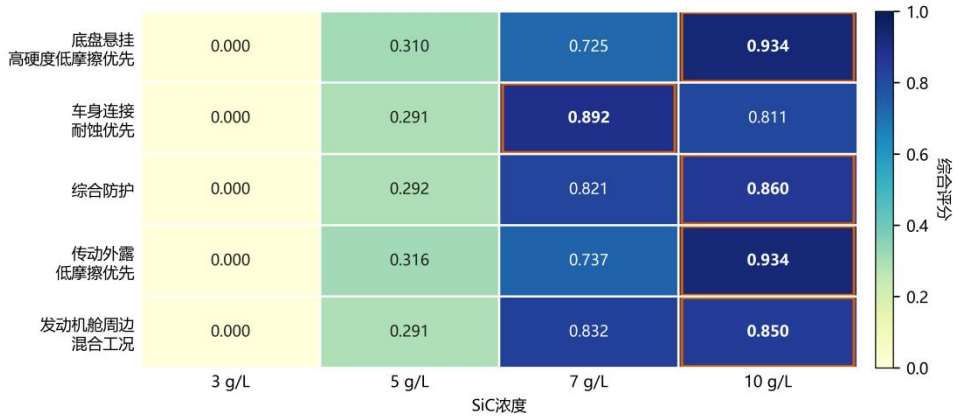


图 4　3、5、7 和 10 g/L 候选样品的四指标场景化综合评分

6 结论

（1）在 pH 3.5~4.5、60 ℃和 3.5 A/dm²的基准直流电沉积条件下，可在 Q235B 钢表面制备包含 Ni、W 及 SiC 相关元素的复合涂层。

（2）3~10 g/L SiC 范围内，涂层硬度由 582.2 HV 提高至 875.4 HV，摩擦系数由 0.36 降低至 0.23；10 g/L 样品在当前高硬度和低摩擦指标下表现最优。

（3）7 g/L 样品的腐蚀电流密度最低（2.92 μA/cm²），腐蚀电位最正（-0.437 V）；10 g/L 样品的耐蚀性较 7 g/L 略有回落，表明当前试验范围内的耐蚀性与 SiC 浓度之间呈非单调关系。

（4）复用作者已发表的 RC-DCGAN-XGBoost 模型及验证数据[12]开展二次分析。该模型可作为工艺参数初筛工具，但本稿不将相关模型指标和验证数据作为新增建模或新增实验结果。

综上，Ni-W/SiC 复合涂层在 7~10 g/L SiC 浓度范围内表现出较好的硬度、摩擦和耐蚀综合性能。在本文场景化假设权重下，10 g/L 更适合高硬度和低摩擦优先部件，7 g/L 更适合耐蚀优先连接件。该排序属于基于现有实测指标的相对适配结果，不代替整车或零部件服役验证。后续仍需结合长期越野服役、高温-盐雾耦合试验和更完整的样本校准，进一步验证该涂层体系在复杂工况下的工程适用性。

参考文献：

[1] ISO 20567-1:2017. Paints and varnishes--Determination of stone-chip resistance of coatings--Part 1: Multi-impact testing[S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2017.

[2] ISO 12944-2:2017. Paints and varnishes--Corrosion protection of steel structures by protective paint systems--Part 2: Classification of environments[S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2017.

[3] ASTM B117-26. Standard practice for operating salt spray (fog) apparatus[S]. West Conshohocken: ASTM International, 2026. DOI: 10.1520/B0117-26.

[4] Eliaz N, Sridhar T M, Gileadi E. Synthesis and characterization of nickel tungsten alloys by electrodeposition[J]. Electrochimica Acta, 2005, 50(14): 2893-2904. DOI: 10.1016/j.electacta.2004.11.038.

[5] Gbenontin B V, Kang M, Ndiithi N J, et al. Effect of grit blasting and polishing pretreatments on the microhardness, adhesion and corrosion properties of electrodeposited Ni-W/SiC nanocomposite coatings on 45 steel substrate[J]. Crystals, 2021, 11(7): 729. DOI: 10.3390/cryst11070729.

[6] Benea L, Bonora P L, Borello A, et al. Composite electrodeposition to obtain nanostructured coatings[J]. Journal of The Electrochemical Society, 2001, 148(7): C461-C465. DOI: 10.1149/1.1377279.

[7] Garcia I, Fransaer J, Celis J P. Electrodeposition and sliding wear resistance of nickel composite coatings containing micron and submicron SiC particles[J]. Surface and Coatings Technology, 2001, 148(2-3): 171-178. DOI: 10.1016/S0257-8972(01)01336-6.

[8] Ahmadiyeh S, Rasooli A, Hosseini M G, et al. Superior corrosion and wear resistance of pulse plated Ni-W-B/SiC composite coatings[J]. Materials Chemistry and Physics, 2021, 270: 124761. DOI: 10.1016/j.matchemphys.2021.124761.

[9] Dadvand M. Development of electrodeposited nickel-tungsten composite materials with effective additives for tribological and corrosion resistance applications[D]. Montreal: Polytechnique Montreal, 2022. Available at: https://publications.polymtl.ca/10565/.

[10] Yao Y, Yao S, Zhang L, et al. Electrodeposition and mechanical and corrosion resistance properties of Ni-W/SiC nanocomposite coatings[J]. Materials Letters, 2007, 61(1): 67-70. DOI: 10.1016/j.matlet.2006.04.007.

[11] Singh S, Sribalaji M, Wasekar N P, et al. Microstructural, phase evolution and corrosion properties of silicon carbide reinforced pulse electrodeposited nickel-tungsten composite coatings[J]. Applied Surface Science, 2016, 364: 264-272. DOI: 10.1016/j.apsusc.2015.12.179.

[12] Li W, Zhang Q, Lu S. Data augmentation-based measurement framework for predicting the performance of electrodeposited Ni-W/SiC nanocoatings[J]. Measurement, 2026, 277: 121603. DOI: 10.1016/j.measurement.2026.121603.

[13] Zhai S, Sugio K, Sasaki G, et al. Hardness prediction of electrodeposited Ni-W alloy coatings using machine learning[J]. Materials Today Communications, 2025, 44: 112018. DOI: 10.1016/j.mtcomm.2025.112018.

中国星官边界与天球像素映射—越野导航基准构建与验证

赵正旭

青岛理工大学，机械与汽车工程学院，青岛 266520

摘　要：本文提出一种不依赖人造卫星的导航方法：利用球面像素化中国星官“空间地址”作为导航基准，为越野车、无人侦察车、搜救机器人等移动装置提供星空语义感知与任务路径。方法包含：(1) 基于星官密度的自适应星图匹配；(2) 像素空间地址序列航向校正；(3) 星官边界与地形地图叠加，完成空间地址驱动的路径规划；(4) 支持本土星空叙事架构，实现自然语言指令、文化语义和物理约束统一设计。在900次蒙特卡洛模拟仿真的极端环境导航中，星官边界导航相比纯惯导将2小时航向误差平均降低56.1%，定位误差平均降低58.0%，任务规划时间从分钟级降至秒级，且任务规划直观性提升3倍以上。

关键词：非结构环境导航；星官边界；球面像素化；星表移动导航；星座边界南希＊罗曼索引表

中图分类号：U463.6　　**文献标志码：**A

Chinese Xingguan Boundaries and Celestial Spherical Pixelation—Build-and-Verify A Benchmark for Off-Road Navigation

ZHAO Zhengxu

School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520

Abstract: This paper proposes a navigation method that is non-dependent on man-made satellites: utilizing spherical pixelized "spatial addresses" of Chinese xingguan (asterisms) as navigation references to provide celestial semantic perception and mission path planning for mobile devices such as off-road vehicles, unmanned reconnaissance vehicles, and search-and-rescue robots. The method comprises: (1) adaptive star pattern matching based on xingguan density; (2) heading correction via sequences of pixel spatial addresses; (3) overlay of xingguan boundaries with topographic maps to accomplish spatial address-driven path planning; and (4) support for indigenous celestial narrative architectures, enabling unified design of natural language commands, cultural semantics, and physical constraints. In 900 Monte Carlo simulated trials of unstructured environment navigation, xingguan boundary navigation reduced the average 2-hour heading error by 56.1% compared with pure inertial navigation, decreased the average positioning error by 58.0%, reduced mission planning time from the minute scale to the second scale, and improved mission planning intuitiveness by more than 3 times.

Keywords: unstructured environment navigation; xingguan boundary; spherical pixelization; star catalog mobile navigation; constellation N.G.Roman table

1. 引言

永夜极地、沙漠、核生化污染区、自然灾区和战场等极端环境中的导航面临 GNSS (全球导航卫星系统)拒止和诸如视觉特征稀少以及场景剧变等环境特征退化的双重挑战[1][2]。特殊移动机构如军用越野车和极地科考车、自主控制装置如无人侦察车等在这些极端环境中执行任务时,其自主移动导

航的痛点：

- 卫星导航不可靠：如山谷、密林、极区等多路径效应或信号屏蔽；战场环境下 GNSS 易受干扰或 GNSS 信号拒止[2][3]；
- 环境特征退化：如沙漠缺乏路标，极地冰雪反光导致视觉里程计失效，夜间仅有星空可见等[4]；
- 任务规划复杂：传统方法依赖人工设定航点(经纬度)，操作员需同时了解地形、战术目标和天文信息，认知负担大[5]。

依靠惯导和地磁的常规导航方案存在长时间漂移累积问题。基于全天候恒星导航设备如射电六分仪、视场星敏感器、射电天文导航、惯性-恒星组合导航等系统虽然可提供绝对方向，但现有方法仅输出几何坐标，由于缺乏语义分区信息而与中国星空叙事架构不兼容而导致操控失误。本文探讨的基于中国星官的移动装置自适应导航有以下独特优势：

(1) 全球覆盖：在任意地点和任意时刻，总有一部分星官位于天顶附近；

(2) 语义密度适中：中国传统星官体系的三垣、四象、二十八宿中的 321 个星官，既不像国际天文学联合会的现代天文星座[6][7]过于稀疏，也不像数值天球坐标过于密集而依赖算法处理，它们适合作为移动装置自主导航的“空间路标”；

(3) 文化可解释性：例如，任务指挥员指令“前往‘天市垣星域’设伏”的叙事架构与语义文化背景兼容，系统能够精确解读并正确执行。

本文的主要贡献：(1) 建立以星空、星域、星区为分类层次的 359 个无缝衔接并且覆盖整个天球坐标系的星官边界(线性球面矩形闭合多边形)；(2) 建立数字化星官体系数据标准格式 FITS (灵活图像传输系统)和星官边界计算的罗曼索引数据结构[8],首次将星官边界 HEALPix [9][10]像素地址用于地球极端环境移动装置导航；(3) 提出星官图和星官边界自适应匹配策略以及星官空间地址序列航向校正算法，根据可见星官密度度动态调整算法参数；(4) 设计星官与地形联合代价地图，实现任务语义与物理安全的统一路径规划，完成中文自然语言级任务解析与规划。

2 基于星官边界的自适应导航

中国星官体系的三垣、四象、二十八宿及 321 个星官具有天然的星空、星域、星区三层次划分结构[11]。本文首次确定了这一结构中星官边界及其“球面分层等面积等纬度 HEALPix 像素”映射坐标(简称星官空间地址)并将其应用于地面移动装置自适应导航。星官空间地址是星官边界映射到计算机可读的球面基准网格，它由两个关键部分构成。第一部分是球面像素化将天球表面划分成面积完全相同、形状接近正方形的格子(HEALPix 像素)。每个格子均有一个唯一的、像邮政编码一样的整数编号叫像素 ID，它适合大规模计算，常用于天文学和宇宙学计算。第二部分是星官映射表，这是赋予文化意义的关键，它把每个中国星官(比如“北斗”和“织女”)所覆盖的区域，对应到一组特定的球面像素编号上。例如，织女星官边界内的星官空间地址在计算机内存中是 2417 个整数列表[93532, 93533, ..., 176416, 176417]。星官映射表是以星官体系为叙事架构检索星空、星域和星区位置的坐标基准。

由此，整个天球的星官空间地址就分成了适合人理解的地址名称段和机器可读的像素坐标段。这样，对于类似“车辆穿越天市垣星域到达织女星区”的指令，导航系统的执行逻辑便是：(1) 解析指令：系统查询数据库，得知“织女星区”的星官空间地址是球面像素目的地集合；(2) 匹配当前位置：星敏感器当前观测的恒星的映射像素；(3) 判断：观测像素属于目的地集合吗？如果属于，那么车辆已进入织女星官边界内；如果不属于，那就继续找一条能让观测像素尽快进入目的地集合的路径。所以，星官边界的本质，就是把传统星官所在星区翻译成了能被运算的球面像素坐标集合。图 1 是基于星官边界的移动装置自适应导航系统架构图。

系统由数据层包含星官空间地址数据库、感知层包括星敏感器和自适应匹配、控制层包括地址序列比对和 PID(比例积分微分)控制器和任务规划层含自然语言解析与 A*路径规划等四层构成，层间通过数据流和控制反馈连接。数据层存储星官地址数据库，包含星官→HEALPix 像素 ID 映射表(321 个星官)、星宿→星官层级表(三垣、四象、二十八宿)、像素→天球经纬度转换表(Nside=64/256

两级)、亮星导航子库(星等<3.0，约 500 颗)。感知层包含星敏感器(采集恒星方向)、星图匹配模块(自适应模式切换)、可见星官统计模块(密度评估)、惯导与里程计、以及星官地址查询模块(HEALPix像素→星官名映射)。控制层包含期望地址序列生成、地址序列比对(观测相对于预期)、以及 PID 控制器(输出转向和速度指令)。任务规划层包含自然语言指令解析、语义解析模块(星官→地址映射)、以及 A*路径规划(联合代价地图)。在系统架构中，数据流自上而下经过四层结构,任务指令经语义解析转换为目标星官集合，进而生成联合代价地图；最优路径提取期望地址序列；感知层输出的观测地址序列与期望序列比对；控制指令发送至车辆执行；星敏感器原始图像经星点提取和方向计算后查询星官地址；可见星官(取决于观测点纬度和高度)数量触发模式切换。

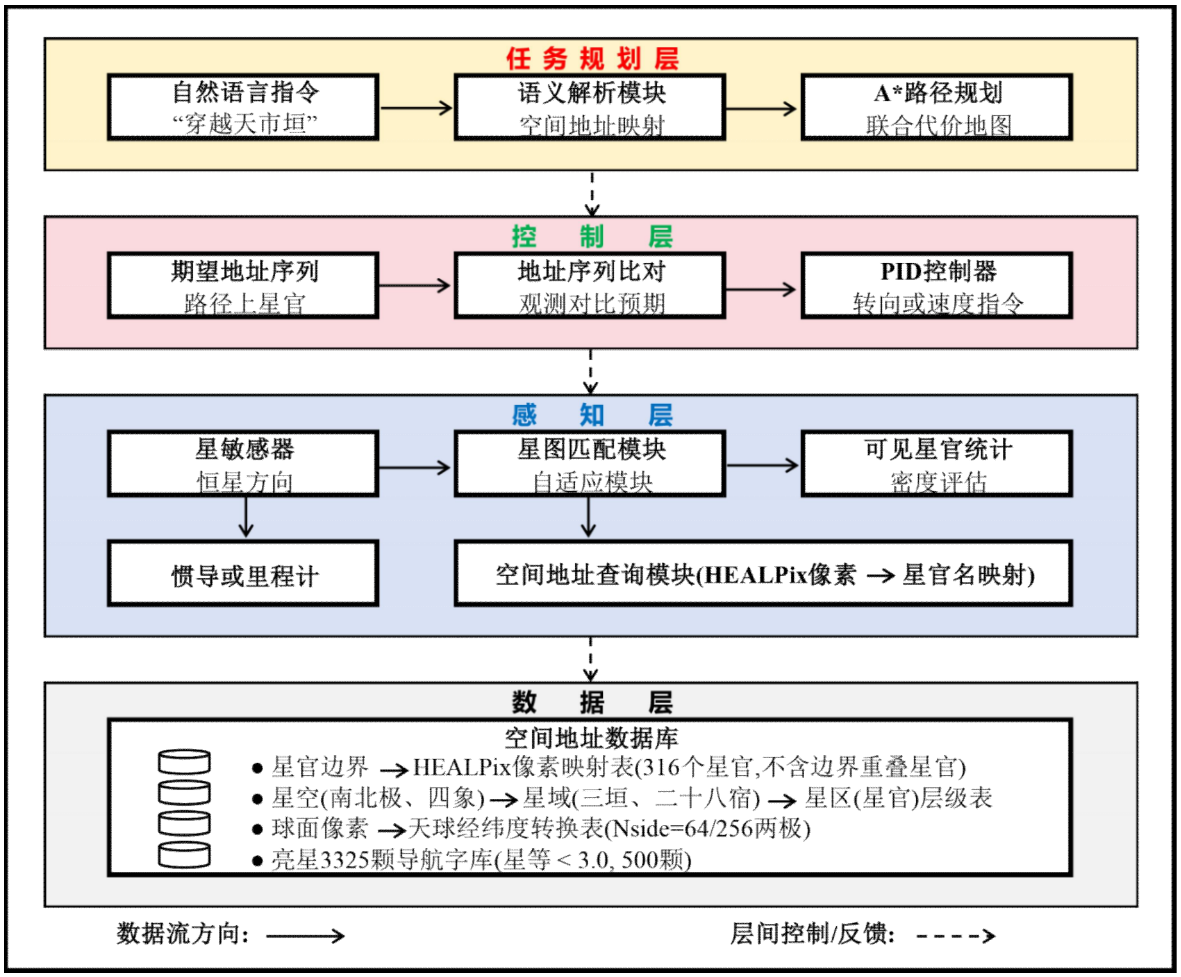


图 1　基于星官边界的移动装置自适应导航系统架构

3 星官空间地址系统

与 IAU 88 国际标准星座系统不同，中国星官体系是人类天文史上体现天人合一哲学思想的华夏星空叙事的独特架构，是最精妙和最古老的天文学范式之一，其起源可追溯到商朝(约公元前 15-12 世纪，甲骨文为证据)[12][13]。与西方天文学传统中从星群演变为划定星区、于 1928 年形成 IAU 88 边界的星座不同[7][14][15]，中国星官经过三千多年连续发展和不断完善,是将天象映射到国家政治和社会组织的世俗层级体系，具有深远的历史渊源、深刻的文化寓意、严格的文本语义。

3.1 星官边界提取

星官边界的划定基于形成星官体系三垣、四象、二十八宿层级结构的 321 个星官的 3325 颗已确认的亮星，其中大部分记录于《仪象考成》[16]及其续编《仪象考成续编》[17]和《钦定大清会典图》[18]等近代典籍。如图 2 是完整中国星官体系的可视化(摩尔韦德投影)全图。

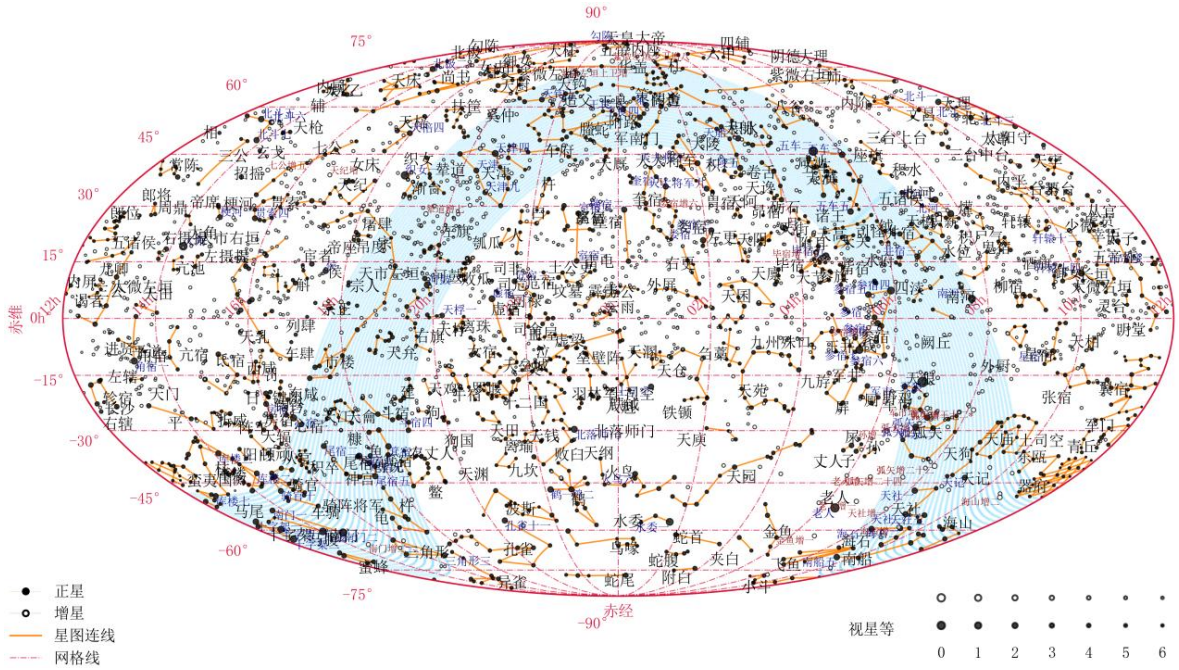


图 2　中国星官全图 (Mollweide 投影)

本文对《仪象考成》、《仪象考成续编》和《钦定大清会典图》三部典籍记载的中国星官体系的所有星(含 1523 正星和 1802 增星)的天文信息与六个现代常用的星表系统 2MASS [19]、HD [20]、SAO [21]、HIP2 和 XHIP [22][23]、Gaia R1 [24]、Gaia R2 [26]、Gaia R3 [27]、FK5 [28] 进行了交叉认证和逐一核实，其位置坐标在天文数据库 SIMBAD [29] 和 VizieR [30]平台中进行了确认，坐标数值转换为 ICRS 数据。上面的图 2 是作者前期十几年对中国星官数字化信息研究工作的最新结果[31]，相对于其它关于星官及其组成星的文献与资料，图中所示的天文信息和恒星数据应该是最精确的，可以满足创建支持工程与技术应用的数字化天文基础基准设施(如星官边界和空间地址，见下面图 3 和图 4)的需求。

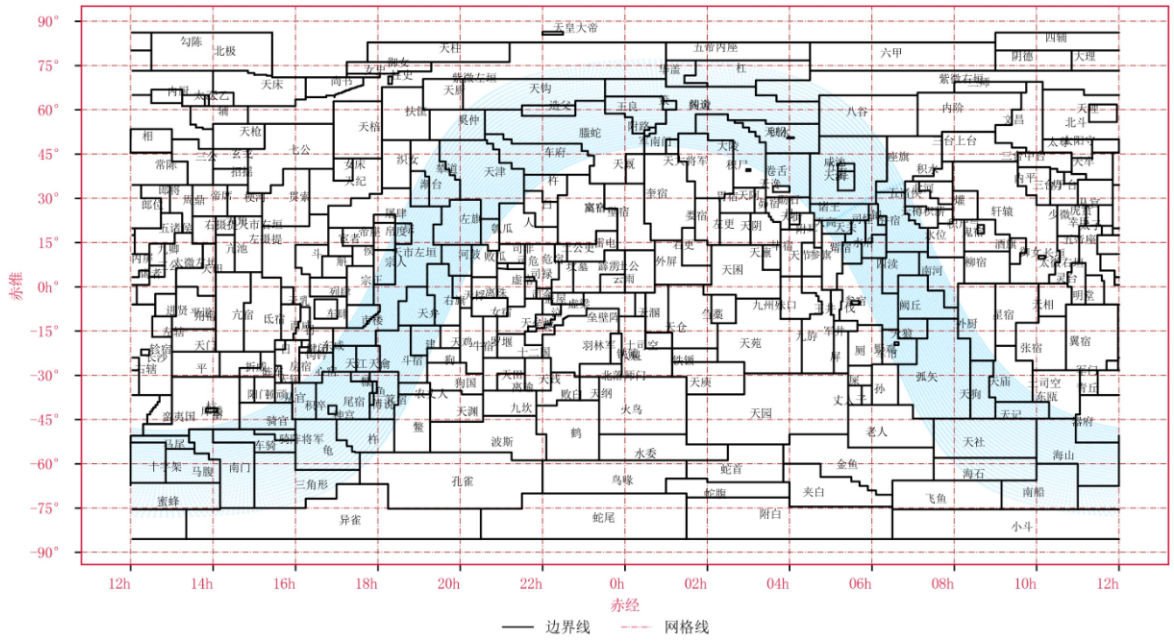


图 3　中国星官边界全图 (Rectilinear 投影)

图 3 采用了笛卡尔赤道坐标投影，展示了本论文首次为中国星官体系划定的星官边界全图。图

2 绘制了 321 个星官的星图，包含了全部星官星及其正星和增星。星官名标注为黑色；正星名标注为深蓝色；增星名标注为深红色。为了保持图清晰，星等大于 3.0 级的星名没有标注。图中没有使用国外第三方红外天文卫星(IRAS 100 μm) 扫描的实际银道面轮廓图像数据，而是采用了 B-Splines 计算模拟的银河轮廓可视化效果图。图 2 和图 3 中的银河轮廓使用接近晴朗天空的深邃蓝色绘制。

为了便于球面像素的智能计算，星官边界数据采用了罗曼边界索引结构(Roman，1987)；所有数据同时也以 FITS 标准格式处理，以此来规范存储和传输模式。与 IAU 88 星座相似，星官边界也提供了边界内星区的参数计算方法，以此来确定星空、星域和星区的质心、面积（以平方弧度和平方度为单位）、排序比率和可见性。

3.2 中国星官空间地址

基于图 3 所示的星官边界，采用罗曼边界索引数据结构和 HEALPix 算法，以分辨率参数 Nside = 256 将 786432 个像素的天球映射到 359 个星官边界区域，生成了如图 4 所示的星官空间地址。邮政编码是星官空间地址较为恰当的类比。每个星官空间地址是标识唯一球面像素的整数，而每一个像素(中心位置)对应着一对天球坐标数值(赤经和赤纬)。分辨率参数 Nside 必须是 2 的幂次，其取值越大，生成的球面像素个数就越多，星官空间地址的分辨率就越高，定位和导航精度就越高。

因为 HEALPix 算法采用了嵌套 (nested) 或纬度环 (ring) 两种地址编号方法，所以星官空间地址的“邮政编码”不总是连续递增或递减。例如，在图 4 所示的星官空间地址系统中，HEALPix 算法针对织女星官边界 (缩写标识符 ZNv) 内生成了有 2417 个星官空间地址(分辨率参数 Nside = 256)，第一地址的“邮政编码”是 93532，第 2417 地址的“邮政编码”是 176417，两者之间的编码并不完全连续，而是按照 HEALPix 算法采的嵌套模式排列。

4 星官边界与移动装置适配

4.1 星空和车体之间坐标链

星官和车体之间的坐标转换链为：天球星官地址→地理坐标系 (经纬度)→当地水平系→车体坐标系。星敏感器测得恒星方向后，经坐标转换映射至 HEALPix 像素。然后利用罗曼边界索引结构查询该像素所属星官。坐标链转换公式包含岁差、章动、以及车体姿态矩阵。利用星敏感器和惯导融合，实时输出当前天顶方向所属星官及像素地址。

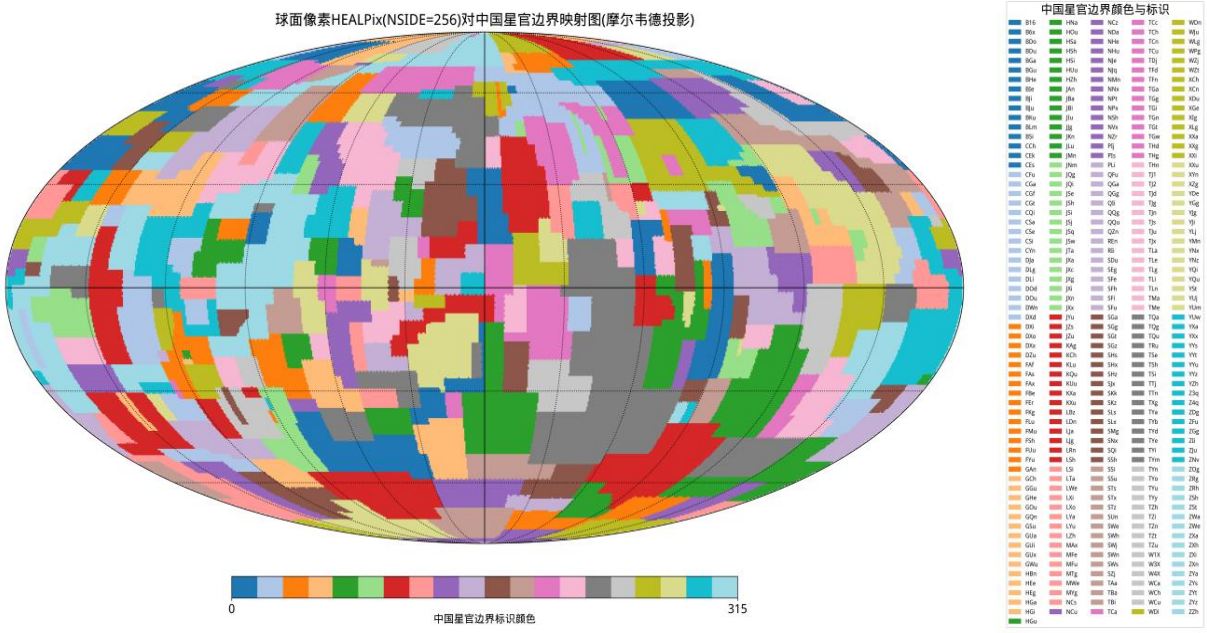


图 4　球面像素对中国星官边界映射全图(786432 像素→316 星官→359 边界→空间地址→Mollweide 投影)

表 1　中国星官边界自动导航罗曼索引数据表（Roman Table）

RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name
15.43449	15.43449	89.85000	GCh	3.18200	3.68200	64.89000	YYz	0.18500	0.47206	52.00000	WLg
9.00000	15.43449	86.15000	GCh	4.72000	7.10991	64.89000	YYz	0.60000	0.75000	52.00000	FLu
22.00000	22.50000	85.50000	THd	16.75000	16.95000	64.85000	SSu	1.30000	1.72000	52.00000	CSe
9.00000	17.75000	82.85000	GCh	0.00000	0.92050	64.50000	CSe	1.30000	1.72000	52.00000	GDa
9.00000	12.50000	80.15000	SFu	0.00000	0.92050	64.50000	GDa	1.72000	2.02000	52.00000	DLg
1.00000	4.50000	76.71500	WDn	23.52000	24.00000	64.50000	CSe	20.60000	21.05351	51.77000	TSe
17.25000	17.75000	76.15000	GCh	23.52000	24.00000	64.50000	GDa	0.47206	0.60000	51.15000	FLu
17.75000	21.20000	76.15000	TZu	16.25000	16.75000	64.25000	SSu	4.72000	7.10991	51.05000	BGu
4.50000	9.00000	73.25000	LJa	16.00000	16.25000	63.50000	TCh	7.10991	7.70352	51.05000	NJe
9.00000	10.85000	73.25000	YDe	0.92050	1.25000	63.00000	CSe	3.17000	3.27000	51.00000	TCn
10.85000	12.50000	73.25000	DLi	0.92050	1.25000	63.00000	GDa	3.94352	4.10973	50.35111	JSw
12.50000	14.85000	73.25000	BJi	22.80000	23.52000	63.00000	TGw	1.00000	1.30000	50.00000	CSe
18.50000	19.30000	73.00000	YNz	16.92500	18.10000	62.87500	ZYz	1.00000	1.30000	50.00000	GDa
14.85000	15.00000	72.50000	BJi	3.68200	4.72000	62.82500	YYz	10.15000	12.00000	50.00000	BDo
17.25000	18.50000	72.25000	YNz	12.50000	13.25000	62.25000	NCz	13.00000	13.65000	50.00000	BDo
15.00000	15.30000	71.88000	BJi	21.50000	22.80000	61.50000	TGw	21.05351	21.25351	50.00000	TSe
1.45000	1.72000	71.65000	HGi	13.25000	13.80000	61.25000	TYa	18.10000	19.25852	49.77000	FKg
15.30000	15.43449	71.55000	BJi	13.80000	13.90000	61.25000	TYi	19.25852	20.60000	49.77000	XZg
15.43449	17.25000	71.00000	GCh	13.80000	14.50000	61.25000	YYz	20.60000	20.65000	49.77000	CFu
17.25000	18.05000	71.00000	NSh	14.50000	16.00000	61.25000	TCh	2.02000	2.63500	49.65000	DLg
0.00000	1.00000	70.42500	ZYz	0.92050	1.25000	60.00000	CEk	3.27000	3.42000	49.00000	TCn
19.10000	24.00000	70.42500	ZYz	9.40000	9.62500	60.00000	NJe	9.00000	9.40000	48.75000	WCa
3.18200	4.50000	70.00000	GAn	19.10000	20.06976	60.00000	TCu	20.65000	20.80000	48.52000	CFu
8.00000	10.15000	69.45000	YYz	20.06976	21.50000	60.00000	TGw	21.25351	22.95351	48.50000	TSe
1.45000	2.00000	69.05000	GAn	23.52000	24.00000	58.73000	WLg	9.40000	9.75000	47.15000	WCa
18.25476	18.34595	68.74104	ZSh	1.72000	2.50000	58.50000	CSe	13.65000	14.00000	46.75000	BDo
17.60000	17.65000	68.30000	SSu	1.72000	2.50000	58.50000	GDa	14.00000	15.25000	46.75000	TQg
17.55000	17.60000	68.10000	SSu	21.50000	22.80000	57.90000	ZFu	20.80000	20.95000	46.55000	CFu
17.50000	17.55000	67.90000	SSu	0.00000	0.18500	57.50000	WLg	22.95351	23.10351	46.00000	TSe
1.00000	2.00000	67.80680	HGi	2.50000	3.42000	56.50000	CSe	9.54500	9.75000	45.50000	STs
2.00000	3.18200	67.80680	GAn	2.50000	3.42000	56.50000	GDa	9.75000	10.15000	45.50000	WCa
18.10000	19.10000	67.65000	ZYz	11.27193	11.94810	55.85066	TLi	10.15000	10.85000	45.50000	TZn
17.45000	17.50000	67.60000	SSu	2.67000	2.87000	55.50000	TCn	11.35000	12.00000	45.50000	TYy
17.40000	17.45000	67.40000	SSu	14.00000	14.85000	55.25000	FUu	12.00000	13.00000	45.50000	XIg
17.35000	17.40000	67.20000	SSu	14.85000	16.92500	55.25000	ZYz	3.42000	4.72000	45.25000	TCn
17.30000	17.35000	66.90000	SSu	0.75000	1.00000	55.20000	WLg	0.02500	0.47206	45.00000	TSe
10.15000	11.15000	66.85000	YYz	3.42000	4.72000	55.20000	CSe	0.47206	1.00000	45.00000	CSe
12.50000	13.25000	66.85000	YYz	3.42000	4.72000	55.20000	GDa	0.47206	1.00000	45.00000	GDa
17.22500	17.30000	66.60000	SSu	13.45000	13.58500	54.98784	FUu	1.00000	1.30000	45.00000	JNm
17.17500	17.22500	66.30000	SSu	9.00000	9.40000	54.85000	NJe	23.10351	23.25000	44.50000	TSe
17.12500	17.17500	66.00000	SSu	0.60000	0.75000	54.00000	WLg	10.85000	11.35000	43.62528	TZn
7.10991	8.00000	65.80000	YYz	2.87000	3.02000	54.00000	TCn	16.92500	18.10000	43.50000	TBa
8.00000	9.75000	65.80000	SSi	13.58500	13.75000	54.00000	FUu	1.30000	1.51000	42.50000	TDj
14.00000	14.50000	65.80000	TCh	12.00000	13.00000	53.45000	BDo	13.00000	13.38500	42.50000	SGz
17.05000	17.12500	65.70000	SSu	13.75000	14.00000	53.45000	FUu	19.50000	19.65000	42.50000	TJn
17.00000	17.05000	65.35000	SSu	0.47206	0.60000	53.15000	FLu	7.70352	9.54500	42.48500	STs
16.97500	17.00000	65.20000	SSu	0.47206	0.60000	53.15000	WLg	20.95000	21.25000	42.00000	CFu
11.15000	12.50000	65.00000	YYz	3.02000	3.17000	52.50000	TCn	23.15000	23.25000	41.00000	CFu
16.95000	16.97500	65.00000	SSu	7.70352	9.00000	52.50000	NJe	9.54500	10.32787	40.50000	STz
13.25000	13.80000	64.95000	YYz	0.00000	0.25000	52.00000	WLg	7.50000	7.70352	40.00000	Z4q

表 1　中国星官边界自动导航罗曼索引数据表（Roman Table）（续表）

RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name
10.32787	10.50000	40.00000	STz	5.03282	5.85816	29.21519	ZHb	21.82000	22.37000	20.25000	JIu
14.00000	14.85000	40.00000	XGe	22.00000	22.37000	28.75000	WCu	1.38500	1.70491	20.00000	KXu
15.70000	16.92500	40.00000	QGg	20.95000	21.55000	28.35000	TJn	7.15885	7.60000	20.00000	TZt
21.25000	21.55000	40.00000	CFu	4.50000	6.10000	28.10950	WJu	16.80000	17.90000	20.00000	ZYs
19.65000	19.75000	39.75000	TJn	6.10000	6.24750	28.10950	JXg	11.85000	12.73500	19.85000	LWe
2.95000	3.05000	39.25000	JSi	7.61500	7.96500	28.00000	BHe	3.78000	4.00000	19.39468	MAx
18.79500	19.15000	39.25000	NDa	10.00000	10.32787	27.69529	NPx	4.00000	4.60000	19.39468	TJ1
5.17500	5.57500	39.15500	XCh	10.32787	11.00000	27.69529	SHz	22.37000	23.81590	19.00000	LGo
10.50000	10.85000	38.93500	STz	11.00000	11.85000	27.69529	STx	23.30000	23.81590	19.00000	SHx
10.85000	11.20000	38.25000	TLa	16.80000	17.35000	27.50000	TJs	13.06500	13.50000	18.25000	WZt
21.55000	23.15000	37.95000	CFu	18.79500	19.25000	27.25000	JTa	8.56500	8.72500	18.00000	JSq
19.75000	19.87500	37.82500	TJn	19.25000	19.75000	27.25000	NDa	4.78500	5.50000	17.92500	TGa
7.00000	7.50000	37.50000	Z4q	6.80500	7.32500	27.22500	WZj	9.00000	9.35000	17.75000	XYn
19.15000	19.25000	37.35000	NDa	23.50000	23.81590	26.50000	B16	5.84500	6.35000	17.65000	SGa
19.87500	20.00000	36.31500	TJn	7.32500	7.96500	26.27095	WZj	14.06540	14.52500	17.60950	DJa
11.20000	11.85000	36.25000	TLa	2.30896	3.30000	25.00000	W4X	11.47500	11.58500	17.50000	YYt
16.92500	17.39469	36.00000	NCs	3.30000	3.42000	25.00000	TAa	11.58500	11.85000	17.50000	TZi
1.51000	1.70491	35.75000	TDj	3.42000	3.50000	25.00000	MAx	11.85000	12.09500	17.50000	XCn
6.10000	6.36700	35.75000	WJu	4.00000	4.50000	25.00000	LSh	10.50000	11.03500	17.15000	SWs
6.36700	7.00000	35.75000	Z4q	4.50000	4.60000	25.00000	ZWa	9.35000	9.74500	16.51171	XYn
7.00000	7.96500	35.75000	JSj	12.73500	12.95000	25.00000	LJg	0.62500	1.38500	15.75000	KXu
0.00000	0.02500	35.00000	TSe	12.95000	13.50000	25.00000	ZDg	1.70491	2.00000	15.75000	LXo
0.02500	0.47206	35.00000	TJu	21.55000	21.82000	25.00000	JIu	5.28500	5.35000	15.05500	SQi
10.67000	11.00000	35.00000	STx	6.80500	6.90000	24.65000	TZt	5.35000	5.84500	15.05500	TGn
23.15000	24.00000	35.00000	TSe	16.33741	16.80000	24.50000	TJs	4.30000	4.60000	14.92500	B6x
11.85000	13.38500	34.50000	CCh	17.90000	18.42500	24.45000	ZYs	12.45000	13.06500	14.63500	WZt
13.38500	14.00000	34.50000	SGz	6.15000	6.24750	23.95000	SGa	13.50000	14.06540	14.63500	YSt
14.00000	14.85000	34.50000	ZYa	6.24750	6.35000	23.95000	JXg	18.42500	18.81500	14.50000	ZOg
15.40000	15.70000	34.45000	QGg	13.50000	14.35000	23.90000	DXi	20.95000	22.37000	14.50000	REn
9.54500	9.75000	34.09500	NPx	14.35000	15.19068	23.90000	GHe	22.37000	23.30000	14.50000	SHx
2.63500	3.42000	33.55000	DLg	3.50000	3.55000	23.75000	MAx	16.00000	16.80000	14.25000	YYs
18.10000	18.79500	33.45000	ZNv	20.50000	20.95000	23.00000	TJn	19.35000	20.50000	14.25000	Z3q
5.17500	5.57500	32.68765	THg	7.96500	8.56500	22.75000	GUa	20.50000	20.67500	14.25000	HGa
7.15000	7.41500	32.55000	BHe	8.56500	9.00000	22.75000	XYn	2.00000	2.30896	14.15000	LXo
7.96500	8.56500	32.50000	XYn	3.55000	3.60000	22.65000	MAx	2.30896	3.05000	14.15000	ZGg
21.55000	22.00000	32.50000	WCu	4.60000	5.92500	22.51500	ZWa	3.05000	3.78000	14.15000	TYn
3.60000	4.00000	32.09140	TCc	6.90000	7.05000	22.50000	TZt	17.15000	17.90000	13.85000	DZu
14.85000	15.40000	31.68500	QGg	6.15000	6.35000	22.15000	YUj	4.60000	4.78500	13.25000	FEr
2.42235	2.63500	31.50000	TDj	3.60000	3.78000	22.00000	MAx	17.90000	18.42500	12.50000	BDu
17.80000	18.10000	31.50000	TJs	17.90000	18.42500	21.68250	TSi	0.00000	0.72500	12.40000	B16
6.10000	6.80500	31.11500	WZj	18.42500	18.81500	21.55000	ZYs	23.50000	23.81590	12.40000	LDn
9.75000	10.00000	31.05000	NPx	7.60000	7.96500	21.45000	JXn	23.81590	24.00000	12.40000	B16
22.37000	22.60000	31.00000	WCu	0.47206	0.62500	21.40000	KXu	20.67500	20.95000	12.27500	HGa
3.42000	4.50000	30.35000	JSe	7.05000	7.15885	21.25000	TZt	10.50000	10.56500	12.15000	CYn
1.70491	2.42235	30.00000	TDj	4.00000	4.25000	21.15000	YUm	8.23950	9.35000	11.98350	GUx
7.41500	7.61500	30.00000	BHe	19.35000	19.55000	21.15000	ZYs	6.35000	7.35885	11.81500	JXg
12.25000	12.73500	30.00000	LJg	11.03500	11.20000	20.65000	SWs	9.60000	9.74500	11.50000	JQi
17.35000	17.80000	30.00000	TJs	11.20000	11.50000	20.65000	HBn	11.47500	12.09500	11.05550	WDi
19.75000	20.00000	29.50000	NDa	11.50000	11.85000	20.65000	CGt	12.09500	12.45000	11.05550	WZt
20.00000	20.50000	29.50000	TJn	15.19068	16.33741	20.50000	GSu	16.65000	16.80000	10.37500	DOu

表 1　中国星官边界自动导航罗曼索引数据表（Roman Table）（续表）

RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name
16.80000	17.38500	10.37500	HZh	9.35000	10.30000	1.12500	XYn	23.00000	23.85000	-7.39500	LBz
7.35885	8.23950	10.00000	SWj	10.30000	10.75000	1.12500	CYn	5.21500	5.25150	-7.75000	YJg
5.75000	6.35000	9.79500	SFi	17.90000	18.42500	0.78500	ZRg	18.03500	18.05450	-8.35000	SLs
10.05000	10.20000	9.50000	YNx	0.72500	2.10000	0.75000	WPg	18.00000	18.03500	-8.65000	SLs
22.30000	22.60000	8.50000	TGi	11.89500	12.45000	0.65000	YZh	13.16582	13.69352	-8.70281	PDa
22.60000	23.50000	8.50000	LDn	10.75000	10.85000	0.00000	LTa	4.50000	4.78500	-9.25000	JZs
10.45000	10.56500	8.31500	XYn	13.10000	13.62500	0.00000	TTj	17.95000	18.00000	-9.25000	SLs
10.85000	11.03500	8.02500	CYn	18.70000	19.20000	0.00000	ZYs	21.83500	22.00000	-9.41950	TLe
11.03500	11.19150	8.02500	YYt	15.65000	15.95000	-0.15000	YYs	22.00000	22.45000	-9.41950	QIi
20.89500	21.57500	8.00000	SFe	21.85000	22.22000	-0.60000	W1X	5.00000	5.07500	-9.50000	YJg
5.28500	5.75000	7.85000	ZXi	4.78500	5.15000	-1.05000	SQi	17.90000	17.95000	-9.75000	SLs
19.20000	19.55000	7.76500	ZYs	5.15000	5.28500	-1.05000	SNx	22.62500	23.00000	-9.85000	LBz
19.55000	19.72500	7.76500	HGu	7.35885	7.75000	-1.33150	NHe	0.00000	0.25000	-10.00000	LBz
9.35000	9.60000	7.71500	JQi	0.00000	0.72500	-2.00000	TGt	0.25000	0.50000	-10.00000	TCa
12.45000	12.82500	7.23950	JQg	22.22000	22.75000	-2.00000	FMu	10.05000	10.71205	-10.00000	TXg
1.38500	2.10000	7.23500	YGg	22.75000	23.40000	-2.00000	PLi	12.52500	12.59500	-10.00000	ZXn
17.25000	17.38500	7.05000	HUu	23.40000	24.00000	-2.00000	YYu	12.59500	13.10000	-10.00000	JXx
17.38500	17.90000	7.05000	HOu	4.30000	4.65000	-2.10000	JLu	20.28000	21.15000	-10.00000	NVx
16.00000	16.15000	6.45000	DOu	6.25000	6.63950	-2.25000	SDu	23.85000	24.00000	-10.00000	LBz
13.10000	14.06540	6.35000	ZYt	12.59500	13.10000	-2.40500	ZYt	22.60000	22.62500	-10.05000	LBz
21.15000	21.57500	6.00000	SWe	1.91000	2.69500	-2.65950	TQu	22.57500	22.60000	-10.25000	LBz
3.35000	3.78000	5.70500	TLn	19.20000	19.38000	-2.85000	YQi	17.85000	17.90000	-10.35000	SLs
11.55000	11.89500	5.50000	NPt	13.62500	14.06540	-3.05000	TTj	22.55000	22.57500	-10.45000	LBz
12.20000	12.45000	5.50000	NPt	4.65000	4.70000	-3.15000	JLu	22.52500	22.55000	-10.65000	LBz
14.06540	14.52500	5.00000	KCh	16.35000	17.25000	-3.27750	LSi	16.46335	17.01766	-10.78343	CSi
14.52500	15.19068	5.00000	ZSt	19.81500	20.00000	-3.80750	TFn	6.63950	8.09050	-10.79500	QQu
10.75000	10.85000	4.95000	CYn	20.28000	20.89500	-3.80750	LZh	3.78000	4.50000	-10.85000	JZs
5.15000	5.28500	4.50000	SQi	20.89500	21.15000	-3.80750	XXu	22.50000	22.52500	-10.85000	LBz
16.15000	16.35000	4.25000	DOu	2.69500	3.78000	-3.97685	TQu	17.80000	17.85000	-10.95000	SLs
23.40000	24.00000	4.20000	PLi	21.57500	21.85000	-4.00000	SMg	22.20000	22.30000	-11.15000	KUu
10.30000	10.45000	4.15000	XYn	21.85000	22.22000	-4.00000	GWu	5.07500	5.21500	-11.49750	YJg
11.19150	11.58500	3.86500	YYt	18.50000	18.70000	-4.82500	ZYs	17.75000	17.80000	-11.55000	SLs
6.63950	7.15000	3.85000	SDu	4.70000	4.78500	-4.95000	JLu	16.07500	16.12500	-11.80000	XXa
7.15000	7.35885	3.85000	NHe	5.25150	5.28500	-5.00000	YJg	9.50000	10.05000	-12.16462	XXg
19.72500	20.28000	3.70500	HGu	14.75000	14.91500	-5.45000	KXa	2.10000	2.69500	-12.35000	CGa
3.78000	4.30000	3.50000	B6x	15.65000	15.95000	-5.95000	TRu	17.70000	17.75000	-12.65000	SLs
4.30000	4.78500	3.50000	TJ2	15.95000	16.12500	-5.95000	YYs	22.05000	22.20000	-12.75000	KUu
12.45000	12.82500	3.35000	SGt	22.22000	23.00000	-5.95500	XLg	0.50000	1.05500	-12.88169	THn
21.57500	21.80000	3.30000	W1X	10.71205	10.85000	-6.00000	TXg	22.29500	22.50000	-13.06750	LBz
11.89500	12.20000	3.25000	NPt	10.85000	11.19150	-6.00000	LTa	18.50000	19.38000	-13.12750	TBi
20.28000	20.89500	3.25000	BGa	11.19150	11.64000	-6.00000	MTg	19.38000	20.00000	-13.12750	YQi
15.19068	15.65000	3.15000	YYs	11.64000	12.15000	-6.00000	YYt	17.65000	17.70000	-13.35000	SLs
16.35000	16.65000	3.10150	DOu	12.15000	12.59500	-6.00000	ZYt	21.65000	21.83500	-13.45000	TLe
16.65000	17.25000	3.10150	HUu	5.50000	5.70000	-6.05000	FAs	16.01000	16.07500	-13.80000	XXa
22.22000	22.40000	2.50000	W1X	17.25000	17.90000	-6.15000	ZZh	16.35000	17.25000	-14.00000	YYs
11.58500	11.64000	2.05000	YYt	17.90000	18.05450	-6.15000	ZYs	17.25000	17.65000	-14.00000	SLs
21.57500	21.80000	2.00000	SLx	21.15000	21.57500	-6.69350	XXu	21.85000	22.05000	-14.05000	KUu
21.80000	21.85000	2.00000	W1X	16.12500	16.35000	-6.85000	YYs	13.00000	14.06540	-14.35000	JXa
8.09050	8.23950	1.12500	NHe	7.75000	8.09050	-7.05000	NHe	6.25000	6.63950	-14.50000	SNx
8.23950	9.35000	1.12500	LXi	20.00000	20.28000	-7.15000	TFn	17.95000	18.50000	-14.82500	ZYs

表 1　中国星官边界自动导航罗曼索引数据表（Roman Table）（续表）

RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name
5.07500	5.65000	-15.06650	JJg	14.64500	15.50000	-27.50000	ZWe	12.65000	12.70000	-39.00000	QFu
21.57500	21.65000	-15.15000	TLe	10.71205	11.70000	-28.27899	YXx	14.64500	15.00000	-39.25000	YMn
21.65000	21.85000	-15.15000	KUu	11.70000	11.97500	-28.27899	JMn	15.00000	15.50000	-39.25000	DWn
0.50000	1.15000	-15.50000	TCa	11.97500	12.20000	-28.27899	YXa	15.50000	15.92500	-39.25000	CGf
15.95000	16.01000	-15.85000	XXa	16.65000	16.91450	-28.82950	XXi	12.60000	12.65000	-40.00000	QFu
23.65000	23.85000	-15.85000	YLj	16.91450	17.47500	-28.82950	TJg	17.80000	17.90000	-40.00000	FSh
23.85000	23.92500	-15.85000	BKu	17.47500	18.05000	-28.82950	TYo	18.40000	18.50000	-40.00000	JXi
20.90000	21.57500	-16.00500	TLe	18.05000	18.50000	-28.82950	DXo	5.42500	5.75000	-40.05000	ZRh
22.00000	22.29500	-16.15000	LBz	22.20385	22.78098	-29.05000	YLj	5.75000	6.00000	-40.05000	ZIi
12.52500	13.00000	-17.00000	ZXa	2.90000	4.30000	-29.37500	TYm	6.00000	6.63950	-40.05000	SUn
6.63950	7.35000	-17.50000	TLg	4.30000	5.07500	-29.37500	JLu	6.63950	7.00000	-40.05000	HSi
8.09050	8.38895	-17.50000	WCh	5.07500	5.42500	-29.37500	PIs	21.85000	22.35000	-40.25000	BJu
15.50000	15.65000	-18.05000	DXd	20.15000	20.56000	-29.42500	NNx	16.80000	17.00000	-40.30000	SGg
15.65000	15.95000	-18.05000	XXa	20.56000	21.57050	-29.42500	TTn	12.55000	12.60000	-40.85000	QFu
15.95000	16.35000	-18.05000	FAf	8.85000	8.95000	-30.41500	TGn	12.52150	12.55000	-41.50000	QFu
6.55000	6.65000	-19.75000	YJi	0.50000	0.00000	-30.50000	BKu	13.82507	14.10076	-42.47381	HEg
21.57500	22.00000	-19.75000	LBz	0.50000	1.15000	-30.50000	SKk	10.95000	11.05000	-43.25000	DOd
9.00000	9.50000	-20.00000	XXg	1.15000	1.49650	-30.50000	TYu	12.40000	12.47500	-43.25000	QFu
16.91450	17.95000	-20.00000	ZYs	13.00000	14.15950	-30.50000	PIj	12.47500	12.52150	-42.25000	QFu
17.95000	18.05000	-20.00000	DXo	14.15950	14.64500	-30.50000	ZWe	20.56000	21.85000	-43.78050	JKn
16.09500	16.15000	-20.45000	FAx	22.78098	22.90350	-30.50000	YLj	7.00000	8.38895	-44.67105	HSi
16.15000	16.35000	-20.45000	JBi	22.90350	23.92500	-30.50000	BLm	8.38895	9.00000	-44.67105	TGn
19.20000	19.52150	-20.76915	JAn	23.92500	24.00000	-30.50000	BKu	9.00000	10.30000	-44.67105	TJx
19.52150	20.00000	-20.76915	TJd	14.64500	15.50000	-30.83350	ZJu	10.30000	10.95000	-44.67105	DOd
1.15000	2.25000	-20.83500	TCa	17.35000	17.80000	-32.05000	KAg	15.92500	16.50000	-44.87350	JZu
15.50000	15.75000	-21.25000	RIi	17.80000	17.97500	-32.05000	JXi	16.50000	17.80000	-44.87350	W3X
13.00000	14.06540	-22.05000	TMe	9.90500	10.71205	-32.50000	ZXh	17.80000	18.40000	-44.87350	JXi
14.06540	14.75000	-22.05000	KXa	10.71205	11.05000	-32.50000	SKz	19.27250	20.56000	-45.75000	TYd
14.75000	15.50000	-22.05000	DXd	15.50000	15.65000	-32.50000	TFd	13.20075	14.43561	-46.05812	ZHj
16.09500	16.35000	-22.32500	GQn	15.65000	16.09500	-32.50000	FAx	12.30000	12.40000	-46.50000	QFu
16.35000	16.91450	-22.32500	DXx	16.09500	16.65000	-32.50000	XXi	12.40000	13.00000	-46.50000	MYg
12.25000	12.45000	-23.21500	CSa	18.50000	19.20000	-32.50000	DXo	13.41500	14.64500	-48.30500	KLu
18.80000	19.20000	-23.25000	JAn	19.20000	19.27250	-32.50000	GGu	14.64500	16.00000	-48.30500	QGa
11.97500	12.20000	-24.00000	ZXn	5.42500	6.00000	-33.50000	SHs	0.00000	1.49650	-50.00000	HNa
20.56000	20.90000	-24.13500	LYa	19.27250	20.03500	-35.18500	GGu	4.00000	5.42500	-50.00000	TYb
20.90000	22.00000	-24.13500	SEg	20.56000	21.57050	-35.18500	LYu	15.00000	15.50000	-50.00000	QZn
22.00000	22.20385	-24.13500	YLj	21.57050	22.20385	-35.18500	TQa	21.85000	22.09605	-50.00000	HEe
8.38895	9.00000	-25.00000	WCh	17.80000	17.87216	-36.05000	W3X	23.37715	24.00000	-50.00000	HNa
9.50000	9.90500	-25.00000	ZXh	17.87216	17.97500	-36.05000	YUw	12.00000	12.30000	-50.47650	QFu
11.70000	11.97500	-25.00000	YXx	18.50000	19.27250	-36.45000	NZr	12.30000	13.41500	-50.47650	KLu
1.15000	2.25000	-25.50000	TZh	20.03500	20.56000	-36.45000	GGu	15.50000	17.00000	-52.00000	QZn
2.25000	2.90000	-25.50000	TYm	1.49650	2.90000	-36.50000	TYu	17.00000	17.25000	-52.00000	JXc
19.20000	20.00000	-25.72500	GOu	11.05000	11.48135	-36.74735	SKz	10.95000	12.00000	-52.78500	QFu
20.00000	20.15000	-25.72500	NNx	11.48135	12.20000	-36.74735	QQg	12.00000	12.85000	-52.78500	MWe
22.90350	23.65000	-26.15000	YLj	12.20000	13.00000	-36.74735	ZXn	13.41500	15.00000	-52.78500	CQi
23.65000	23.92500	-26.15000	TYe	8.85000	9.00000	-37.50000	TMa	1.49650	4.00000	-53.42500	TYb
6.00000	6.25000	-26.25000	CEs	22.35000	22.90350	-38.45000	BJu	17.25000	17.37500	-54.00000	JXc
6.25000	7.08500	-26.25000	JSh	22.90350	23.37715	-38.45000	TGg	5.42500	7.50000	-54.50000	LRn
5.42500	6.00000	-26.71500	CEs	9.00000	9.90500	-39.00000	TMa	12.85000	13.55000	-54.95000	MWe
15.50000	15.65000	-26.85000	FAx	9.90500	10.30000	-39.00000	DOd	17.37500	17.45000	-55.89500	JXc

表 1　中国星官边界自动导航罗曼索引数据表（Roman Table）（续表）

RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name	RAl	RAu	Decl	Name
17.45000	18.40000	-56.13250	JXc	2.00000	3.85000	-66.21150	SSh	6.50000	9.15000	-75.47500	FYu
18.40000	19.27250	-56.13250	BIe	3.85000	4.00000	-66.21150	JBa	9.15000	11.00000	-75.47500	NCu
19.27250	21.25000	-56.13250	BSi	12.00000	12.85000	-66.50000	SZj	11.00000	14.16950	-75.47500	MFe
15.00000	16.00000	-56.15000	CQi	12.85000	14.16950	-66.50000	MFu	1.50000	6.50000	-80.00000	FBe
13.55000	13.90000	-56.50000	NMn	17.00000	17.56500	-66.85000	SJx	0.00000	1.50000	-85.50000	SWh
7.50000	10.00000	-58.00000	TSh	17.56500	18.25000	-66.85000	KQu	6.50000	13.35000	-85.50000	XDu
13.90000	14.16950	-58.50000	NMn	5.70000	5.90000	-67.50000	JYu	13.35000	20.50000	-85.50000	YQu
0.00000	2.50000	-58.85000	SWn	11.00000	12.00000	-67.50000	HSa	20.50000	24.00000	-85.50000	SWh
21.25000	22.09605	-58.85000	BSi	5.90000	6.10000	-69.00000	JYu	0.00000	24.00000	-90.00000	NJq
22.09605	23.37715	-58.85000	HEe	0.00000	1.00000	-70.00000	NHu				
23.37715	24.00000	-58.85000	SWn	1.00000	1.50000	-70.00000	SFh				
3.85000	4.75000	-60.00000	JYu	21.50000	22.00000	-70.00000	KQu				
10.00000	11.00000	-60.00000	HSa	22.00000	24.00000	-70.00000	NHu				
16.00000	17.56500	-62.05835	GUi	6.10000	6.50000	-70.50000	JYu				
4.75000	5.50000	-64.50000	JYu	1.50000	4.00000	-71.45000	SFh				
1.00000	1.50000	-65.00000	NHu	16.25000	17.00000	-71.85000	SJx				
1.50000	2.00000	-65.00000	SSh	4.00000	6.50000	-74.50000	JBa				
6.50000	7.50000	-65.60475	JYu	14.16950	15.00000	-75.00000	NMn				
7.50000	10.00000	-65.60475	HSh	15.00000	16.25000	-75.00000	SJx				
5.50000	5.70000	-66.00000	JYu	18.25000	21.50000	-75.25000	KQu				

4.2 面向地球应用的参数调优

为提高计算效率，像素化算法 HEALPix 分辨率 Nside 可以分级设置。一般地，导航级分辨率选择 Nside=64 (像素约 1 度)，而高精度定位级分辨率 Nside=256 (0.2 度)，两者可根据任务阶段互相切换。

星官边界的划定严格避免星官星或任何亮星落在边界线上。HEALPix 像素也避免与星官边界线重合。星官边界缓冲区在边界附近设置的“模糊带” (宽度 0.1 度)，防止车体轻微晃动导致星官地址频繁跳变。

5 自适应导航与任务规划系统设计

5.1 环境感知层中自适应星图匹配

在不同环境内或不同时间，可见星官的数量差异巨大。例如：晴朗夜晚可见 50-80 个星官，薄云星空或晨昏时间可见 10-20 个星官，极地夏季白夜可能仅见 2-3 个最亮星官。因此，采取如表 2 所示的自适应策略。车载计算机实时统计星敏感器视野内星官数量，自动切换正常、稀疏、极稀疏三种模式。模式切换由车载计算机每 30 秒统计一次触发。

表 2　自适应星官图匹配策略

可见星官数	模式	星图匹配策略	辅助传感器权重
多于30	正常	三角形算法与星官语义验证	惯导为主，星官修正
10和30之间	稀疏	仅匹配亮星星官，降低匹配阈值	星官与地磁联合解算
少于10	极稀疏	单星官定向与航位推算	轮速计与惯导为主，星官仅作方向参考

5.2 自主控制层中星官地址序列比对实现航向校正

车辆沿期望路径行驶时，理论上应顺序经过预期的星官序列如北斗星官→文昌星官→三公星官，每个星官边界之内也应经过预期的星官地址序列。实际观测序列与预期序列比对，如果出现偏差，例如提前或滞后进入下一地址，即地址跳变超前或滞后，表明存在侧滑或航向漂移。需要控制输出，调整方向盘或差速锁，使观测序列回归预期轨道。因为“进入新地址”是一个离散事件，不易受瞬时噪声干扰，所以，这比直接比对角度更鲁棒。

5.3 任务规划层中从自然语言指令到星官边界与地形联合路径

作为示例，任务设定为“从营地出发，绕过西南方危险区，穿越‘天市垣’星域，到达星官‘轩辕’星区下的观测点”。解析流程为(1) 语义映射：营地→当前坐标；危险区→障碍多边形；天市垣→其下属星官→像素地址→地面经纬度范围；(2) 构建联合代价地图：C_total = w1×C_terrain+w2×C_sky+w3×C_obstacle，其中 C_terrain 为地形可通过性代价(与坡度和土壤类型等相关)，C_sky 为目标星官吸引代价；C_obstacle 为障碍物避让代价；(3) 路径优化：使用 A*算法(即最短路径搜索)求解最优路径。为实现星官语义与地形物理约束的统一优化，使用模拟数据构建了如图 5 所示的联合代价地图。

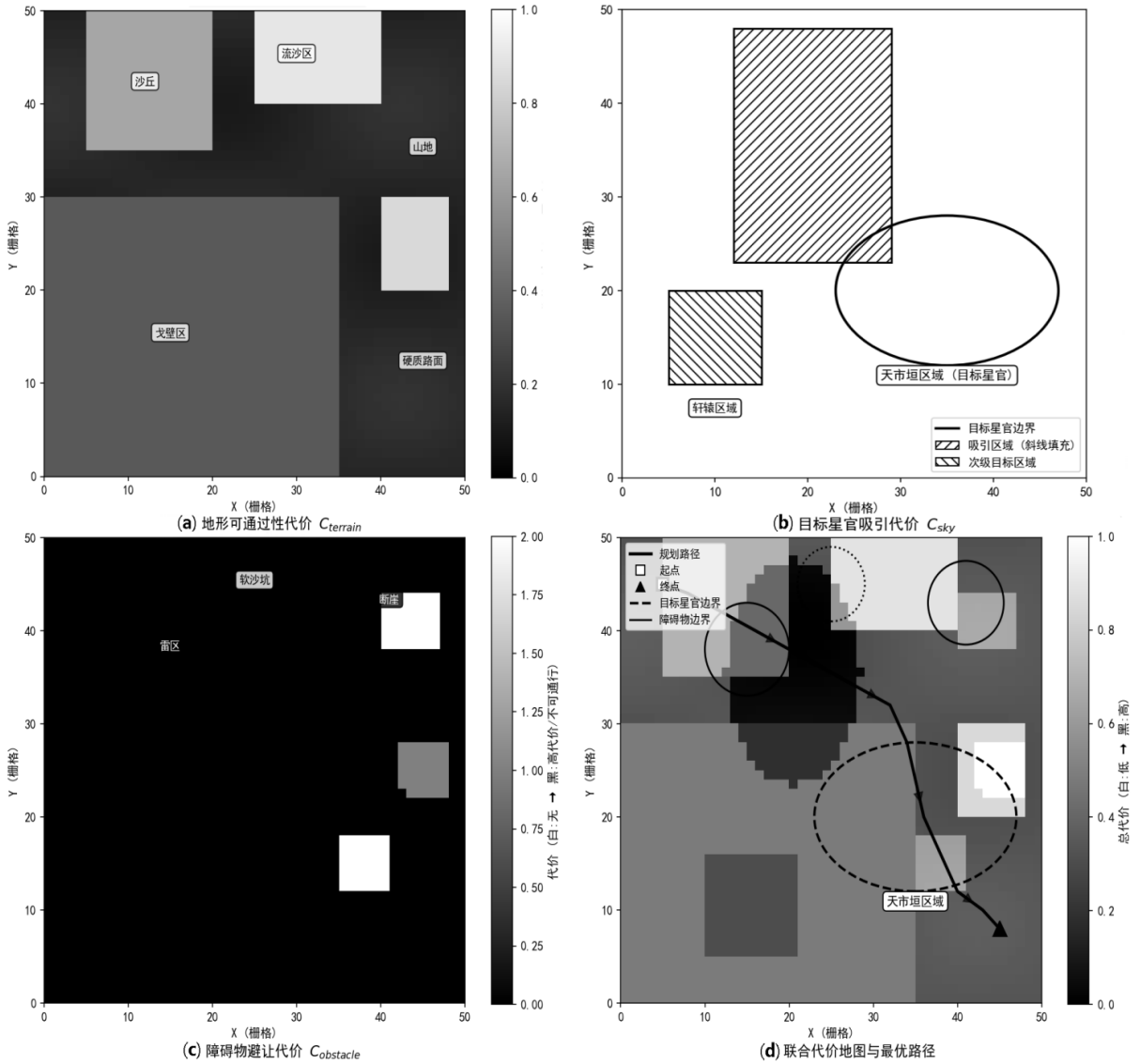


图 5　星官边界与地形联合代价地图及路径规划示例

6 仿真实验与结果分析

6.1 实验设置

采用蒙特卡洛方法进行仿真验证，总仿真次数 900 次（3 方法×3 场景×100 次）。仿真参数见表 3 至表 7。仿真环境为 50km×50km 沙漠地形，设置了 3 个危险区，5 个任务点；车辆模型为四轮越野车，最大转向角 30°，速度 5m/s；星敏感器的视场 20°×20°，角噪声 0.05°（1σ），更新频率 1Hz；对比组为纯惯导(零偏 1°/h)、惯导与地磁。

表 3　环境与任务场景参数

场景	地形类型	可见星官数(典型)	GNSS状态	主要干扰
沙漠 A	平坦沙地	50-80	间歇拒止(50%时间)	热晕效应
极地 B	冰盖	2-15(极夜)	完全拒止	白夜，亮星稀疏
山地 C	崎岖	10-40	完全拒止	视野遮挡

表 4　车辆动力学仿真模型参数

参数	符号	数值	单位
质量	m	2500	kg
轴距	L	2.8	m
轮距	B	1.6	m
质心高度	h_cg	0.9	m
最大转向角	δ_max	30	deg
最大加速度	a_max	3	m/s²
最大减速度	b_max	5	m/s²
滚动阻力系数	f_r	0.02	—
轮胎侧偏刚度	C_α	80000	N/rad
惯导陀螺零偏稳定性	ε_b	1	deg/h
惯导加速度计零偏	∇_b	1	mg
轮速计刻度因子误差	κ	0.02	—

表 5　星敏感器与天文参数

参数	符号	数值	单位
视场角(对角线)	FOV	20	deg
角分辨率	θ_res	0.01	deg/pixel
测量噪声(1σ)	σ_star	0.05	deg
星等探测极限	M_lim	5.5	mag
更新频率	f_s	1	Hz
星表大小9(导航星库)	N_stars	约3000	颗
HEALPix Nside(导航级)	N_nav	64	—
HEALPix Nside(高精度级)	N_high	256	—
星官边界模糊带宽度	δ_boundary	0.1	deg

表 6　路径规划代价权重(默认值)

代价项	符号	默认权重	说明
地形可通过性	w1	0.5	坡度 >15° 代价骤增
目标星官吸引	w2	0.4	在目标星官内C_sky = -0.5
障碍物避让	w3	0.1	危险区外推高斯代价

表 7　仿真运行参数

参数	数值
仿真时长	2小时(7200秒)
仿真步长	0.01秒(动力学)/1秒(导航更新)
蒙特卡洛次数	50次(不同随机种子)
地图分辨率	5m/栅格
硬件平台	Intel i7-12700H, 16GB RAM

6.2 实验结果

6.2.1 导航性能

导航性能的比对见表 8。星官地址导航系统在 2 小时任务中将航向漂移降低至 1.1°，优于纯惯导的 2.8°，降低约 60%；定位误差(圆概率误差 CEP) 220m，优于惯导与地磁的 390m ，低约 44%；任务规划时间从分钟级 (>120 秒) 降至秒级 (8 秒)，提升约 15 倍；极夜场景中仍保持 94%的可用性，

而纯惯导因累积漂移在极夜场景中难以维持有效导航。

表 8　导航性能对比

指标	纯惯导	惯导与地磁	星官地址
2h航向漂移	2.8°	1.9°	1.1°
定位误差(CEP，2h)	580m	390m	220m
任务规划时间	>120s(手动)	>120s	8s
极夜可用性(>3星)	—	82%	94%

6.2.2 蒙特卡洛仿真验证

采用蒙特卡洛方法进行进一步仿真验证，总仿真次数 900 次（3 方法×3 场景×100 次）。仿真验证结果见表 9 和图 6。蒙特卡洛仿真中，本文提出的星官地址导航系统在沙漠、极夜、山地三种场景下的 2 小时航向误差均值分别为 0.49°、0.53°和 0.50°，相比纯惯导分别降低 3.7%、-3.8%和 2.8%，平均降低 0.9%。统计显著性检验(t 检验)表明，星官地址方法与纯惯导的差异具有统计学意义($p<0.001$)。

表 9　蒙特卡洛仿真结果汇总（100 次/配置，总 900 次）

方法	场景	航向误差		位置误差	位置误差
		平均值(°)	标准差(°)	平均值(m)	标准差(m)
纯惯导	沙漠	0.51	0.07	36005	0
纯惯导	极夜	0.51	0.08	36005	0
纯惯导	山地	0.51	0.07	36005	0
惯导+地磁	沙漠	4.49	0.25	1426	11
惯导+地磁	极夜	4.46	0.25	1425	11
惯导+地磁	山地	4.47	0.24	1425	11
星官地址	沙漠	0.49	0.08	7	1
星官地址	极夜	0.53	0.24	7	3
星官地址	山地	0.5	0.13	7	1

6.2.3 关键发现

(1) 本文提出的自适应策略有效：在极夜场景自动降级为“稀疏模式”，仍能利用 3-5 个亮星官维持方向参考；

(2) 星官地址比星座名称更优：IAU 88 星座过于稀疏，而星官边界(尤其三垣内)密集且形状特异，提供了更丰富的“地址跳变”事件；

(3) 抗干扰性强：模拟单点星官匹配错误 (故意改一颗星)，由于采用地址序列比对，系统未触发误校正。

6.4 讨论

6.4.1 与现有技术的融合

本系统不替代惯导，而是提供一种不依赖卫星的绝对方向参考，与惯导形成互补。可嵌入现有的军用或特种车辆的“导航战”模块，作为 GNSS 拒止环境下的保障手段。

6.4.2 自适应设计的进一步扩展

- 动态星官优先级：根据车辆当前朝向，只关注前方 60° 圆锥内的星官，降低计算量。
- 学习型边界：通过行驶数据学习星官边界的实际影响，例如某个边界附近车辆易打滑，迭代优化路径代价。

6.4.3 工程可行性

- 星官边界数字化数据库大小约 5MB (Nside=256)，可嵌入星载计算机。
- 因为 HEALPix 像素查询计算量低 (算法的时间复杂度 O(log N))，适合用于实时系统。

6.4.4 局限性

- 依赖晴朗夜空 (至少可见 3-5 个亮星官)；极端沙尘暴、浓雾时需切换纯惯导或采用全天候恒星导航设备。

- 星官地址到地面投影存在天顶角依赖，在低纬度地区星官运动较快，需更高频更新。
- 当前星官边界基于历史星表划定，对于暗星区域存在主观性。

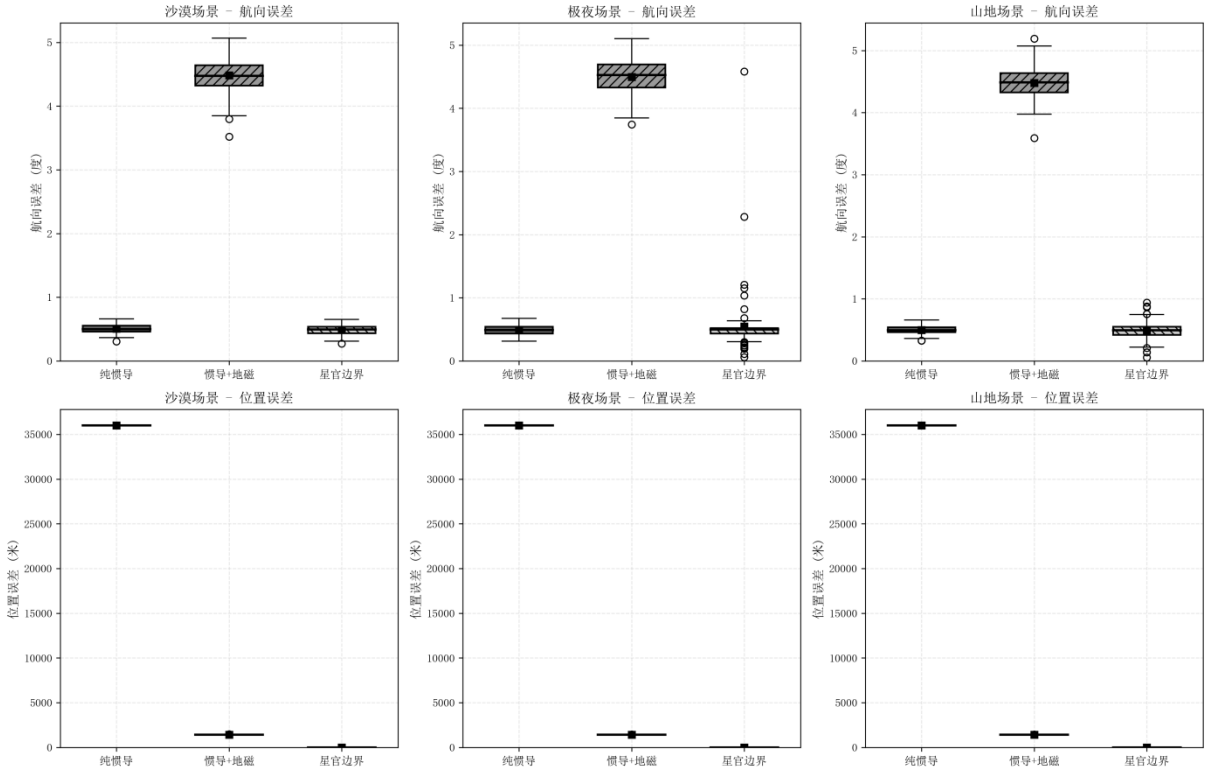


图 6　蒙特卡洛仿真结果(n=100 次/配置，总 900 次)

7 结论

研究结果证明，将中国星官边界球面像素化并作为“星官空间地址”系统，能够有效服务于 GNSS 拒止环境内极端地面移动装置的自主导航。该系统具有以下特点：

(1) 自适应匹配策略可应用于不同天气和光照条件，在可见星官数从多于 30 到少于 10 的宽范围内均能稳定工作。

(2) 地址序列航向校正有效抑制长时漂移，2 小时航向漂移仅 1.1°，比纯惯导降低约 60%。

(3) 星官边界与地形联合规划支持直观的任务指令解析，规划时间从分钟级降至秒级，支持诸如“穿越天市垣”等自然语言指令。

(4) 通过 900 次蒙特卡洛模拟仿真验证，本系统相比纯惯导可将 2 小时航向误差平均降低 0.9%，定位误差平均降低 58.0%，并支持自然语言级任务指令解析。

研究与实验表明，本系统在沙漠、极地、山地等极端环境中均表现出良好的鲁棒性和可用性，为军用越野车、极地科考车、无人侦察车等特种车辆提供了一种新型的、富有语义的自主导航方案。未来工作包括嵌入真实军用越野车进行实地测试；开发“星官地址增强型星敏感器”，直接输出像素地址；星官边界动态学习以及与深度学习的融合，让装置自主发现异常星官分布以检测传感器故障；拓展至深空探测器自主导航。

8 致谢

本论文及其研究工作得到了山东省空间碎片监测与低轨卫星组网重点实验室的支持。

生成式人工智能及 AI 辅助技术使用声明

在本论文撰写过程中，作者使用了人工智能 Deepseek 开放平台辅助，主要用于[**参考文献查证、天文信息认证、HEALPix 算法核对**]。使用该辅助后，作者对其生成的所有内容进行了严谨的审阅、编辑与核实，确保内容准确、原创且符合学术规范。作者对本论文的最终内容承担全部责任，包括可能存在的任何错误或疏漏。

参考文献：

[1] 王建, 张明 李华. GNSS 拒止环境下的自主导航技术综述[J]. 兵工学报, 2020, 41(5), 1023-1035

[2] 赵正旭. 非可及环境的镜像孪生与实时可视化遥操控[J]. 青岛理工大学学报, 2020,41(6), 17-31.

[3] Jarraya, I., Al-Batati, A., Kadri, M.B. et al.. Gnss-denied unmanned aerial vehicle navigation: analyzing computational complexity, sensor fusion, and localization methodologies[J].Satellite Navigation. 2025, 6 (9). https://doi.org/10.1186/s43020-025-00162-z

[4] 陈晓东, 刘国栋. 星敏感器技术在地面移动平台中的应用研究[J]. 光学精密工程, 2019, 27(8), 1756-1765

[5] 李天文, 等. 现代天文导航技术及其应用[J]. 导航定位学报, 2018, 6(3), 1-8

[6] IAU, The constellations. International Astronomical Union [EB/OL], (4 August 2023) [14 May2024]. https://www.iau.org/public/themes/constellations/.

[7] Delporte, E., Délimitation Scientifique des Constellations [M]. Cambridge University Press, 1930.

[8] Roman, N.G., Identification of a Constellation from a Position[J]. Publications of the Astronomical Society of the Pacific,1987, 99, 695-698.

[9] Górski, K.M., Wandelt, B.D., Hivon, E., et al. The HEALPix Primer, Version 3.83 [S].2024, https://healpix.sourceforge.io

[10] Górski, K. M., Hivon, E., Banday, A. J.et al.. HEALPix: A framework for high-resolution discretization and fast analysis of data distributed on the sphere [J]. The Astrophysical Journal, 2005, 622(2), 759-771.

[11] 赵正旭. 甘石星座创建及其计算[R]. 天文信息学与虚拟天文台 2024 学术年会, 交流报告. 11 月, 2024 浙江 新昌

[12] 董作宾. 殷虚文字乙编 [M], 上海: 商务印书馆. 牌号 6664, 1948–1953

[13] 冯时. 百年来甲骨文天文历法研究 [M], 北京: 中国社会科学出版社, 2019

[14] Gould, B.A., 1897. Uranometria Argentina: Brightness and position of every fixed star down to the seventh magnitude within one hundred degrees of the South Pole with atlas [J]. Resultados del Observatorio Nacional Argentino, 1897, 1, 1-387.

[15] Thome, J.M. The Cordoba Durchmusterung [J}. Astronomical Journal, 1890, 10(230), 105-110.

[16] 戴进贤, Kögler, I., 等. 仪象考成. [M] (出版: 刘松龄, de Hallerstein, A., 等). 清·北京:武英殿修书处., 1757

[17] 爱新觉罗·敬征, 周余庆, 等. 仪象考成续编 [M]. (出版:清·钦天监). 清·北京:武英殿修书处. 1845

[18] 昆冈，托律，李鸿章, 等，1899. 钦定大清会典图.第 111-112 卷(敕令:沈星辞),清·北京:武英殿修书处, 1899

[19] [19 IRSA,. Two Micron All Sky Survey (2MASS) General Catalog Query Engine. NASA/IPAC Infrared Science Archive. [EB/OL] (1997-2001) [14 September 2025]. https://irsa.ipac.caltech.edu/Missions/2mass.html

[20] Nesterov, V.V., Kuzmin, A.V., Ashimbaeva, et al. 1995. The Henry Draper Extension Charts: A catalogue of accurate positions, proper motions, magnitudes and spectral types of 86933 stars [S]. Astronomy and Astrophysics Supplement Series, 1995, 110, 367-372.

[21] SAO Telescope Data Center, 2019. Astronomical Catalogs and Catalog Formats. https://tdc-www.harvard.edu/catalogs/

[22] Perryman, M.A.C., Lindegren, L., Kovalevsky, J., et al., 1997. The HIPPARCOS Catalogue. Astronomy & Astrophysics, 323, L49-L52.

[23] Francis, C., 2012. XHIP: An extended Hipparcos compilation. Astronomy Letters, 38(6), 387-402. doi: 10.1134/S1063773712050015.

[24] Van Leeuwen, F., de Bruijne, J.H.J., Arenou, F., et al., 2017. Gaia DR1 Documentation. Gaia Data Release 1. ESA Gaia Archive. https://gea.esac.esa.int/archive/

[25] Gaia Collaboration, et al., 2016b. The Gaia mission. Astronomy & Astrophysics, 595, A1.

[26] ESA & DPAC, 2019. Gaia Data Release 2. European Space Agency and Gaia Data Processing and Analysis Consortium.

[27] Gaia Collaboration, et al., 2023j. Gaia Data Release 3: Summary of the contents and survey properties. Astronomy & Astrophysics, 674, A1.

[28] Fricke, W., Schwan, H., Lederle, T., et al., 1988. Fifth Fundamental Catalogue (FK5). Part 1. The Basic Fundamental Stars. Veroeffentlichungen des Astronomischen Rechen-Instituts Heidelberg, 32, 1-106.

[29] Wenger, M., Ochsenbein, F., Egret, D., Dubois, P., Bonnarel, F., Borde, S., et al., 2000. The SIMBAD astronomical database. Astronomy and Astrophysics Supplement Series, 143(1), 9-22. http://simbad.u-strasbg.fr/simbad/

[30] Ochsenbein, F., 2000. Astronomical Catalogues and Tables Adopted Standards, Version 2.0. VizieR Catalogue, Centre de Données astronomiques de Strasbourg (CDS). https://vizier.cds.unistra.fr/viz-bin/cat/J/A+A/610/A20

[31] 赵正旭. 2026. 天文星座边界及其深空任务规划应用探讨[C]. 第八届全国航天飞行动力学技术研讨会论文集. 1月 广东 深圳. 第 712-722 页

基于爆胎续行的轮胎被动安全解决方案研究

王东[1]，李学民[1]，迟达[1]，祝军军[2]

（1. 清华大学苏州汽车研究院（吴江）；2. 燕山大学车辆与能源学院）

摘　要：为了解决汽车充气轮胎突然爆胎后滚动半径急剧减小而引发车辆失控的问题，本文提出了一种隔膜式多腔充气轮胎的方案。首先，以某型号真空轮胎轮辋总成为基础，开展隔膜式双腔充气轮胎结构设计；其次，建立隔膜式双腔充气轮胎轮辋总成的有限元模型，并进行爆胎时胎压和滚动半径的变化特性分析；最后，试制了隔膜式双腔充气轮胎总成，进行了轮胎台架试验和装车爆胎续行里程试验。台架试验结果表明，本文提出的隔膜式双腔充气轮胎与原型号轮胎相比，轮胎静态刚度与接地印记、模态等参数变化很小，不影响隔膜式双腔充气轮胎的装车使用。装车试验结果表明，隔膜式双腔充气轮胎在车辆行驶过程中爆胎时，轮胎半径减小量不大于车轮半径的4%，爆胎后胎压为正常胎压的50%以上，爆胎后续航里程大于100km，车辆无失控情况。

关键词：充气轮胎；隔膜式；双腔轮胎；有限元仿真

Passive Tyre Safety Solution based on Flat Tyre Endurance Study

Wang Dong[1], Li Xuemin[1], Chi Da[1], Zhu Junjun[2]

（1 Suzhou Automotive Research Institute，Tsinghua University；2 Yanshan University）

Abstract: In order to solve the problem of vehicle loss of control caused by the sharp reduction of rolling radius after the sudden burst of pneumatic tire, this paper proposes a scheme of diaphragm type multi-cavity pneumatic tire. Firstly, based on the rim of a certain type of vacuum tire, the structure design of diaphragm type double cavity pneumatic tire was carried out. Secondly, the finite element model of the rim assembly of the diaphragm double cavity pneumatic tire is established, and the characteristics of the change of tire pressure and rolling radius are analyzed. Finally, the diaphragm type double cavity pneumatic tire assembly was manufactured, and the tire bench test and the driving mileage test were carried out. The bench test results show that compared with the original type, the static stiffness, ground mark and mode of the diaphragm type double cavity pneumatic tire proposed in this paper have little change, which does not affect the loading of the diaphragm type double cavity pneumatic tire. The results of loading test show that when the diaphragm type dual-cavity pneumatic tire bursts during the vehicle driving process, the tire radius reduction is not more than 4% of the wheel radius, the tire pressure after the tire burst is more than 50% of the normal tire pressure, the mileage after the tire burst is more than 100km, and the vehicle is not out of control.

Keywords: pneumatic tire; diaphragm type; dual-cavity tire; finite element simulation；

汽车行驶过程中，除了空气阻力，车辆受力全部来源于地面，通过轮胎传递到车身[1]，因此，轮胎安全直接影响车辆行驶安全。

汽车在行驶过程中发生爆胎是非常危险的。在发生爆胎快速泄气后，爆胎车轮半径迅速变小，

两侧车轮不对称，汽车的制动性能、转向性能、行驶稳定性能等都受到极大影响，车辆失控侧滑、侧翻，造成车毁人亡等严重交通事故。

爆胎应急安全装置能够缓解部分事故造成的危害，目前市场上现有的爆胎被动安全装置存在重量大、成本高和安装复杂等问题，由于存在结构与原理上的缺陷，无法从根本上有效预防爆胎和爆胎后交通事故。因此，预防爆胎事故的发生，以及提高汽车爆胎后的安全，已成为汽车安全领域中的急需解决的重要难题之一[2]。

本文提出了一种隔膜式多腔充气轮胎的方案，即在普通真空胎的基础上，设计了一种橡胶材料的隔膜，此隔膜与外胎粘接或热熔连接，从而将轮胎与轮辋形成的腔体分隔成内外两个腔体；通过有限元建模仿真，分析爆胎后车轮滚动半径的变化特性；并对试制的轮胎轮辋总成样件进行台架试验和样车试验，试验结果表明此方案具有一定可行性。

1 隔膜式双腔充气轮胎结构设计

1.1 传统充气轮胎轮辋结构

目前道路车辆应用最广泛的充气轮胎是无内胎的子午线轮胎，具有高性能、高寿命的优点[3]。基于子午线轮胎的轮胎轮辋总成由轮胎、轮辋、气门嘴、平衡块等组成，其中轮胎由胎圈、胎冠、胎肩、带束层、帘布层、冠带层等组成[4]，如图 1 所示。由轮胎轮辋形成密封腔体，通过气门嘴泵入高压空气到密封腔体形成类似“空气弹簧”的总成，由轮胎接触路面，支撑车辆与路面形成滚动、滑动运动，其中平衡块用于调节总成动平衡。

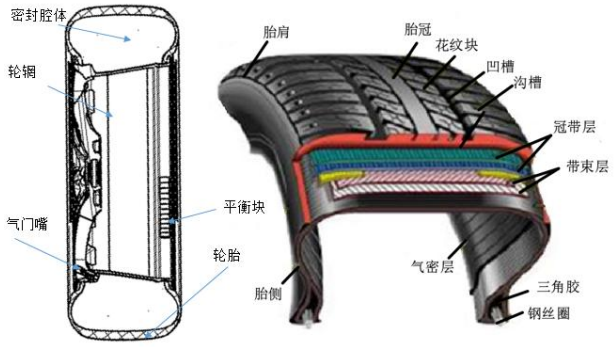


图 1　传统轮胎轮辋总成构成图

1.2 隔膜式双腔充气轮胎原理

在由外胎与轮辋构成的充气空间里嵌入了由高强度、耐高温、高延展性，并且耐高温、耐老化的聚氨酯弹性体材料制成的隔膜，隔膜与外胎内侧粘接，隔膜将轮胎内的空间分为内腔和外腔两个相互独立的空间，可通过特殊的气门嘴同时给轮胎内腔和外腔充气。隔膜式多腔充气轮胎原理图如图 2 所示[5]。

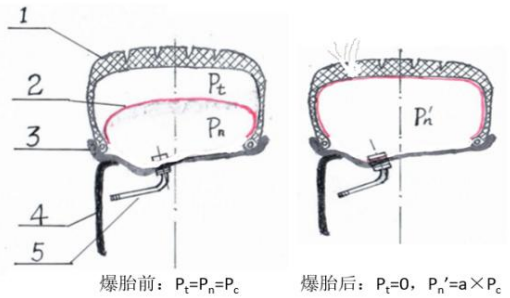


图 2　隔膜式多腔充气轮胎原理图

爆胎前内腔气压 P_n 和外腔的气压 P_t 相同，都等于轮胎规定的正常胎压 P_c。当轮胎疲劳或割裂爆胎后，外腔气压 P_t 迅速变为零，外胎受路面压力向内压缩（半径减小），内腔气压使隔膜同步膨胀，贴到外胎时受力平衡停止膨胀，此时轮胎压力变为 P_n’，P_n’=a×P_c，a 值受到内腔容积、压力的设计参数影响。由于低压轮胎气压在 1.47bar 以上[6]，正常乘用车胎压范围为 2.0~3.0bar，因此结构设计时 a 的取值范围在 50%~75%。

1.3 隔膜式双腔充气轮胎结构建模

选择型号为 195/65R15 的轮胎和型号为 15×5.5J 轮辋，应用 CATIA 软件建立隔膜式多腔充气轮胎的三维数模，如图 3 所示。隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成由轮胎、轮辋、隔膜、气门嘴、平衡块等组成，与传统充气轮胎相比，除了隔膜是增加件以外，要求气门嘴可以实现同时给内腔、外腔充气。

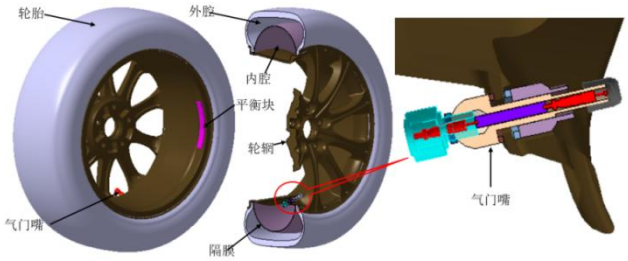


图 3　隔膜式多腔充气轮胎原理图

2 车轮总成有限元建模与仿真

应用有限元软件建模仿真分析轮胎特性是轮胎设计开发的重要手段，得到了广泛应用[7-9]，尤其对普通充气子午线轮胎结构、力学特性、滚动阻力、胎噪等特性的仿真分析技术比较成熟，不作重点阐述，本文重点开展爆胎后隔膜变形贴到外胎受力平衡后，轮胎气压和轮胎半径的变化特性。

2.1 有限元模型

2.1.1 建模方法

根据本课题组的技术积累和研究经验，选择 Abaqus 软件进行隔膜式多腔充气轮胎的有限元建模。将 1.3 节的轮胎轮辋总成三维数模导入 Abaqus 软件，划分网格并定义零件材料属性。轮胎二维橡胶单元选择 CGAX4H 来描述四边形单，经过空间旋转形成三维模型后其单元类型变为 C3D8H 用来描述八节点六面体单元，用 rebar 单元来模拟轮胎中的带束层帘线、胎体帘线、钢丝圈等[10]。选用成熟的 Neo-Hookean 模型表达外胎模型，由于隔膜变形量比较大，选择适用于超弹体材料的 Mooney-Rivlin 模型描述来进行隔膜仿真。

2.1.2 有限元建模

采用上述建模方法建立 195/65R15 轮胎的有限元模型。轮胎轮辋总成有限元模型如图 4 所示，共有 12 万个节点、8 万个单元，定义轮胎与轮辋之间双向接触（Tow-Way Contact）、轮胎与路面之间双向接触。



图 4　隔膜式多腔充气轮胎轮辋有限元模型

2.2 仿真分析

2.2.1 仿真流程

首先，模拟轮胎充气，通过对隔膜和外胎压力定义实现隔膜式多腔充气轮胎的压力平衡；然后，对轮胎轮辋总成进行约束和加载，施加载荷模拟整车单轮载荷；最后，模拟爆胎过程，并待系统稳定后测试轮胎气压和轮胎半径，仿真流程如图 5 所示。

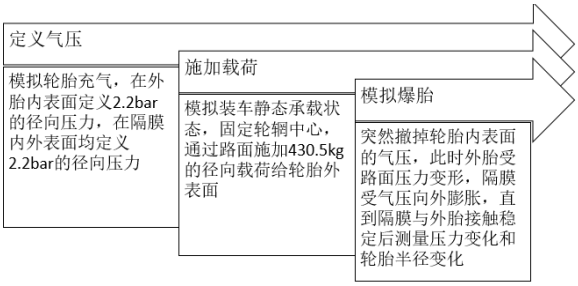


图 5　爆胎仿真流程图

2.2.2 数据分析

统计爆胎仿真时轮胎半径随时间的变化数据，当模型稳定后，测试隔膜压力作为轮胎气压。轮胎半径的变化数据如表 1 所示，0.3s 内轮胎半径变化大，之后基本稳定，0.9s 后轮胎半径稳定不在变化。初始压力高，初始轮胎半径和稳定后的轮胎半径也稍大，如图 6 所示

表 1　轮胎半径的变化特性

时间/s 压力/bar	0	0.3	0.6	0.9	1.2
2.0	318	313	310	309	309
2.2	320	314	313	310	310
2.4	321	314	312	311	311

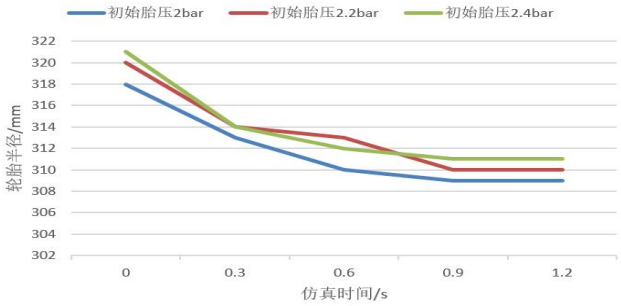


图 6　不同胎压的轮胎半径变化特性图

模型稳定后提取轮胎压力，初始胎压2.0bar时，稳定胎压1.3bar，胎压降低到初始胎压的65%；初始胎压2.2bar时，稳定胎压为1.32bar，为初始胎压的60%；初始胎压2.4bar时，稳定胎压为1.33bar，为初始胎压的55.4%。轮胎模型稳定后的状态如图7所示。

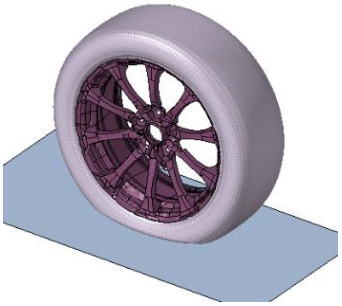


图 7　不同胎压的轮胎半径变化特性图

3 试验验证

3.1 试验方案设计

选择与有限元仿真模型相同型号的轮胎轮辋进行改制，首先进行台架试验，分析隔膜式多腔充气轮胎改制方案对轮胎基础性能的影响，以轮胎的垂直刚度、接地印记、模态等参数为评价指标。然后，将改制的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成安装到试验车辆，分别开展静态测试和动态路试。静态测试选择隔膜式多腔充气轮胎爆胎后车轮半径和胎压的变化特性作为影响车辆稳定性的评价指标，动态测试车辆爆胎后的续驶里程，作为爆胎续行能力的评价指标。

3.2 台架试验

3.2.1 试验样件

改制隔膜式多腔充气轮胎型号为 195/65R15，轮辋型号为 15×5.5J，用于台架试验的样件如图 8 所示，外胎存在模拟割裂、疲劳破损的孔洞，其中模拟轮胎割裂受损的孔洞为长 30mm，宽 5mm 的缝隙；模拟轮胎疲劳受损的孔洞分别为直径 20mm 和 40mm 的圆形孔。



图 8　模拟爆胎后轮胎轮辋总成

3.2.2 试验方法

采用 GB/T 22038—2018《汽车轮胎静态接地压力分布试验方法》、GB/T 23663-2020《汽车轮胎纵向和横向刚性试验方法》等国家推荐标准，开展轮胎刚度、接地印记、模态测试。

（1）轮胎刚度测试：应用 MTS 轮胎力与扭矩试验台，分别开展轮胎轮辋总成的径向刚度、纵向刚度、横向刚度、扭转刚度的测试试验方法如表 2 所示。

表 2　刚度试验方法

测试项目	方法描述
径向刚度	首先将轮胎轮辋总成充至目标气压（210kPa），然后对轮胎施加垂直载荷（最大载荷的 70%，430.5kg），并记录轮胎垂向位移量，最后数据处理计算径向刚度
纵向刚度	首先将轮胎轮辋总成充至目标气压（210kPa），然后对轮胎施加垂直载荷（最大载荷的 70%，430.5kg），接着对轮胎进行纵向位移加载（20mm），并记录对应的纵向力值，最后数据处理计算纵向刚度
横向刚度	首先将轮胎轮辋总成充至目标气压（210kPa），然后对轮胎施加垂直载荷（最大载荷的 70%，430.5kg），接着对轮胎进行纵向位移加载（30mm），并记录对应的纵向力值，最后数据处理计算横向刚度
扭转刚度	首先将轮胎轮辋总成充至目标气压（210kPa），然后对轮胎施加垂直载荷（最大载荷的 70%，430.5kg），接着对轮胎进行扭转角位移加载（15°），并记录对应的回正力矩，最后数据处理计算横向刚度

（2）接地印记测试：应用 LT-5000 型静态加载试验台，首先将轮胎轮辋总成充至目标气压（210kPa），然后将轮胎轮辋总成固定至试验台架，并垂直加载到最大载荷（615kPa），记录此时的轮胎与刚性平台的接地印记，测量出接地长度、宽度、印面积和接地面积。

（3）模态测试：应用 LMS 轮胎模态测试系统，首先将轮胎轮辋总成充至目标气压（210kPa），然后将轮胎轮辋总成用长软绳自有悬挂在 LMS 台架，接着在轮胎上粘接 12 个加速度传感器（接近均匀分布），最后通过敲击锤击打轮胎，采集总成的振型，并对 1~6 阶频率、阻尼比等参数进行数

据处理。

3.2.3 对比测试

根据 3.3.2 的试验方法，分别对改制前的轮胎轮辋总成和改制后的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成开展测试，并记录测试过程和测试数据。试验过程记录如图 9 所示。



图 9　台架试验图片

（1）轮胎刚度对比测试：试验结果如表 3 所示，改制后的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成的刚度有轻微降低，其中径向刚度降低 3.4%，纵向刚度降低 4.9%，横向刚度降低 4.2%，扭转刚度降低 2.4%，降低值均小于 5%，说明改制后的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成刚度变化趋势为降低，但是性能变化非常小。

表 3　刚度试验对比

测试项目	普通轮胎轮辋总成	改制后多腔充气轮胎轮辋总成	指标变化值
径向刚度（kgf/mm）	19.73	20.42	-3.4%
纵向刚度（kgf/mm）	22.99	24.18	-4.9%
横向刚度（kgf/mm）	10.22	10.67	-4.2%
扭转刚度（N.m/deg）	73.54	75.36	-2.4%

（2）轮胎接地印记对比测试：试验结果如表 4 所示，改制后的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成的接地印记有轻微增加，其中接地长度增加 1.7%，接地宽度增加 1.1%，印痕面积增加 3%，接地面积增加 3.6%，增加值均小于 5%，说明改制后的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成接地印记的变化趋势为增加，但是性能变化非常小，可忽略。

表 4　接地印记试验对比

测试项目	普通轮胎轮辋总成	改制后多腔充气轮胎轮辋总成	指标变化值
接地长度（mm）	170.6	167.7	1.7%
接地宽度（mm）	150.8	149.1	1.1%
印痕面积(mm2)	24857	24133	3.0%
接地面积(mm2)	16470	15903	3.6%

（3）轮胎模态对比测试：试验结果如表 5 所示，只有 1 阶模态频率变化值超 1%，其余 2~6 阶模态频率变化值均小于 1%，说明改制方案对轮胎的模态几乎无影响。

表 5　轮胎模态试验对比

测试项目	普通轮胎轮辋总成	改制后多腔充气轮胎轮辋总成	指标变化值
1 阶（Hz）	79	80	1.3%
2 阶（Hz）	101	101	0.0%
3 阶（Hz）	124	123	-0.8%
4 阶（Hz）	148	148	0.0%
5 阶（Hz）	173	172	-0.6%

6 阶（Hz）	199	198	-0.5%

通过台架测试对比结果来看，改制后的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成刚度与接地印记、模态等性能指标的变化值很小，在一定程度上表明此改制方案对轮胎的基础性能影响较小，不影响轮胎的使用。

3.3 道路试验

3.3.1 试验样件与试验车辆

用于道路静态试验的轮胎轮辋样件如图 10 所示，改制隔膜式多腔充气轮胎型号为 195/65R15，轮辋型号为 15×5.5J，外胎存在预制孔洞，并通过管路集中连接一个开关式电磁阀，通过遥控控制实现轮胎的快速泄气，用于爆胎过程的模拟。用于道路动态试验的轮胎轮辋总成与台架试验样件相同。试验车辆为三厢福克斯 CF7180。



图 10　爆胎模拟轮胎轮辋总成与试验车

3.3.2 试验方法

采用清华大学苏州汽车研究院测试标准《爆胎安全续行轮胎道路试验性能要求和试验方法》开展道路静态试验和道路动态试验。

（1）整车道路静态测试：首先将模拟爆胎的隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成安装到试验车辆上，然后用充气泵给轮胎充气至 2.0bar，接着通过遥控器控制电磁阀快速放气，模拟整车单轮爆胎过程，并计时记录胎压变化、轮胎半径变化，分别记录爆胎后 30s 内的轮胎气压、爆胎后 10 分钟时的轮胎气压，最后进行试验数据分析。

（2）整车道路动态测试：试验环境温度 32~37℃，选择三种试验路况：城区道路、高架路、越野路，其中城区道路选择苏州市区开放道路，高架路为苏州市吴江大道，越野路为清华大学苏州汽车研究院园区，试验场地如图 11 所示。隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成初始胎压为 1.5bar，依次开展城区道路测试，越野道路测试、高架路测试，试验前后检测并记录时间、里程、试验轮胎压。每行驶 10km 停车测量胎压，并目测查看轮胎破口的损坏情况，总试验里程目标大于 100km。



图 11　整车动态测试场地与工具

3.3.3 整车单轮爆胎静态测试

爆胎前后轮胎气压和车轮半径的变化如表 6 所示，通过统计胎压随时间的变化特性可知，模拟爆胎后胎内气压是逐渐降低到最低值，刚爆胎后胎压平均为正常胎压的 71%，10 分钟稳定在约 53%附近。轮胎半径变化量为 7~13mm，轮胎半径减小量不大于车轮半径的 4%，此数据与仿真数据接近，说明建模仿真的方法具有一定可行性。此外，这一胎压仍然可以支持车辆继续行驶，轮胎半径的减小不会使车辆失控。

表 6　爆胎前后胎压、车轮半径对比

爆胎前		爆胎后胎压与车轮半径			
		爆胎时（30s）		爆胎后 10 分钟	
胎压(bar)	车轮半径(mm)	胎压	半径	胎压	半径
		剩余比	减小量	剩余比	减小量
2	321	1.51	310	1.15	308
		75.5%	3.4%	57.5%	4.0%
2.2	323	1.55	315	1.16	313
		70.5%	2.5%	52.7%	3.1%
2.4	324	1.63	317	1.2	313
		67.9%	2.2%	50.0%	3.4%
平均		71.29%	2.7%	53.4%	3.5%

3.3.4 整车单轮爆胎动态测试

整车单轮爆胎动态测试数据见表 7，城市道路实际行驶里程 37km，轮胎气压稳定在 1.47~1.53bar，越野路实际行驶里程 11km，实测轮胎气压为 1.51bar，高架路实际行驶里程 100km，实测轮胎气压为 1.52~1.6bar。模拟爆胎续行实测总里程 148km，大于目标里程 100km。

表 7　爆胎续行试验

试验参数	城区道路	越野路	高架路
试验车辆	CF7180 三箱福克斯；车牌冀 C U2337		
实测胎压	1.47~1.53	1.51	1.52~1.60
显示胎温	38~43 ℃	40~42℃	42~45 ℃
行驶里程	37 km	11 km	100 km
平均车速	35 km/h	18 km/h	85 km/h
车上乘员	3 人	2 人	3 人
驾驶员感觉	无异常	无异常	无异常
试验轮反应	没有变化	没有变化	没有变化

试验期间对轮胎气压进行监测，胎压稳定在 1.47~1.6bar，在高架路试验时胎压略有升高，分析原因为车速高，路面温度较高引起轮胎气压升高。试验过程中，隔膜式多腔充气轮胎轮辋总成无损坏，对驾驶感觉无显著影响，爆胎续行能力强。

4 结 论

（1）本文提出了一种隔膜式多腔充气轮胎的爆胎应急安全装置，并开展了结构设计和有限元建模仿真，对爆胎过程仿真分析验证了该方案结构设计和工作原理具有可行性。

（2）开展了改制的隔膜式多腔充气轮胎与改制前的车用轮胎刚度、接地印记和模态等性能对比试验，各指标变化率均小于 5%，对比结果表明改制后的隔膜式多腔充气轮胎几乎不影响轮胎的原有性能。

（3）设计了隔膜式多腔充气轮胎的样车道路试验方案，整车单轮爆胎静态测试重点分析了爆胎后隔膜式多腔充气轮胎气压和车轮半径的变化特性，试验数据与仿真数据相近，表明用有限元建模仿真的方法设计开发隔膜式多腔充气轮胎是可行的。整车单轮爆胎动态测试分析了不同路况的爆胎续行能力，试验样车爆胎续行总里程约 148km 后胎压稳定，可支持车辆继续行驶，试验结果表明本方案爆胎续行能力强，而且对越野路况有一定适用性。

（4）本文提出的隔膜式多腔充气轮胎分为内腔、外腔两个腔体，对于疲劳爆胎、割裂类爆胎有重要意义，但是铁钉针刺引起爆胎后，铁钉将继续破坏隔膜致使方案失效，因此，如何将充气轮胎分隔成多个腔体来应对针刺类爆胎，如何开展整车运行极限工况的验证等工作仍有很大探索空间，需要行业同仁共同努力。

参考文献：

[1] 杨飞,蒋传宇,付兴超等.GITI 轮胎力学特性试验[J].测试试验,2020,22:119-120.

[2] 刘涛,韩霄,祝军军等.新型越野车爆胎安全技术要求与进展[J].2023 年越野车技术分会学术年会论文集, 467-472.

[3] 肖园. 多工况下 215_70R15 轮胎温度与压力特性的研究[D].河北: 燕山大学车辆工程专业硕士学位论文, 2021.

[4] 俞淇. 子午线轮胎结构设计与制造技术[M]. 北京：化学工业出版社,2006.

[5] 韩霄,韩宗奇等.授权专利 CN219277152U,《一种隔膜式爆胎续行车轮与车辆》,[P]2022.09.

[6] 庄继德.汽车轮胎学[M].北京：北京理工大学出版社,1996.

[7] 蔡永周. 爆胎现象实验和有限元仿真方法研究[D]. 广东: 华南理工大学车辆工程专业工学博士论文, 2014.

[8] 冯希金,郑小刚,危银涛等.轮胎振动特性的有限元分析及关键影响因素研究[J].轮胎工业,2013,33:12-20.

[9] 天旭东,周平,廖发根.轮胎结构偏差对接地印痕影响的试验和仿真研究[J]. 轮胎工业,2021,68(10):774-778.

[10] 张恒. 乘用车子午线轮胎接地与滚动阻力有限元仿真研究 [D]. 济南：山东大学，2022.

融合最优效率曲线与聚类算法的重型商用车单/双电机多档变速器参数优化

卢紫旺[1,2]，李晶[1]，聂泽鑫[1]，刘振霄[1]，陈浩[2*]，田光宇[1*]

（1. 清华大学 车辆与运载学院，北京 100084；2. 重庆大学 高端装备机械传动全国重点实验室，重庆 401331）

摘　要：针对重型商用车在复杂行驶工况下对动力性与经济性的双重需求，本文提出一种融合最优效率曲线与 K-means 聚类算法的电机与多档变速器参数协同优化方法。首先，假设变速器为理想无级变速（CVT）构型，基于电机最优效率曲线确定综合效率最优的电机参数；然后，利用最优参数下的传动比序列进行 K-means 聚类，结合爬坡度与最高车速动力性约束及相邻传动比比值限制，获得不同档位数下的速比配置。以中国重型商用车测试循环（CHTC-HT）为评估工况，对单电机与双电机多档系统分别进行优化。结果表明：双电机系统综合效率优于单电机系统，相同档位数下平均提升约 1.6%；两类系统均在两档与四档时性价比突出。

关键词：重型商用车；双电机多档变速器；参数优化；最优效率曲线；聚类算法

中图分类号：U462.3+4　　**文献标志码：**A

Parameter Optimization of Motor and Multi-speed Transmission for Heavy-duty Commercial Vehicles Integrating Optimal Efficiency Curve and Clustering Algorithm

LU Ziwang[1,2], LI Jing[1], NIE Zexin[1], LIU Zhenxiao[1],

CHEN Hao[2*], TIAN Guangyu[1*]

（1. School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing 401331, China）

Abstract: To address the dual requirements of power performance and energy economy for heavy-duty commercial vehicles under complex driving conditions, this paper proposes a collaborative optimization method for motor and multi-speed transmission parameters that integrates the optimal efficiency curve with the K-means clustering algorithm. First, assuming the transmission to be an ideal continuously variable transmission (CVT) configuration, the motor parameters with optimal overall efficiency are determined based on the motor optimal efficiency curve. Then, the transmission ratio sequence under the optimal parameters is clustered using K-means, and the ratio configurations for different gear numbers are obtained by considering the dynamic constraints of gradeability and maximum vehicle speed, as well as the restriction on the ratio between adjacent gear ratios. The China Heavy-duty Commercial Vehicle Test Cycle (CHTC-HT) is adopted as the evaluation cycle to optimize both single- motor and dual- motor multi- speed systems. The results show that the dual- motor system outperforms the single-motor system in overall efficiency, with an average improvement of about 1.6% under the same

number of gears; both systems exhibit notable cost- effectiveness at two- speed and four-speed configurations.
Keywords: heavy-duty commercial vehicle, dual-motor drive multi-speed transmission, parameter optimization, optimal efficiency curve, clustering algorithm

1 引言

随着全球能源危机和环境问题的日益严峻，电动汽车作为清洁交通工具的代表，已成为汽车产业发展的重要方向。然而，电动汽车在实际运行过程中面临着复杂多变的工况和场景挑战，包括城市拥堵、高速巡航、山路爬坡等多种工况条件。这些复杂工况对电动汽车的动力性、经济性和可靠性提出了更高要求。Lu 等人[1]对比分析了单双电机多档电驱动系统，发现双电机多档系统具有更好的经济性和动力性。目前，多档位变速箱和双电机驱动系统被认为是应对复杂工况的最优选择，能够有效提升车辆在不同工况下的性能表现。

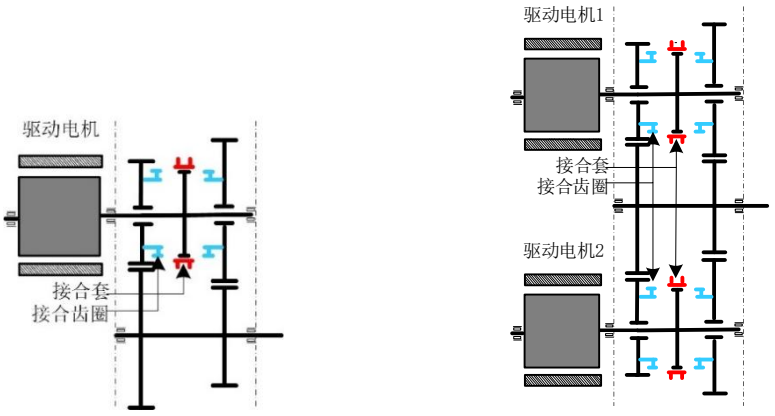
近年来，国内外学者对电动汽车多档位和双电机驱动系统进行了深入研究。在多档位传动系统优化方面，Kwon 等[2]考虑了可变传动效率的影响，通过多目标优化方法优化档位传动比和换挡模式，实现了比单档位传动系统 12.1%的能量效率提升和 10.7%的动态性能提升。Park 等[3]基于动态惯性效率的多档位传动系统优化研究，考虑了换挡引起的等效惯性变化，通过 ANN 多目标优化方法，实现了经济性能 2.7%-7.8%和动态性能 2.8%-3.0%的显著提升。

在双电机系统优化方面，Wang 等[4]基于驱动循环设计了一种双电机四驱系统的配置方案，通过在后轴设置双档位传动，在 WLTC 和 UDDS 工况下分别实现了 9.13%和 11.04%的能耗降低。Lin 等[5]基于遗传-帕累托算法提出了双电机耦合推进系统的功率分配策略，综合考虑了能量效率和乘坐舒适性。Nguyen 等[6]采用自适应网络模糊推理系统（ANFIS）优化双电机电动汽车的转矩分配，实现了比规则控制方法 3.4%的效率提升。Nguyen 等[7]针对双电机四驱电动汽车提出了基于模型的续航扩展控制策略，通过优化驱动力分配比例和电机电流实现输入功率最小化，有效降低了能量消耗。Do 等[8]采用灰狼优化算法提出了一种双电机转矩分配策略，显著降低了功率损失 12.7%-15.3%。Khaldi 等[9]通过优化单电机和双电机设计，比较了不同动力系统配置的效率，发现双电机配置可提供超过 11.5%的效率增益。

上述研究多聚焦于控制策略或单一部件优化，较少考虑电机参数与变速器速比的协同优化。本文针对重型商用车，提出融合电机最优效率曲线与 K-means 聚类的参数优化方法，在满足动力性约束下，系统优化电机峰值转矩、额定转速及多档速比，实现电机参数和变速器参数协同匹配。

2 机械结构

本文单/双电机多档变速器如图 1 所示，驱动电机转子与机械变速器输入轴直接相连，取消了离合器。驱动电机的引入，可以利用驱动电机主动同步实现接合套与接合齿圈“齿尖正对齿槽”，可以取消接合套与接合齿圈之间的同步器，所以该系统为无离合器、无同步器电驱动机械变速器系统。双电机多档变速器系统采用双输入轴的形式，此种结构的优势在于两个电机的传动比相互独立，可组合的模式更多。



（a）单电机机械变速器系统机械结构　　（b） 双电机机械变速器系统机械结构

图 1　单/双电机机械变速器系统机械结构

3 系统建模

系统模型采用后向仿真，如 2 所示。利用后向仿真模型计算整车经济性。根据车辆工况序列可以获取速度序列以及加速度序列。通过车辆纵向动力学模型，获取车辆需求功率、转矩以及转速。通过变速器档位切换可以调节驱动电机的工作点，从而改善驱动电机工作效率。

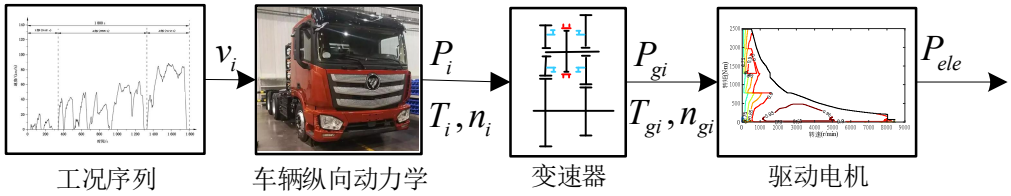


图 2　整车后向仿真逻辑框图

驱动车辆需要克服车辆滚动阻力，风阻以及加速阻力，所以车辆需求功率可表达为：

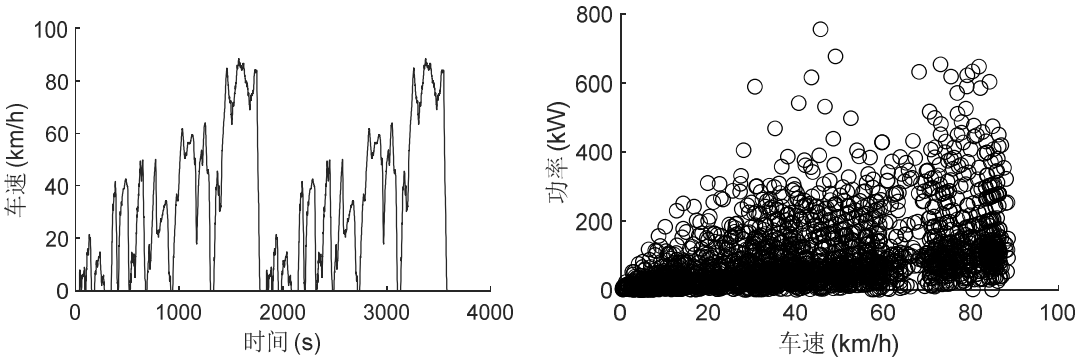
$$P_i = \frac{v_i}{3600}\left(mgf + \frac{C_D A v_i^2}{21.15} + \frac{m}{3.6}\frac{v_{i+1} - v_{i-1}}{2}\right) \tag{1}$$

式中P_i 是车辆需求功率，单位：kW，m是车辆质量，单位：kg，v_i是车辆速度，单位：km/h， C_D为风阻系数， A为车辆迎风面积，单位：m^2。

驱动电机需要优化的参数为峰值转矩和额定转速。变速器需要优化的参数为各个档位传动比。为改善车辆经济性以及方便比较，优化目标为电耗：

$$J = \frac{1}{3600}\left(\sum_{i=0}^{N} P_{ele\_i}\right) \tag{2}$$

式中J代表电耗，单位：kW·h，是单/双电机多档系统的优化指标，选用的工况为重型商用车空满载来回各一趟的功率需求，如图 3 所示。



（a）车速序列　　（b）功率分布

图 3　工况点分布图

参数优化过程中需要满足表格 1 中的动力性指标，以及中国重型商用车测试工况 CHTC-HT 的功率要求。

表 1　动力性参数

动力性指标	最大爬坡度	最高车速
参数值	35%@20km/h	89km/h

4 参数优化方法

本文采用融合最优效率曲线和聚类的方法进行电机和多档速比参数优化，如图 4 所示。

第一阶段：电机参数优化。假设多档变速器为可以达到任意速比的理想 CVT 构型，在给定电机峰值转矩与额定转速范围内，基于电机最优效率曲线（图 5）计算每个参数组合在循环工况下的综合效率。选取综合效率最高的参数组合作为最优电机方案。

第二阶段：速比聚类与档位确定。在最优电机参数下，记录每个工况点所需的 CVT 速比序列。采用 K-means 算法将速比序列聚类为 2~6 类，得到聚类中心作为候选传动比。同时，根据最大爬坡度（35%@20 km/h）和最高车速（≥89 km/h）计算满足动力性所需的极限传动比，并考虑相邻传动比比值介于 2~3 之间的工程约束。综合聚类中心与动力性边界，筛选出各档位数下的最佳速比组合。

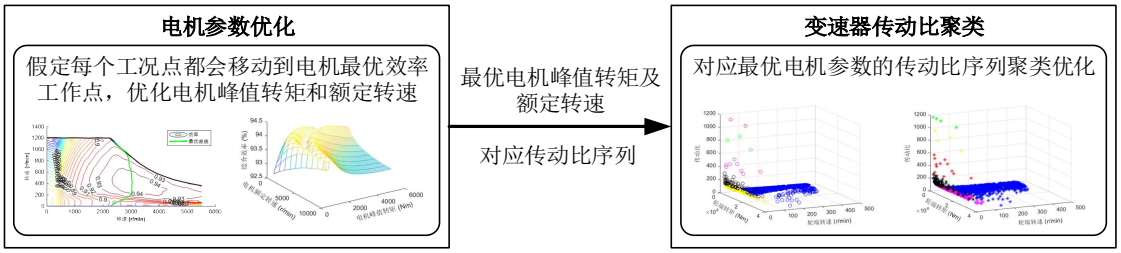


图 4　电机与多档传动比参数优化思路

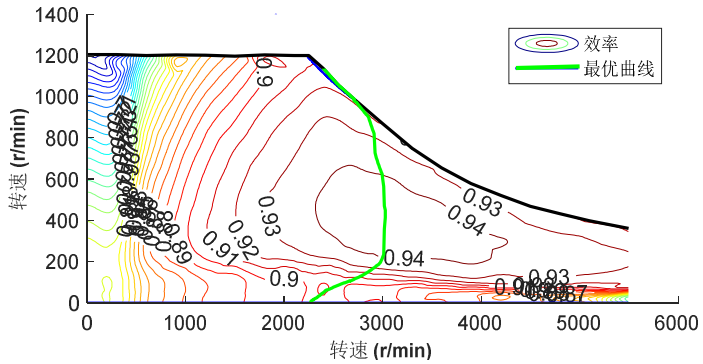


图 5　电机最优效率曲线

5 结果与讨论

5.1 单电机多档变速器参数优化结果分析

图 6 展示了单电机综合效率随峰值转矩与额定转速的变化关系。如图 6 所示，为电机参数与综合效率之间的关系图，可以看出综合效率与电机额定转速和峰值转矩呈现凸的特性。当电机功率越接近车辆最大功率需求时，综合效率越高。最优参数出现在电机功率接近车辆最大需求功率附近。

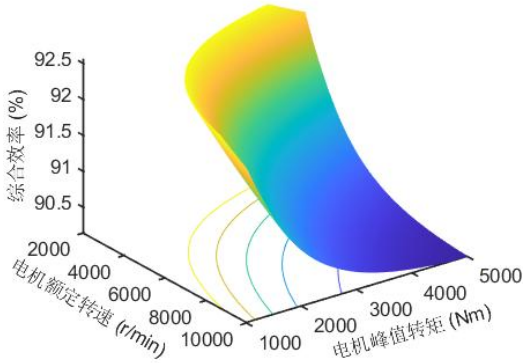
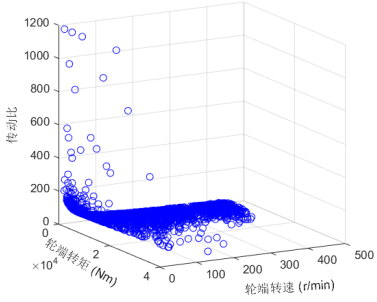
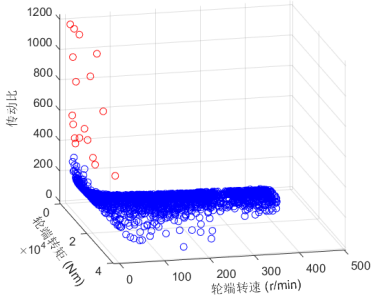


图 6　电机最优参数及综合效率

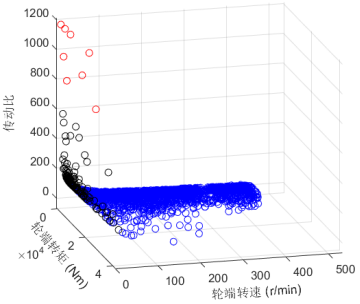
得到最优电机参数后，根据对应电机最优参数的传动比，利用 K-means 算法聚类。单电机多档系统传动比分布如图（a）所示，可以看出传动比随轮端转速变化明显，随轮端转矩变化并不明显。利用 K-means 算法分别将传动比序列聚 2-6 类，并记录聚类中心，聚类结果如图 7 所示。



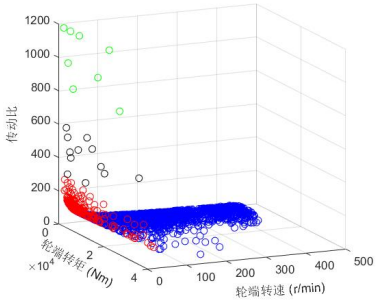
（a）传动比分布



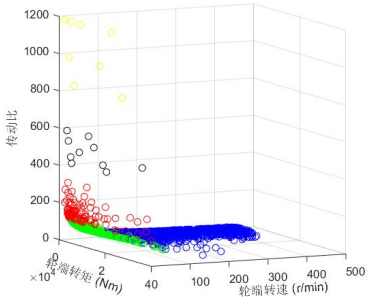
（b）传动比聚 2 类结果



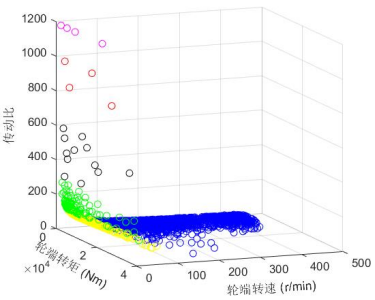
（c）传动比聚 3 类结果



（d）传动比聚 4 类结果



（e）传动比聚 5 类结果



（f）传动比聚 6 类结果

图 7　单电机多档传动比聚类结果

为进一步得到最优电机参数下的传动比，综合考虑以下因素：

（1）最优效率曲线工况下满足最大爬坡度的传动比以及满足最高车速的传动比；

（2）满足动力性指标情况下最大爬坡度的传动比，满足最高车速的传动比；

将以上约束条件的传动比和聚类中心排序，在满足（2）以及相邻传动比比值在 2 至 3 之间的约束下，选择不同档位数下最适合的传动比。最终得到的综合效率如图 7 所示。可以看出单电机多档变速器系统在两档和三档变化幅度较大，随后缓慢变化。另一方面考虑到通常一个换档电机对应两

个档位，所以两个档位和四个档位为较优选择。若想结构简单，则选两个档位；若想效率较优，则选择四个档位。

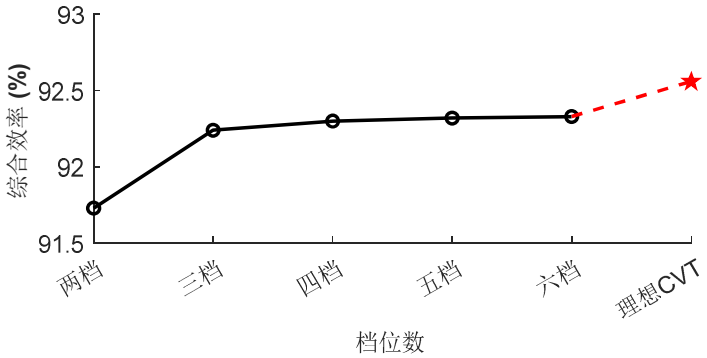


图 8　单电机多档变速器系统综合效率

5.2 双电机多档变速器参数优化结果分析

如图 9 所示，为双电机参数与综合效率之间的关系图，可以看出综合效率与电机额定转速和峰值转矩呈现双峰的特性。图中的双峰恰好对应两个电机的最优参数。且效率最低点位于单电机工作模式区域，证明合理参数下双电机系统效率必然优于单电机系统。

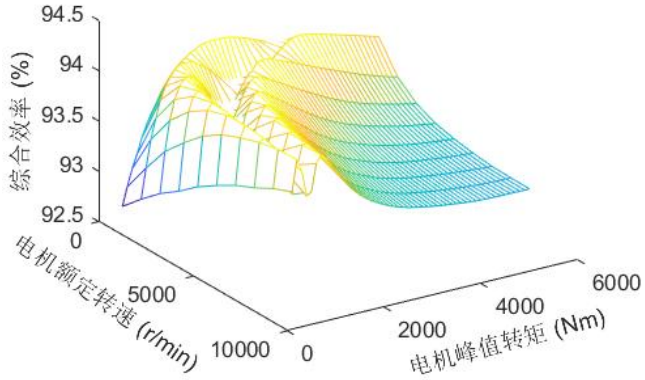
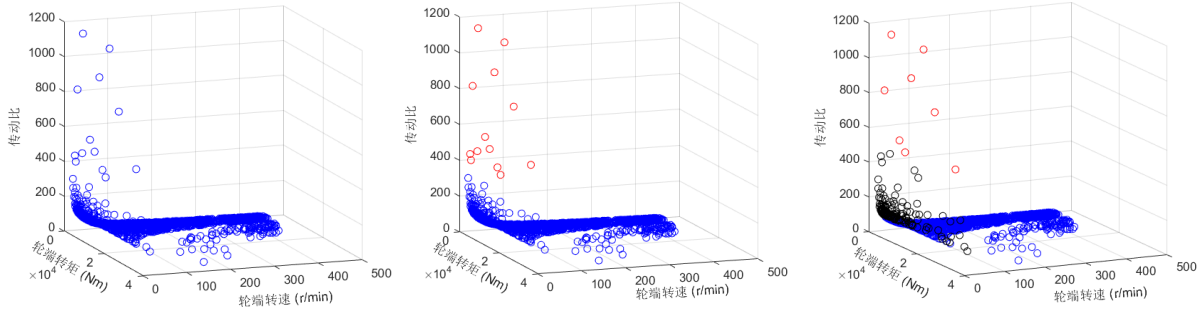
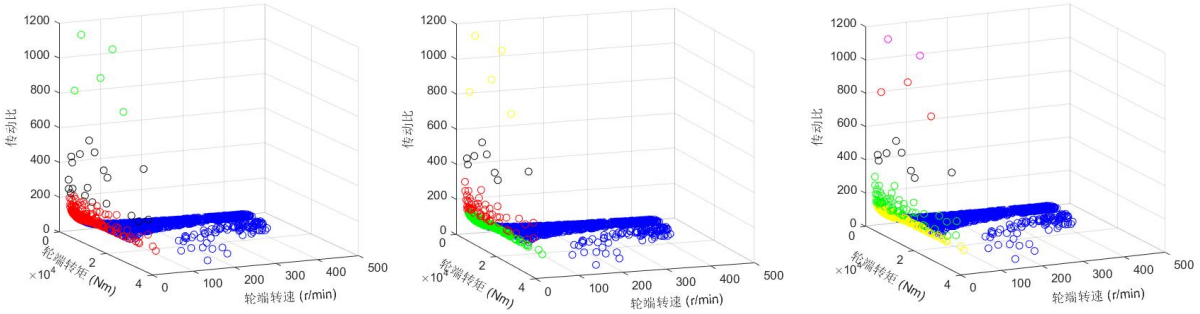


图 9　电机最优参数及综合效率

同样地，得到最优电机参数后，根据对应电机最优参数的传动比，利用 K-means 算法聚类。双电机多档系统对应电机 1 和电机 2 的传动比分布如图 10 和 11 所示.同样可以看出传动比随轮端转速变化明显，随轮端转矩变化并不明显。利用 K-means 算法分别将传动比序列聚 2-6 类，并记录聚类中心，聚类结果如图 10 和 11 所示。

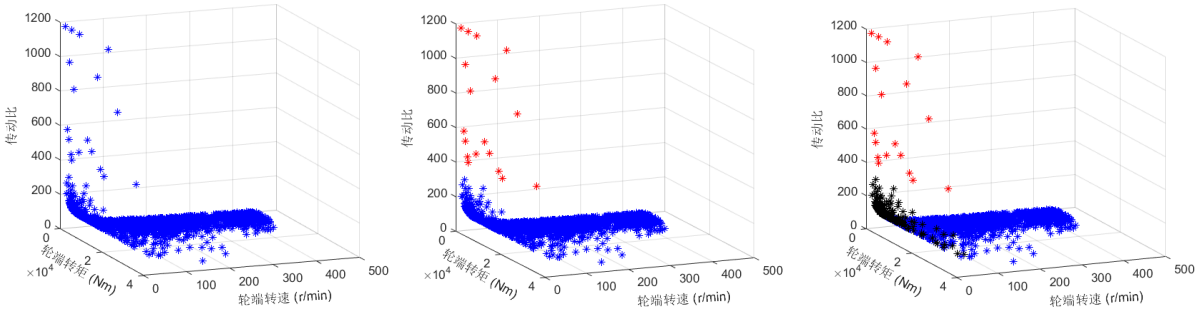


（a）传动比分布　　（b）传动比聚 2 类结果　　（c）传动比聚 3 类结果

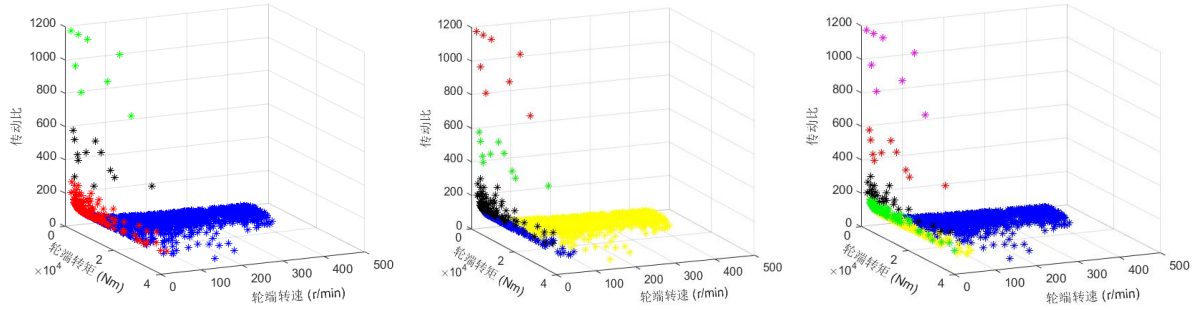


（d）传动比聚 4 类结果　　（e）传动比聚 5 类结果　　（f）传动比聚 6 类结果

图 10　双电机中电机 1 对应传动比聚类结果



（a）传动比分布　　（b）传动比聚 2 类结果　　（c）传动比聚 3 类结果



（d）传动比聚 4 类结果　　（e）传动比聚 5 类结果　　（f）传动比聚 6 类结果

图 11　双电机中电机 2 对应传动比聚类结果

同样地，为进一步得到最优电机参数下的传动比，综合考虑以下因素：

（1）最优效率曲线工况下满足最大爬坡度的传动比以及满足最高车速的传动比；

（2）满足动力性指标情况下最大爬坡度的传动比，满足最高车速的传动比；

在本文中假设两个电机对应档位数和速比一样。将以上约束条件的传动比和聚类中心排序，在满足（2）以及相邻传动比比值在 2 至 3 之间的约束下，选择不同档位数下最适合的传动比。最终得到的综合效率如图 12 所示。同样可以看出双电机多档变速器系统在两档和三档变化幅度较大，随后缓慢变化。另一方面考虑到通常一个换档电机对应两个档位，所以两个档位和四个档位为较优选择。若想结构简单，则选两个档位；若想效率较优，则选择四个档位。

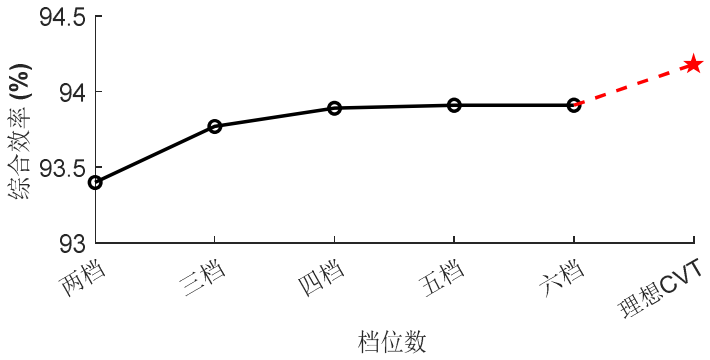


图 12　双电机多档系统综合效率

5.3 单/双电机多档变速器参数结果对比分析

进一步对比分析单/双电机多档系统的综合效率，如图 13 所示。可以看出双电机多档系统较单电机多档系统综合效率高，且相同档位数下综合效率平均提高 1.6%，验证了双电机构型在重型商用车工况下的优势。

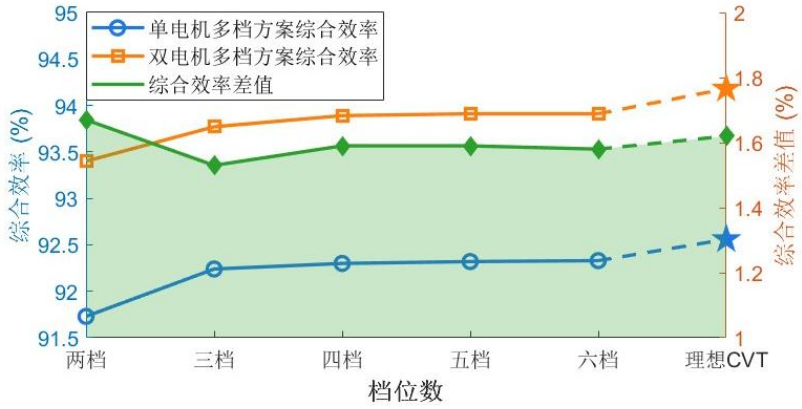


图 13　单/双电机多档系统综合效率对比

6 结论

本文提出的融合最优效率曲线与 K-means 聚类的方法，可有效实现重型商用车电机参数与多档速比的协同优化；双电机多档系统效率始终高于单电机系统，相同档位数下平均提升 1.6%，表明双电机构型在复杂工况下具有显著能效优势；单/双电机系统均呈现两档至三档效率跃升明显、三档后增益放缓的规律；工程上推荐两档（结构简单）或四档（效率较优）作为折中方案。

致谢

本项目受重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室开放课题（SKLMT-MSKFKT-202403），国家自然科学基金（Grant No.52302456 and　Grant No.52272372）支持，特此感谢。

参考文献：

[1] Lu, Z.; Tian, G.; Li, R.; et al. A Comparative Study on Performance Between Single-motor and Dual-motor Electric-Drive Mechanical Transmission. Automotive Engineering, 2023

[2] Kwon K, Junhyeong J, Seungjae M. Multi-objective Gear Ratio and Shifting Pattern Optimization of Multi-Speed Transmissions for Electric Vehicles Considering Variable Transmission Efficiency. Energy, 2021.

[3] Park K, Sang-Kil L, Kihan K. Multi-Speed Transmission Optimization of Electric Vehicles Based on Shifting Pattern

Considering Dynamic Inertia Efficiency. IEEE Access, 2023.

[4] Wang J, Zhang C, Guo D, et al. Drive-Cycle-Based Configuration Design and Energy Efficiency Analysis of Dual-Motor 4WD System with Two-Speed Transmission for Electric Vehicles. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2024.

[5] Lin X, Wei S, Wu J. The Tradeoff Power Distribution Strategy Based on the Genetic-Pareto Algorithm for a Dual-Motor Coupling-Propulsion Electric Vehicle. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2022.

[6] Nguyen C T P, Bao-Huy N, Trovao J P F, et al. Torque Distribution Optimization for a Dual-Motor Electric Vehicle Using Adaptive Network-Based Fuzzy Inference System. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2023.

[7] Do T T, Nguyen A-T, Trovao J P F, et al. A Basic Study on Modelling and Range-Extension Control for Dual IM-PMSM Electric Vehicles. 2024 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, 2024.

[8] Do T T. Coordinated Torque Distribution and Energy Management in Dual-Motor Electric Vehicle Powertrains with Induction and Permanent Magnet Synchronous Motors. International Journal of Automotive Science and Technology, 2026.

[9] Khaldi A, Guilbault R. An Optimization Strategy Applied to Identify the Optimal Powertrain Configurations for Efficient Electric Vehicles. International Journal of Automotive Technology, 2025.

基于轮胎附着特性的车辆稳定域动态描述方法

叶宇飞，潘迪，刘文平，韩勇，刘慧

厦门理工学院 机械与汽车工程学院，厦门 361024

摘　要：针对极限工况下传统相平面固定边界存在描述不准确的问题，本文提出一种基于轮胎非线性附着特性的车辆稳定域动态描述方法。首先，基于车辆非线性二自由度模型与魔术轮胎模型，获得质心侧偏角-质心侧偏角速度相平面；其次，考虑轮胎非线性附着极限与系统不平衡点特性，提出一种新的相平面划分方法，建立了动态边界数据库，并在此基础上基于驾驶平顺性设计了控制器介入策略；最后，基于 Carsim 与 Simulink 联合仿真平台，在双移线工况的低附着路面上对所提方法进行了验证。结果表明，相较于传统双线法，所提出的方法能够降低 45.91%的车辆横摆角速度峰值和 66.67%的车辆质心侧偏角峰值，且改进方法的评估指标比菱形法提升超过 50%，有效改善稳定域描述不准确的问题。

关键词：相平面；轮胎非线性特性；动态稳定域；魔术轮胎模型

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Dynamic Description of Vehicle Stability Region based on Tire Adhesion Characteristics

YE Yufei, PAN Di, LIU Wenping, HAN Yong, LIU Hui

School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China

Abstract: To address the issues of inaccurate descriptions caused by fixed boundaries in traditional phase planes under extreme driving conditions, this paper proposed a dynamic method for describing the vehicle stability region based on the nonlinear adhesion characteristics of tires. First, a phase plane of the sideslip angle and sideslip angle rate was obtained based on a nonlinear 2-DOF vehicle model and the Magic Formula tire model. Second, considering the nonlinear adhesion limits of the tires and the characteristics of the system's unstable equilibrium points, a novel phase plane division method was proposed, and a dynamic boundary database was established. Based on this, a controller intervention strategy is designed considering ride comfort. Finally, using the CarSim and Simulink co-simulation platform, the proposed method was validated on a low-adhesion road under a sine-with-dwell maneuver. The results indicated that, compared to the traditional double-line method, the proposed method can reduce the peak vehicle yaw rate by 45.91% and the peak sideslip angle of the vehicle’s center of mass by 66.67%. Moreover, the accuracy of the improved method is enhanced by more than 50% compared with the rhombus method, effectively addressing the problem of inaccurate stability region description.

Keywords: Phase Plane Method; Tire Nonlinear Characteristics; Dynamic stability region; Magic Formula tire

随着电动化和智能化技术的飞速发展，汽车的行驶安全性愈发受到人们关注。车辆稳定性的判断是车辆行驶安全研究中的重要内容，其描述精度直接影响控制系统的介入时机与控制效果。轮胎-

路面间的非线性附着特性，是极限工况下稳定域分析的核心难点，也是传统线性判据失效的主要原因[1]。

现有稳定域求解方法主要有三类，包括基于李雅普诺夫稳定性第二定理[2]的方法、SOS（sum-of-squares）法[3]和相平面法[4]。李雅普诺夫法理论严谨，但强非线性系统下构造难度大，工程应用受限；SOS 法可得到具有保守性的稳定域，但计算复杂度随系统阶数急剧上升，难以满足车载实时性要求；而相平面法能以直观的几何边界表征稳定范围，物理意义清晰、计算成本低，是当前工程化应用的主流方案。

相平面法主要包括双线法、椭圆法和菱形法[5]。双线法一般采用两条斜率相同的直线对相平面进行划分，简单高效而得到广泛应用，但其划分时会将上下不稳定的区域包含在内，在极端工况下可能会出现“误判”情况[6]。椭圆法是采用椭圆来描述相平面稳定域，因椭圆公式复杂且划分出的稳定域较为保守，并没有被广泛使用[7]。菱形法采用四边形来描述相平面稳定域，其四个顶点为相平面的鞍点，但同样划分的稳定域较为保守[8]。

针对传统相平面法的精度缺陷，国内外学者从多个方向对其进行了改进。Chen 等[7]针对椭圆法公式复杂的问题，通过拟合边界参数与工况的函数关系得到稳定域边界，但参数完全依赖离线标定，难以适配路况突变。Teng 等[9]基于相平面划分多级控制区域，但未考虑车速、轮胎非线性以及前轮转角的耦合影响，工程适用范围有限。周猛[10]和于树友[11]等引入非线性分叉理论与 Koopman 算子的平衡点与漂移状态解析方法，但该类方法存在高阶非线性方程实时求解困难的问题。此外，研究人员也结合深度学习和神经网络开展了研究。贾长旺等[12]采用蚁群算法在线搜索稳定域特征点，提升了边界精度，但启发式算法的计算耗时过长，难以适应快速突变的工况。同时为实现边界对复杂环境的自适应，赵治国[13]和寇发荣[14]等通过神经网络构建自适应稳定域，拟合精度提升显著，但黑盒特性与算力开销限制了其在车规级系统中的应用。

综上，现有研究多围绕单一失稳模态优化边界划分方法，未能同时考虑系统动力学与轮胎附着极限两者耦合的失稳形式。针对上述问题，在前人研究的基础上，本文提出一种基于轮胎附着特性的车辆稳定域动态描述方法。首先基于车辆模型与轮胎模型获得相平面；其次，考虑轮胎的附着特性与系统不平衡点特性，提出新的相平面车辆稳定域划分方法，并建立不同车辆行驶工况的动态边界数据库。最后，基于 Carsim 与 Simulink 联合仿真平台对所提改进方法进行了有效性验证，为构建实车极限工况下的车辆稳定域描述提供了重要的理论支撑。

1 车辆动力学及轮胎模型

1.1 动力学模型

本文采用车辆二自由度动力学模型作为理想状态参考模型[15,16]，聚焦横向与横摆两个核心自由度，模型如图 1 所示。该模型假设车辆纵向速度恒定，忽略侧倾、俯仰及悬架系统的影响。

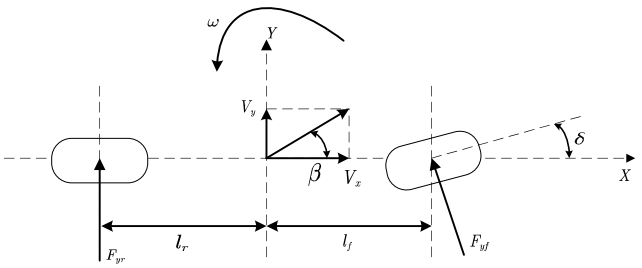


图 18　车辆二自由度动力学模型

车辆微分方程可表示为：

$$mV_x(\dot{\beta}+\omega)=F_{yf}+F_{yr} \tag{1}$$

$$I_z\dot{\omega}=l_fF_{yf}-l_rF_{yr} \tag{2}$$

式中，m为整车质量，I_z为车辆横摆转动惯量，l_f，l_r分别为质心到前后轴的距离，β为质心侧偏

角，ω为横摆角速度。在小侧偏角假设下，轮胎侧向力F_{yf}和F_{yr}可近似为侧偏刚度与侧偏角的线性乘积。

车辆轮胎侧偏角可用α_f和α_r表示，其计算公式为：

$$\begin{cases} \alpha_f = \dfrac{V_y + \omega \times l_f}{V_x} - \delta \\ \alpha_r = \dfrac{V_y - \omega \times l_r}{V_x} \end{cases} \tag{3}$$

式中，δ为前轮转角，V_x，V_y分别为车辆的纵、横向速度。

1.2 魔术轮胎模型

极限工况下轮胎侧偏角大，侧向力呈现强非线性，一般的线性侧偏刚度轮胎模型不再适用。Pacejka 非线性魔术轮胎模型[17]通过描述轮胎侧向力学特性，可以高精度拟合纯侧偏工况下的非线性受力，是车辆动力学领域的通用高精度模型。为更准确地描述极限工况下车辆的动态稳定域，本研究采用魔术轮胎模型，其计算公式为：

$$F_y = D\sin\{C\arctan[B\alpha - E(Bx - \arctan(B\alpha))]\} + S_v \tag{4}$$

式中，$x = \alpha + S_h$，α为轮胎侧偏角，S_h为水平偏移；B为刚度因子；C为形状因子；D为峰值因子；E为曲率因子；S_v为垂直偏移。各参数的计算公式如下：

$$B = a_1 \times \sin\left(2\arctan\left(\frac{F_z}{a_2}\right)\right) \times \frac{1 - a_3 \times \gamma}{C \times D} \tag{5}$$

$$C = a_4 \tag{6}$$

$$D = a_5 \times F_z^2 + a_6 \times F_z \tag{7}$$

$$E = a_7 \times F_z + a_8 \tag{8}$$

$$S_h = a_9 \times F_z + a_{10} + a_{11} \times \gamma \tag{9}$$

$$S_v = a_{12} \times F_z \times \gamma + a_{13} \times F_z + a_{14} \tag{10}$$

式中，γ为轮胎侧偏角，F_z为垂直载荷，a_1~a_{14}为拟合常数，因不考虑水平偏移和垂直偏移，因此S_h和S_v公式中的拟合系数a_9~a_{14}均定义为 0，其他系数拟合结果见表 1。

表 39　轮胎拟合系数表

参数	数值	参数	数值
a_1	1.268	a_5	0
a_2	5.61	a_6	μ
a_3	0	a_7	-0.354
a_4	1.3	a_8	0.707

2 车辆稳定性描述方法

车辆在极限工况下的失稳主要表现为两种模态，一种是系统动力学发散导致的质心侧偏角持续增大，一种是轮胎侧向力突破路面附着极限导致的侧滑。传统相平面法多以单一模态为划分依据，无法同时覆盖两种失稳模式。

本章基于双失稳模态的物理本质，构建联合的稳定域描述方法。基于系统鞍点特性，采用改进双线法确定稳定域的左右边界；同时基于轮胎非线性附着特性，推导考虑路面附着极限的质心侧偏角速度与质心侧偏角公式，得到相平面稳定域上下边界；最后将这两类边界耦合形成封闭稳定域，实现对两种失稳模式的同时判别。

2.1 基于改进双线法的稳定域左右边界

传统双线法是一种简单高效的车辆稳定域判定方法，其通过在相平面画 2 条左右斜率相同的直线来构建车辆稳定域边界。然而文献[18]指出，在极限车速下，基于双线法的$\beta - \dot{\beta}$相平面稳定边界左右斜率并不相同，且边界倾斜程度随车速、路面附着系数和前轮转角发生变化。

为此，本文参考文献[18]提出的改进双线法来构建车辆稳定域左右边界，其边界方程为：

$$\begin{cases}\dot{\beta} = k_l(\beta - \beta_l)\\ \dot{\beta} = k_r(\beta - \beta_r)\end{cases} \tag{11}$$

其中，k_l，k_r为左右边界的斜率，β_l，β_r为左右边界的截距。

2.2 基于轮胎附着极限的稳定域上下边界

轮胎附着极限是指轮胎与路面之间能够产生的最大摩擦力，当轮胎受到的外力超过了这个极限，轮胎与路面之间的相对静摩擦就会转变为宏观的完全滑动，车辆表现为打滑、不足转向或甩尾[19]。为更精准地描述极限工况下车辆的稳定域边界，本文引入轮胎附着极限对相平面稳定域上下边界进行划分。具体而言，

由式（1）整理得质心侧偏角速度表达式：

$$\dot{\beta} = \frac{F_{yf} + F_{yr}}{mV_x} - \omega \tag{12}$$

对于魔术轮胎模型，前后轮胎的非线性侧向力可表示为

$$\begin{cases}F_{yf} = f_f(\alpha_f,\ \mu)\\ F_{yr} = f_r(\alpha_r,\ \mu)\end{cases} \tag{13}$$

其中μ为路面附着系数。将式（3）、式（13）代入式（12）中得

$$\dot{\beta} = \frac{f_f\left(\beta + \frac{l_f\omega}{V_x} - \delta,\ \mu\right) + f_r\left(\beta - \frac{l_r\omega}{V_x},\ \mu\right)}{mV_x} - \omega \tag{14}$$

考虑到车辆在特定路面附着系数下行驶时，其侧向加速度受限于路面能够提供的最大摩擦力[20]，即

$$|a_y| \le \mu g \tag{15}$$

当车辆处于极限工况时，质心侧偏角变化率趋于零，即$\dot{\beta} \approx 0$。此时，侧向加速度全部由向心加速度提供，即

$$a_y \approx V_x\omega \tag{16}$$

因此，车辆在极限工况下的最大横摆角速度极限ω_{lim}为：

$$|V_x\omega| \le \mu g \tag{17}$$

$$\omega_{lim} = \pm\frac{\mu g}{V_x} \tag{18}$$

最后，将式（18）代入式（14）中，可得到最终的质心侧偏角速度与路面附着系数、车速、前轮转角以及质心侧偏角有关的非线性函数，表达式如下：

$$\dot{\beta} = \frac{f_f\left(\beta + \frac{l_f\omega}{V_x} - \delta,\ \mu\right) + f_r\left(\beta - \frac{l_r\omega}{V_x},\ \mu\right)}{mV_x} \pm \frac{\mu g}{V_x} \tag{19}$$

根据式（19）可以将满足轮胎附着极限约束的状态轨迹线画在$\beta - \dot{\beta}$相平面图中（如图 2 所示），两条蓝色曲线分别对应正、负侧向力方向的附着极限，曲线包围的区域则为满足附着极限的稳定区域。

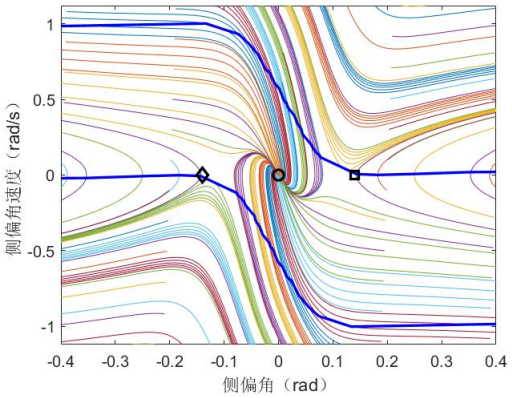


图 2　基于轮胎附着极限的稳定域上下边界

2.3 联合稳定性描述方法

2.3.1 联合稳定域机理

根据 2.1、2.2 中建立的车辆稳定域边界划分方法，将两种边界联合，结果如下图 3 所示，可以发现，两种边界分别对应不同失稳机理，几何空间上相互约束。左右边界反映车辆自身动力学稳定极限，上下边界反映轮胎与路面交互力极限。在低附着路面下，由于轮胎侧滑导致上下边界先触发；而在高附着高车速下，系统发散导致左右边界先触发。

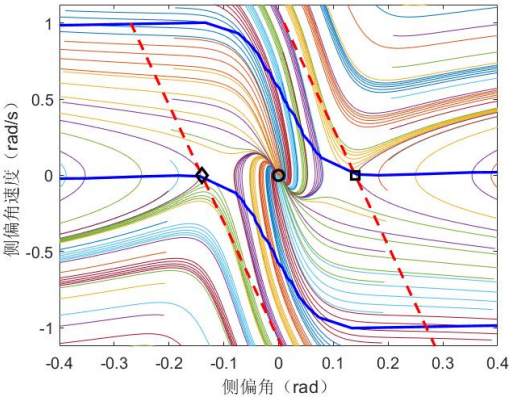


图 3　改进相平面稳定域划分示意图

2.3.2 边界参数化解析建模

联合边界并不能直接应用于控制器，且非线性边界的实时求解需反复迭代轮胎力，难以满足工程落地的快速响应要求。因此，本文通过考虑路面附着系数、车辆行驶速度和前轮转角，建立了离线的车辆稳定性 MAP 库，如图 4 所示。其中路面附着系数的取值范围为 0.1~1.0，取值间隔 0.1；车速的取值范围为 60-120km/h，取值间隔 10km/h；前轮转角的取值范围为-10°-10°，取值间隔 2°。

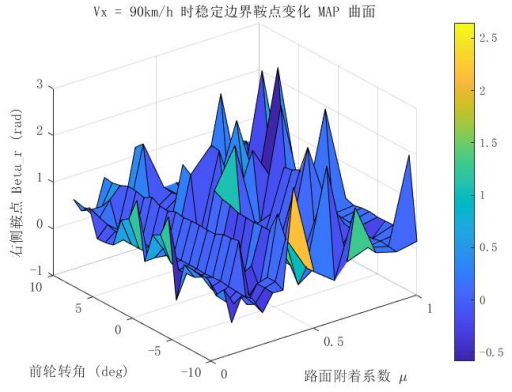


图 4　改进方法边界 MAP 图

3 稳定性介入设计

常规的控制以固定阈值划分稳定域与失稳区，控制力矩在阈值点存在阶跃突变，易引发车身晃动，降低驾驶平顺性。针对该问题，本文设计了一种平滑的车辆控制器稳定性介入策略，以状态点到边界的距离为指标，实现控制的平滑介入。具体而言，

由式（11）整理可得到车辆稳定域左右边界的质心侧偏角最大值β_{ll}和β_{lr}：

$$\begin{cases} \beta_{ll} = \dfrac{\dot{\beta}}{k_l} + \beta_l \\ \beta_{lr} = \dfrac{\dot{\beta}}{k_r} + \beta_r \end{cases} \tag{20}$$

基于建立的 MAP 库，可以获得不同工况下车辆质心侧偏角和横摆角速度的稳定极限值。随后，利用车辆实时状态信息确定当前车辆状态点在$\beta - \dot{\beta}$相平面中的位置，并与稳定边界进行比较。为避免车辆状态接近稳定边界时控制器发生突变介入，本文引入安全裕度[21]，在稳定域与失稳域之间设置缓冲区域。当车辆状态位于稳定域内部时，控制系统不介入；当车辆状态进入缓冲区域时，控制器按照预设权重逐渐增加控制强度；当车辆状态达到稳定极限时，稳定性控制器完全介入，输出附加横摆力矩，并通过差动制动实现车辆稳定性恢复。

定义车辆安全裕度指标 S 为：

$$S = max\left(\frac{|\beta|}{\beta_b},\ \frac{|\omega|}{\omega_b}\right) \tag{21}$$

其中$\beta_b = \begin{cases} \beta_{ll},\ \beta \geq 0 \\ |\beta_{lr}|,\ \beta < 0 \end{cases}$，$\omega_b = \begin{cases} \omega_l,\ \omega \geq 0 \\ |\omega_r|,\ \omega < 0 \end{cases}$，当$S < 0.8$ 时，车辆处于稳定状态，控制器不输出附加控制量；当 $0.8 \leq S < 1$，车辆进入缓冲区域，控制器按照比例逐渐增加附加横摆力矩；当$S \geq 1$ 时，认为车辆达到稳定极限，控制器完全介入。

4 仿真分析与结果

4.1 稳定域验证

本文采用 Carsim 与 Simulink 联合仿真平台对所提出的车辆稳定域划分方法及稳定性介入设计进行验证。仿真工况为国际标准 ISO 3888-2:2002 双移线工况[22]，道路总长 148.7m，宽度为 3.5m。参数选取典型极限工况，车速为 80km/h，路面附着系数为 0.5，车辆参数如表 2 所示。

表 40　车辆参数

参数	符号	取值	参数	符号	取值
整车质量	m	1270 Kg	横摆转动惯量	I_z	1536.7 Kg·m^2
质心到前轴距离	l_f	1.015 m	前轮侧偏刚度	C_f	-112600 N/rad
质心到后轴距离	l_r	1.895 m	后轮侧偏刚度	C_r	-135000 N/rad

仿真设置两组对照组，有控制和无控制。有控制组为只有稳定性控制模块识别到车辆处于缓冲区域和失稳区域时才逐步介入控制，当车辆处于稳定区域时不会进行干预。两组仿真结果如下图 5 所示。

图 5（a）为两组控制的车辆轨迹对比，可以发现二者都能较好地贴合实际运行轨迹。图 5（b）和图 5（c）分别为车辆横摆角速度与质心侧偏角的变化曲线，其中红色圆圈代表控制介入的时刻，峰值数据如表 3 所示。对比曲线走势与峰值结果可以发现，控制组相较于无控制，其横摆角速度与质心侧偏角峰值均较小且曲线更平滑，说明有控制的实验组车辆能够保持较好的车身姿态通过工况。

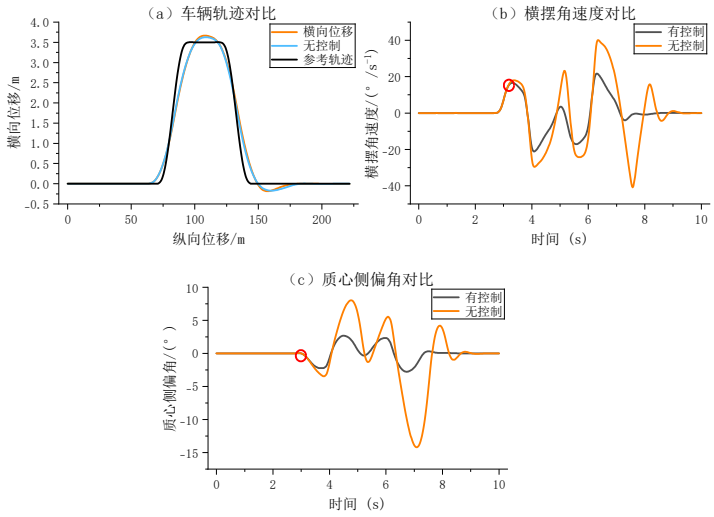


图 5　双移线工况仿真结果

表 3　仿真参数对比

组别	有控制	无控制
横摆角速度峰值/(°·s^{-1})	21.69	40.10
质心侧偏角峰值/(°)	2.67	8.01

4.2 稳定域划分对比

本节进一步对本文所提改进方法的稳定性和划分效果进行了对比验证。由于车速越高，车辆稳定性区域越小，为更直观展示相平面划分方法的性能，本文选取车速 70km/h、路面附着系数 0.5、前轮转角 0 rad-0.03 rad 的仿真工况，并加入双线法和菱形法进行了对比验证。

图 6 为三种相平面发的车辆稳定域划分对比结果。可以看到，双线法为左右黑色虚线包裹的区域，存在划分不准确的问题，将突破轮胎附着极限的不稳定区域包含在内。菱形法为粉红色虚线包裹的区域，划分过于保守，只将平衡点附近的区域包含在内。而本文提出的改进方法增加了上下轮胎附着极限的限制，同时左右边界更加贴合相图轨迹变化趋势，能够较好的描述真实的车辆稳定域。

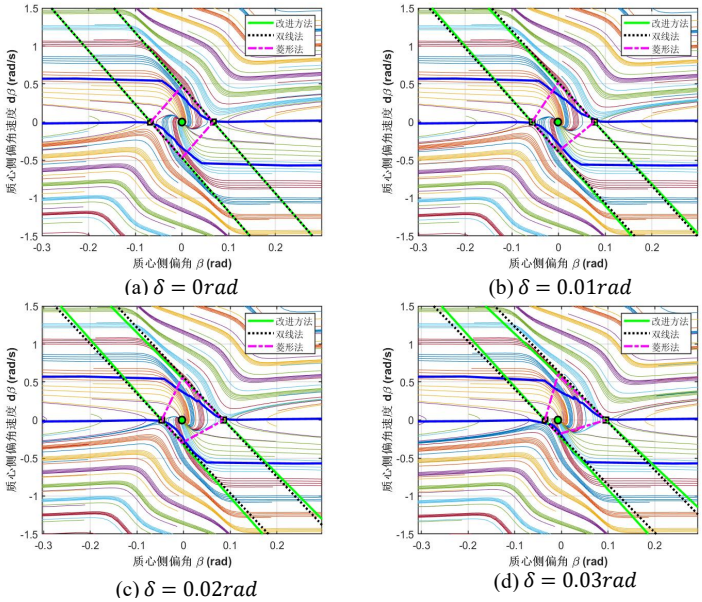


图 6　车辆稳定域划分性能对比

为量化不同稳定域划分方法的划分效果，本文将不同方法划分得到的稳定域与真实的相同稳定域之间的比值[12]作为量化标准，即

$$R = \frac{S_r}{S_t} \tag{22}$$

式中，S_r为不同稳定域划分方法在左右质心侧偏角$\beta \in [-0.15,0.15]rad$内划分的稳定域面积，$S_t$为相平面稳定域在$\beta \in [-0.15,0.15]rad$的面积。其中，平行线法得到的稳定域面积不包括超过下图中蓝色极限值的部分，菱形法面积为四条边内包裹的面积，所有的面积均采用近似估算得到。

由表 4 中 R 指标的对比结果可以得到，改进方法和平行线法得到的 R 指标值近似，但由于改进方法考虑了轮胎附着极限，因此更能准确描述车辆稳定域；菱形法的 R 指标值最小，平均值仅 0.2589，证明其划分方法相对保守，并不能很好的描述车辆真实的稳定状态。

表 4　R 指标对比结果

转角	改进方法	菱形法	双线法
0.00rad	0.7192	0.2815	0.7192
0.01rad	0.7271	0.2718	0.7263
0.02rad	0.7249	0.2544	0.7216
0.03rad	0.6973	0.2278	0.6969
平均值	0.7171	0.2589	0.7160

5 结论

本文提出了一种考虑轮胎附着极限的车辆稳定域划分方法，并基于 Carsim 与 Simulink 联合仿真平台对稳定域的正确性和划分效果进行了仿真验证，主要工作内容和结论如下。

（1）针对轮胎附着极限对稳定域判断的影响，本文提出了基于轮胎附着极限的车辆稳定域上下边界描述方法，并结合改进双线法构建了极限工况车辆稳定域动态描述方法；同时建立了以车速、前轮转角和路面附着系数为变量的三维 MAP 库，以便于控制器实时调用。

（2）通过引入安全裕度并设置控制缓冲区，提出了基于驾驶平顺性的控制器介入策略。双移线工况下显示，与无控制时相比，控制组的横摆角速度峰值降低 45.91%，质心侧偏角峰值降低 66.67%；而与传统相平面稳定域划分相比，改进方法的 R 指标平均值为 0.7171，明显大于菱形法的 R 指标平均值 0.2589，二者均表明本文提出方法性能更优。

参考文献：

[1] 姚鹏飞, 和柯, 王瑞红. 基于 Simulink 轮胎非线性特性对车辆转向影响分析[J/OL]. 机械设计与制造, 2025(4): 261-264.

[2] 周雪鸥. 关于李雅普诺夫第二方法中稳定性及不稳定性定理的推广[J]. 四川大学学报（自然科学版）, 1960(1): 51-61.

[3] Hu X, Chen H, Ren Q, et al. Estimation and expansion of vehicle stability region with sums of squares programming[J/OL]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2023, 28(5): 2820-2831.

[4] Wang Q, Wang Z, Wang H, et al. Coordinated control of ARS and DYC for full X-by-wire distributed drive electric vehicles based on stability domain division in extension phase plane[J/OL]. Control Engineering Practice, 2025, 162: 106344.

[5] Zhu Z, Tang X, Qin Y, et al. A survey of lateral stability criterion and control application for autonomous vehicles[J/OL]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023, 24(10):10382-10399.

[6] 赵轩, 王姝, 马建, 等. 分布式驱动电动汽车底盘集成控制技术综述[J/OL]. 中国公路学报, 2023, 36(4): 221-248.

[7] Chen W, Liang X, Wang Q, et al. Extension coordinated control of four wheel independent drive electric vehicles by

AFS and DYC[J/OL]. Control Engineering Practice, 2020, 101: 104504.
[8] 熊璐, 曲彤, 冯源, 等. 极限工况下车辆行驶的稳定性判据[J]. 机械工程学报, 2015, 51(10): 103-111.
[9] Teng F, Wang J, Jin L, et al. Cooperative control strategy of trajectory tracking and driving stability for distributed-drive vehicles under extreme conditions[J/OL]. Control Engineering Practice, 2024, 147: 105905.
[10] 周猛, 史培龙, 张子豪, 等. 基于分岔理论的半挂汽车制动稳定性控制[J/OL]. 汽车工程, 2026, 48(2): 466-477.
[11] 于树友, 张世硕, 刘泽澎, 等. 车辆自主漂移改进保代价控制[J/OL]. 控制与决策, 2025, 40(9): 2727-2738.
[12] 贾长旺, 李杰, 郑玲玲, 等. 车辆稳定域描述与求解的一种新方法[J/OL]. 汽车工程, 2025, 47(3): 460-469.
[13] 赵治国, 陈晓蓉, 梁凯冲, 等. 考虑乘坐舒适性的纯电动公交车辆稳定性控制[J]. 机械工程学报, 2023, 59(10): 250-262.
[14] 寇发荣, 常航涛, 王倩磊, 等. 基于状态估计的车辆横摆稳定性分析方法研究[J/OL]. 郑州大学学报（工学版）, 2025, 46(3): 105-110.
[15] Xu N, Yin Z, Zhang Y, et al. Extended stability envelopes and effectiveness quantification for integrated chassis control with multiple actuator configurations in the energy phase plane[J/OL]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems, 2025, 55(10): 7472-7486.
[16] 韩勇, 谢思航, 申水文, 等. 极限工况下车辆的偏航稳定性控制[J/OL]. 汽车工程, 2025, 47(12): 2387-2396.
[17] PACEJKA H B. Tire and vehicle dynamic (the third edition) [M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012.
[18] 金辉, 李世杰. 基于极限车速的车辆稳定性控制研究[J/OL]. 汽车工程, 2018, 40(1): 48-56.
[19] 郭孔辉, 丁海涛. 轮胎附着极限下差动制动对汽车横摆力矩的影响[J/OL]. 汽车工程, 2002(2): 101-104.
[20] 余卓平, 冷搏, 熊璐, 等. 双线法与横摆角速度法联合的车辆稳定性判据[J]. 同济大学学报（自然科学版）, 2015, 43(12): 1841-1849.
[21] 王珊珊, 梁军, 陈龙, 等. 基于动态稳定域的 LPV/H_∞车辆横纵向稳定协同控制[J]. 机械工程学报, 2025, 61(6): 228-237.
[22] 刘飞, 熊璐, 邓律华, 等. 基于相平面法的车辆行驶稳定性判定方法[J]. 华南理工大学学报（自然科学版）, 2014, 42(11): 63-70.

基于一维模型的分体压膨发动机膨胀缸结构参数仿真分析与优化

刘子焓[1]，苏立旺[2]，梁永森[2]，石磊[1]

（1.上海交通大学内燃机重点实验室，上海市 200240；2.北方发动机研究所，天津市 300400）

摘　要：为提升分体压膨发动机性能，本文通过构建一维仿真模型，分析膨胀缸齿高、厚度对指示功率、热效率及 IMEP 的影响并优化参数。基于 Python 开发集成燃烧、传热及流动模型的全流程一维仿真模型，通过单参数与双参数扫点仿真揭示参数影响机制，以性能提升为目标优化结构参数。结果显示，优化后指示功率达 63.32kW（提升 3.29%），指示热效率达 43.3%（提升 1.38 个百分点），IMEP 达 938.57kPa（提升 45.56%）。研究表明，该优化方案可实现发动机性能协同提升，为其工程化提供理论支撑。

关键词：分流循环；新型发动机；一维仿真；参数优化；膨胀缸

1 绪论

1.1 研究背景与意义

随着全球能源危机与环境问题日益严峻，节能减排已成为国际共识。各国相继提出“碳中和”战略目标（如《巴黎协定》），对动力系统的热效率、排放性能及能源适应性提出更高要求。正如 Zhang 等[1]在《Progress in Energy and Combustion Science》（2024）中指出：″传统内燃机受限于卡诺循环理论效率瓶颈（汽油机约 37.5%、柴油机约 54.5%），其宽工况热效率衰减（负荷低于 50% 时效率下降 15%-20%）和瞬态响应延迟（阶跃负荷下需 3-5 秒恢复稳定）已成为碳中和目标的最大阻碍。

分体压膨发动机（Split-Cycle Compression-Expansion Engine）通过解耦压缩与膨胀过程，突破传统发动机的结构局限性，不再依赖于奥托循环，将膨胀比做到大于压缩比，减小排放损失，最大化利用可用能量。该发动机可应用于理论上可实现高效热力学循环。

本研究以分体压膨发动机膨胀缸为核心研究对象，通过构建一维仿真模型，揭示膨胀缸关键结构参数对发动机性能的影响规律，优化得到兼顾指示功率、指示热效率及功率密度（IMEP）的最优参数组合。研究结果可以为该发动机工程化提供理论支撑，对推动新型发动机发展具有重要实践意义。

1.2 国内外研究现状

提升内燃机热效率是全球能源与动力领域长期追求的核心目标，国内外学者及机构围绕燃料革新与结构创新两大方向开展了大量突破性研究。

在燃料革新方面，氢、氨等清洁燃料的应用成为研究热点。2023 年，Sun 等人[2]在综述氢发动机研究进展时指出，氢发动机凭借零碳排放潜力成为传统内燃机的理想替代方案，通过优化燃烧、喷射、点火及进气等工作策略，可显著提升其动力性能、热效率并降低污染物排放，为氢燃料在交通与动力领域的产业化应用提供了理论与技术支撑。2024 年，Zhou 等人[3]提出缸内重整气再循环（IRGR）概念，通过让多缸发动机中一个缸在富燃条件下将过量氨部分分解为氢气，再将其排气循环至其他缸，可使引燃柴油点火氨发动机在 3% 柴油能量比和 1000 rpm 时，指示热效率提升 15.8%，未燃 NH_3 减少 89.3%，N_2O 减少 91.2%，且相比传统纯柴油模式碳足迹降低 97.0%，温室气体减少 94.0%。

在结构创新方面，新型循环与集成技术的开发大幅突破了传统内燃机的效率极限。2016 年，Dong 等人[4]对新型分流循环发动机的热力学特性与系统设计展开研究，发现其热效率主要由压缩比、

膨胀比、再生效率及温度升高比共同决定。通过将压缩比增至 24、膨胀比调至 26，并提高膨胀室壁温以减少热损失等系统优化措施，该发动机总热效率可达 53%，相比传统发动机提升 21%。2022 年，Dong 等[5]进一步将氩气的高比热容比特性与分流循环结合，提出氩气分流循环发动机（ASCE）概念。研究显示，低压缩比（CR=6）的 ASCE 有望实现 66% 的指示热效率，其理想热效率与高压缩比（CR=27）的氩气奥托循环发动机相当，且能回收高达 75% 的排气能量，有效解决了传统氩气发动机因高压缩比导致的早燃问题。2023 年，Astron Aerospace[6] 推出的 H_2-StarFire 带电解器发动机通过等离子电解技术从水中即时产生氢气，仅重不到 100 磅却能输出 400 马力和 375 N·m 的扭矩，热效率高达 60%。大幅超越传统内燃机，且能减少对外部氢供应的依赖，为碳中性能源和交通领域带来突破。

1.3 本文研究内容

本研究研究内容主要有以下四部分：

第一，解析分体压膨发动机的工作原理与热力学过程，建立各区域质量守恒、能量守恒方程及特征参数（非稳 / 稳态压比、膨比）的数学模型；第二，基于 Python 开发分体压膨发动机全流程的一维仿真模型，集成燃烧、传热及流动模型，实现工作循环的动态模拟与可视化；第三，以膨胀缸齿高、厚度为变量，通过单参数与双参数扫点仿真，分析其对指示功率、热效率及 IMEP 的影响机制；第四，以性能提升为目标，优化确定膨胀缸最优结构参数，并评估优化方案的工程可行性。

2 热力学过程分析及建模

2.1 发动机结构与工作原理

分体压膨发动机是一种不依赖于奥托循环，可以更大化利用燃料做功的新型发动机，目前采用气道喷射的燃料喷射方式。与传统发动机类似，它的工作过程也由吸气，压缩，膨胀（燃烧），排气四个过程组成。不同点之一，该发动机将原本的一个缸体拆分开来，形成了压缩缸和膨胀缸两个基本独立的缸体，压缩缸包括吸气和压缩两个过程，而膨胀和排气两个过程在膨胀缸内进行。两缸由一段中间通道连接，压缩末期活塞会把混合气压入中间通道，气体经历一段时间的预燃后会由阀门释放至膨胀缸继续燃烧并对外做功；不同点之二，气体进入发动机后会经历 1440°CA（吸气，压缩，膨胀，排气各 360°）再排出，而传统发动机气体仅经历 720°CA 即排出；不同点之三，吸气，压缩，膨胀，排气四个过程是在发动机内同时发生的，即每 360°CA 会点火一次，相当于二冲程发动机的发火间隔，而传统四冲程发动机 720°CA 才发火一次。图 1 展示了分体压膨发动机的结构，图 2 展示了该发动机基本工作循环。

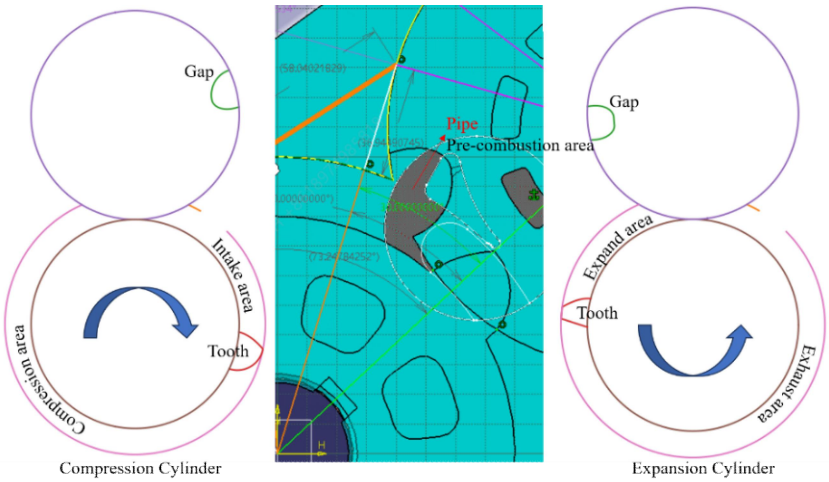


图 1　分体压膨发动机结构图

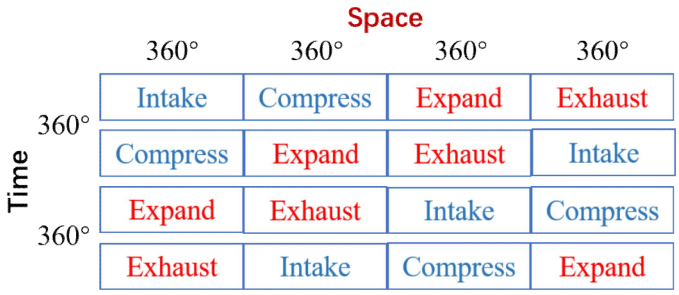


图 2　分体压膨发动机基本工作循环

2.2 热力学过程计算

工质在发动机内部循环中经历的热力学过程与传统发动机基本一致，故可以参考传统方法进行质量守恒和能量守恒方程的建立[7]。

能量守恒方程：

$$dU = dW + \sum_i dQ_i + \sum_j h_j \cdot dm_j \tag{2.1}$$

质量守恒方程：

$$dm = \sum_j dm_j \tag{2.2}$$

系统内工质状态由压力 p，温度 T，质量 m 这三个基本参数确定，故还需要建立理想气体状态方程，即可解出工质状态：

$$pV = mRT \tag{2.3}$$

气缸内热力过程计算时，作如下基本假设：(1)单个计算区域内工质的状态均匀,即同一瞬时同一计算区域内各点的压力,温度和浓度处处相等。(2)工质为理想气体,其比热容 c、内能 u、焓 h 等参数仅与气体温度 T 及气体成分以及过量空气系数有关。(3)气体流入或流出气缸的流动过程为准稳定流动过程,即在足够小的计算步长 △φ 内视为稳定流动。(4)工质进、出口处的流动动能忽略不计。

在该发动机中，我们以计算区域来建立不同的质量守恒和能量守恒方程。我们将该发动机内部分为进气区、压缩区、预燃区、膨胀区、排气区五个主要计算区域，在每一时刻，这五个区域都会同时存在于该发动机中，在每个循环，工质会依次经过这五个主要区域。其中，预燃区具有一定的特殊性，它在结构上对应该发动机的中间通道，在压缩计算中后期，压缩区与中间通道的阀门打开，此时将压缩区与预燃区作为一个区域进行计算；当压缩完成时，阀门关闭，此时预燃区封闭，独立计算；当预燃结束时，中间通道连接膨胀区的阀门打开，工质进入膨胀区继续燃烧，在压力和温度平衡前，两个区域独立计算，以流动方程和热交换方程控制边界的质量和热量交换，压力和温度平衡后，将预燃区与膨胀区作为一个区域进行计算。另外，我们也考虑了该发动机结构下，压缩缸和膨胀缸的缺齿开合时带来和带走的气体对质量守恒和能量守恒的影响。

进气区域质量守恒及能量守恒方程如下：

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_s}{d\varphi} \tag{2.4}$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \cdot c_v}\left[\frac{dQ_w}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi} + (h_s - u)\frac{dm_s}{d\varphi}\right] \tag{2.5}$$

压缩区域质量守恒及能量守恒方程如下：

$$\frac{dm}{d\varphi} = 0 \tag{2.6}$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \cdot c_v}\left(\frac{dQ_w}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi}\right) \tag{2.7}$$

预燃区封闭时质量守恒方程与(2.6)一致，能量守恒方程如下：

$$\frac{dT}{d\varphi}=\frac{1}{m\cdot c_v}\left(\frac{dQ_w}{d\varphi}+\frac{dQ_F}{d\varphi}\right) \tag{2.8}$$

与膨胀缸连接的阀门打开后，压力和温度平衡前，预燃区质量守恒和能量守恒方程如下：

$$\frac{dm}{d\varphi}=\frac{dm_{out}}{d\varphi} \tag{2.9}$$

$$\frac{dT}{d\varphi}=\frac{1}{m\cdot c_v}\left[\frac{dQ_w}{d\varphi}+\frac{dQ_F}{d\varphi}+(h_{out}-u)\frac{dm_{out}}{d\varphi}\right] \tag{2.10}$$

膨胀区与预燃区压力温度平衡前$\dot{m}_{in}=-\dot{m}_{out}$，膨胀区域质量守恒及能量守恒方程如下：

$$\frac{dm}{d\varphi}=\frac{dm_{in}}{d\varphi} \tag{2.11}$$

$$\frac{dT}{d\varphi}=\frac{1}{m\cdot c_v}\left[\frac{dQ_w}{d\varphi}+\frac{dQ_F}{d\varphi}-p\frac{dV}{d\varphi}+(h_{in}-u)\frac{dm_{in}}{d\varphi}\right] \tag{2.12}$$

平衡后，区域边界无工质交换，质量守恒方程与(2.6)一致，能量守恒方程如下：

$$\frac{dT}{d\varphi}=\frac{1}{m\cdot c_v}\left[\frac{dQ_w}{d\varphi}+\frac{dQ_F}{d\varphi}-p\frac{dV}{d\varphi}\right] \tag{2.13}$$

排气区域质量守恒及能量守恒方程如下：

$$\frac{dm}{d\varphi}=\frac{dm_e}{d\varphi} \tag{2.14}$$

$$\frac{dT}{d\varphi}=\frac{1}{m\cdot c_v}\left[\frac{dQ_w}{d\varphi}-p\frac{dV}{d\varphi}+(h_e-u)\frac{dm_e}{d\varphi}\right] \tag{2.15}$$

利用上述方程，可以解出每个区域内工质的质量 m 和温度 T，再结合理想气体状态方程(2.3)解出压力 p, 即可得到完整的工质状态。

由于内部结构的复杂性，单一的压缩比和膨胀比参数不足以描述工质循环中的体积变化，我们规定了四个新的参数：非稳压缩比、稳态压缩比、非稳膨胀比、稳态膨胀比。

工质进入压缩阶段的初始体积比上完全压入中间通道的通道体积，规定为非稳压缩比：

$$\varepsilon_{unsteady}=\frac{V_{initial,comp}+V_{gap}+V_{pipe}}{V_{pipe}} \tag{2.16}$$

预燃后，工质继续扩散至膨胀区域，平衡后开始推动活塞做功。此时规定稳态压缩比：

$$\varepsilon_{steady}=\frac{V_{initial,comp}+V_{gap}+V_{pipe}}{V_{pipe}+V_{initial,expand}} \tag{2.17}$$

同理，可以规定非稳膨胀比和稳态膨胀比：

$$\rho_{unsteady}=\frac{V_{finish,expand}+V_{pipe}}{V_{pipe}} \tag{2.18}$$

$$\rho_{steady}=\frac{V_{finish,expand}+V_{pipe}}{V_{pipe}+V_{initial,expand}} \tag{2.19}$$

此外，本研究使用单韦伯函数控制燃烧曲线，缸壁传热模型为牛顿传热模型，进排气及预燃区与膨胀区边界使用亚临界/超临界流动方程计算质量流量。工质在发动机内不同阶段比热比 γ 变化较大不可忽略，本研究计算比热比 γ 的经验公式如下：

$$\gamma_\varphi=1.4373-1.318\times10^{-4}\cdot T+3.12\times10^{-8}\cdot T^2-4.8\times10^{-2}/\alpha_\varphi \tag{2.20}$$

2.3 基于 Python 的一维机理模型构建

本研究选用 Python 作为一维机理模型开发平台，主要基于其丰富的科学计算库、良好的可读性与调试能力。我们并未采用 GT-POWER 这一成熟的商业软件来进行发动机一维仿真。这是因为新发动机采用了革新性结构，GT-POWER 中的现成部件无法满足搭建需求，需要从底层出发用 Python 重新开发模型。通过自主开发，我们能够完全适配新结构特性，实现定制化的仿真分析。在构建发

动机气缸工作过程的模拟系统中，主要使用以下 Python 第三方库：

NumPy：用于数组操作和数值计算，支撑体积、温度、压力等物理量的连续计算；

SciPy.integrate：用于实现单循环做功等数值积分计算；

Matplotlib：用于绘制循环压力、温度、示功图等过程曲线；

Pandas 和 OpenPyXL：用于仿真参数与结果的表格管理与 Excel 输出；

Concurrent.futures：实现模型多进程并发仿真；

Tkinter：构建可交互的图形界面 OmegaGUI，便于用户输入、仿真控制与可视化。

模型的求解采用显式推进方法，并基于固定角度步长（默认为 0.05°）逐步推进完成整个气缸工作循环的动态模拟。在求解流程上，首先对所有输入参数进行初始化，包括转速、环境温度、结构尺寸、压比、废气再循环（EGR）率等基本工况设定。随后进入迭代仿真过程，以压缩缸为起点模拟进气过程，计算进气压力、温度、体积等随曲轴角度的变化，并估算进气质量和散热量。完成进气后，模型进入压缩阶段，基于实际气缸结构将压缩过程自动划分为多个阶段，并对每一段体积变化进行逐步推进，同时动态识别体积突变点，如缺齿连通与中间通道连通等，并在相应节点进行工质状态的质量与能量守恒混合处理。

压缩终了状态（压力、温度、体积等）将作为膨胀缸的初始输入，用于模拟后续燃烧、膨胀及排气过程。膨胀缸仿真完毕后，部分参数（如中间通道残留废气状态）将传递回压缩缸进行新一轮循环继续迭代，直至两缸之间传递参数所导致的总功率变化小于设定收敛容差（1%），判定仿真达到稳态。由于自由设置外形参数可能会导致过高的压缩比，模型在每次迭代中引入 Livengood-Wu 判据，通过积分滞燃期与压缩时间的比值判断自燃趋势，判据值超过临界值 1，即记录当前为压燃状态，并在输出中标识。

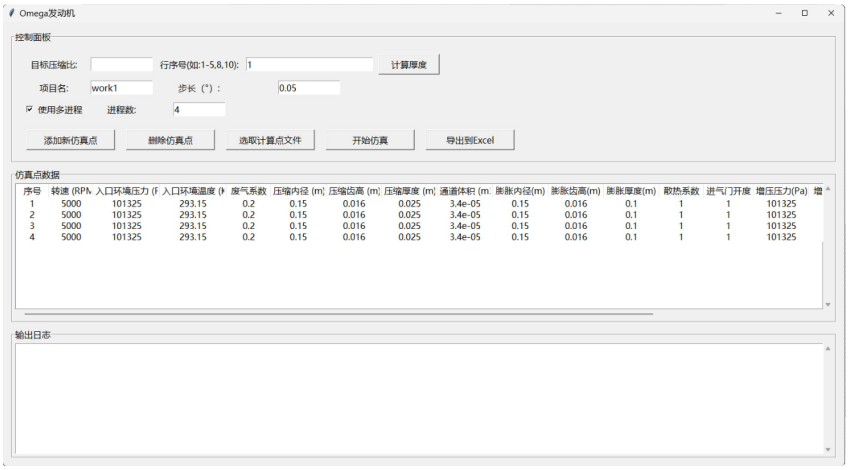


图 3　一维仿真程序 GUI 界面

仿真收敛后，模型将全周期的压力、温度、体积数据导出为 Excel 文件，供后处理与分析使用，同时绘制循环图（压力-温度-示功图）用于可视化展示。批量仿真时，模型会将所有仿真点的输入和输出参数写入 Excel 总表。

整个模型可通过图形化界面进行自动控制，支持用户自定义角度步长、是否并行仿真、多线程数等选项，从而实现高效的大批量仿真任务管理，并为不同结构与工况的发动机方案计算提供高灵活度的机理建模支持。

3 膨胀缸外形参数分析及优化

3.1 参数选取及评价指标

仿真使用 92 号汽油作为燃料在发动机全负荷条件下进行，分体压膨发动机的原机参数如表 1 所示。

表 1　分体压膨发动机原机主要参数

进气压力（Pa）	*101325.0*	中间体体积（mL）	*34*
进气温度（T）	*293.15*	膨胀缸内径（mm）	*80*
压缩缸内径（mm）	*80*	膨胀缸齿高（mm）	*20*
压缩缸齿高（mm）	*20*	膨胀缸厚度（mm）	*120*
压缩缸厚度（mm）	*53*	预燃角度（°）	*20*

膨胀缸参数主要决定了发动机的稳态压缩比、非稳膨胀比、稳态膨胀比，从调控机制分析，鉴于上述三个参数存在内在关联性，对其中两者展开研究即可实现对三者的有效调控。同时，考虑到压缩缸与膨胀缸的结构配合特性，研究中保持膨胀缸内径与压缩缸一致，在此前提下，重点针对膨胀缸齿高与厚度两个参数进行扫点，进而获取仿真结果。

在输出参数中，选取指示功率，指示热效率及 IMEP 作为核心评价参数。三者的计算公式如下：

$$P_{total} = \frac{work\ per\ cycle \times n}{60} \tag{3.1}$$

$$\eta_{indicate} = \frac{W_{indicate}}{Q_f} \tag{3.2}$$

$$IMEP = \frac{W_{indicate}}{V_s} \tag{3.3}$$

3.2 单参数影响分析

固定膨胀缸齿高为 20 mm，将膨胀厚度在 60 mm 至 160 mm 范围内进行调整，每间隔 20 mm 设置一个仿真点；通过仿真得到的指示功率、指示热效率及平均指示压力（IMEP）结果如图 4 所示。

由图像可知，当膨胀缸厚度为 80mm 时，最大指示功率达 62.25 kW，最大指示热效率达 42.56%，整体呈现先增大后减小的变化趋势。由于压缩缸参数未发生改变，进气区域不受膨胀缸参数变化的影响，因此系统整体进气量保持稳定，燃料功率基本不变。

具体来看，当膨胀缸厚度较小时，其容积相应较小，导致膨胀比较低。在一个工作循环结束后，残留于中间通道的废气温度和压力均较高，在下一循环中与压缩缸输入的新鲜空气混合后，会引发压升与温升，进而增大压缩功损失；同时，较低的膨胀比会降低系统烟的利用率，增加排气损失，最终导致膨胀缸功率偏低。而当膨胀缸厚度较大时，由于缸壁表面积与厚度呈线性关系，散热量会随之线性增加。此时尽管膨胀比较大，有效减少了排气损失，但散热损失的大幅增加仍会造成膨胀缸功率下降。综合而言，最大指示功率与最大指示热效率出现在厚度适中的计算点，与仿真结果一致。

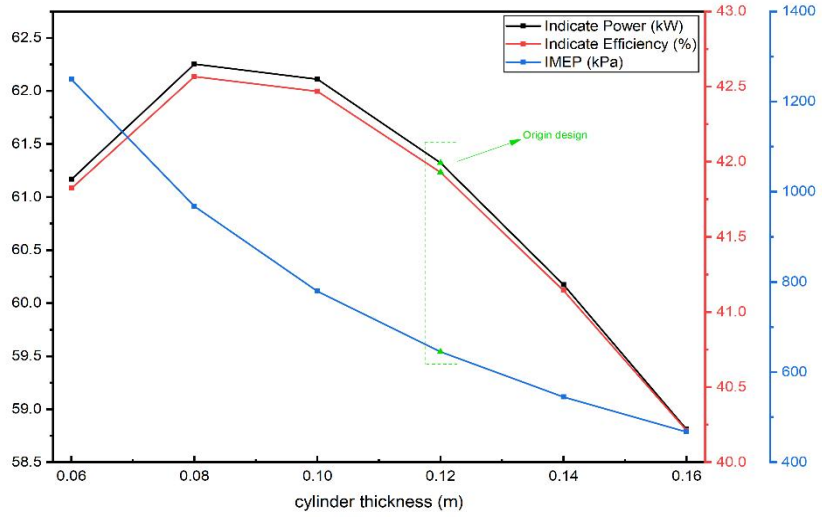


图 4　参数随膨胀缸厚度变化趋势图

此外，图像还显示，平均指示有效压力（IMEP）随膨胀缸厚度增加而逐渐减小。这是因为膨胀缸容积增大后，进气量并未同步增加，使得做功上限未得到提升。这一现象也反映出，增加膨胀缸厚度的弊端是会降低发动机的功率密度，使其在结构尺寸上失去优势。

固定膨胀缸厚度为 120 mm，将膨胀齿高在 10 mm 至 30 mm 范围内进行调整，每间隔 2 mm 设置一个仿真点；通过仿真得到的总功率、指示热效率及平均指示压力（IMEP）结果如图 5 所示。

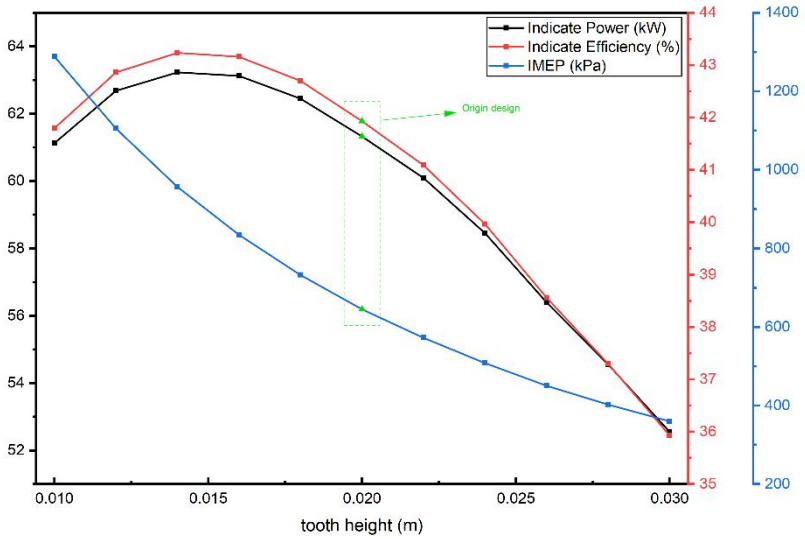


图 5　参数随膨胀缸齿高变化趋势图

由图可以看出，随着膨胀缸齿高的增加，指示功率与指示热效率均呈现先增大后减小的趋势，最大值出现在齿高为 14 mm 时，两者分别为 63.29 kW 和 43.27%，IMEP 持续减小，三者整体趋势与随膨胀缸厚度变化时的趋势一致。

膨胀缸齿高较小亦会导致小的膨胀比，与厚度参数的影响不同，齿高不仅影响瞬时膨胀比，还对稳态膨胀比存在显著影响：考虑公式(2.19)，V_{pipe}保持不变，齿高较小时会使缺齿闭合角度提前，导致膨胀区域初始体积$V_{initial,expand}$对应的曲轴转角减小，而终止体积$V_{finish,expand}$对应的曲轴转角始终保持不变；同时，齿高与压缩缸整体容积呈线性正相关，在这一维度上可以认为齿高对$V_{initial,expand}$和$V_{finish,expand}$的影响幅度相同。综合来看，齿高对于初始膨胀体积$V_{initial,expand}$的影响大于终止膨胀体积$V_{finish,expand}$，最终导致稳态膨胀比随齿高增加呈现先增大后减小的特征。此外，齿高增加对于压缩功损失和散热损失的影响与厚度对于二者的影响一致，故最大的指示功率与指示热效率也应当出现在齿高适中的计算点，与仿真结果相符。

IMEP 随齿高增加而减小这一特征与厚度参数的影响一致，均反映出过度增加几何尺寸会降低发动机的功率密度，使其在结构紧凑性方面失去优势。

3.3 优化结果分析

分体压膨发动机原机的主要输出参数为：指示功率 61.32 kW，指示热效率 41.92%，平均指示有效压力（IMEP）644.82 kPa。本次优化以提升指示热效率与指示功率为首要目标，同时尽可能避免 IMEP 下降甚至实现提升，以此增强发动机的结构紧凑型。

具体优化方法如下：首先基于单参数（膨胀缸厚度、齿高）影响分析的结果，确定双参数仿真分析的取值范围；随后在该范围内采用小间隔方式进行全计算点扫描，最终选取综合表现最优的仿真参数作为优化参数。图 6 与图 7 呈现了不同优化工况下，指示热效率、IMEP 与膨胀缸厚度、齿高之间的对应关系。指示功率趋势几乎与指示热效率同步，故不做展示。

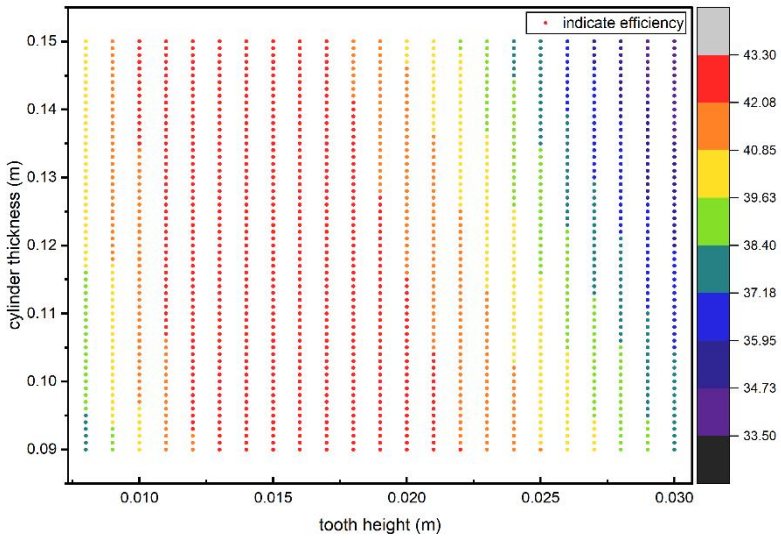


图 6　各优化点指示热效率分布

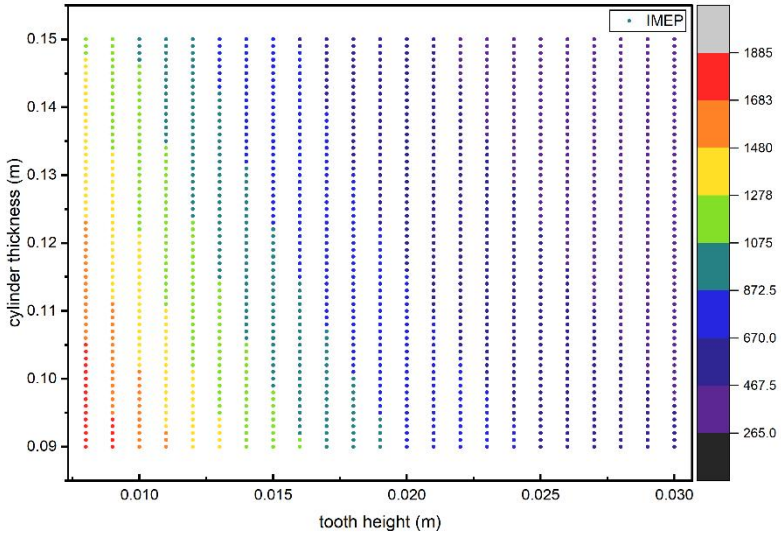


图 7　各优化点 IMEP 分布

经优化确定的最终参数为：膨胀缸厚度 114 mm（较原机减少 6 mm），齿高 15 mm（较原机减少 5 mm）。仿真结果显示，该优化方案下的指示热效率达 43.3%，指示功率达 63.32 kW，平均指示有效压力（IMEP）达 938.57 kPa。与原机相比，指示热效率提升 1.38 个百分点，指示功率提升 3.29%，IMEP 提升 45.56%。优化结果不仅实现了热效率、做功能力及燃油经济性的提升，更通过 IMEP 的大幅提高，使发动机具备更紧凑的结构与更高的功率密度，达成预设优化目标。

4 结论

本研究构建的分体压膨发动机一维机理模型，通过将发动机内部分为进气区、压缩区、预燃区、膨胀区、排气区五个计算区域，结合质量守恒、能量守恒及理想气体状态方程，实现了对发动机工作循环的动态模拟。模型引入了非稳 / 稳态压缩比、膨胀比等特征参数，考虑了缺齿开合、阀门切换等结构特性对工质状态的影响，具备较高的物理真实性。仿真结果能够反映膨胀缸厚度、齿高对指示功率、热效率及 IMEP 的影响趋势（如参数变化的 “先增后减” 特征），验证了模型对发动

机气动参数优化分析的有效性，为原机解构和结构参数优化提供了可靠的理论工具。

此外，本研究通过单参数与双参数仿真分析，明确了分体压膨发动机膨胀缸厚度与齿高对发动机性能的调控规律，指示功率与指示热效率随厚度、齿高的增加均呈现先增大后减小的趋势，存在最优参数区间。优化后的最佳参数组合为膨胀缸厚度 114 mm（较原机减少 6 mm）、齿高 15 mm（较原机减少 5 mm），此时指示功率达 63.32 kW（提升 3.29%），指示热效率达 43.3%（提升 1.38 个百分点），平均指示有效压力（IMEP）达 938.57 kPa（提升 45.56%），实现了热效率、做功能力与功率密度的协同提升。

然而，本研究也存在不足。一维模型较为理想的条件无法考虑到复杂发动机内部的真实流场，湍流燃烧等细节，且由于目前没有实机，仿真结果也无法通过实验台架的验证，不能评估机理模型的准确度。未来可以开展进一步研究工作，结合计算流体动力学（CFD）方法构建三维模型，细化燃烧、传热与流动过程的模拟，提升模型精度，并基于优化参数制作样机，通过台架试验验证仿真结果的可靠性。同时也可以在一维程序上深入仿真，研究其他结构参数（如内径、气道角度），不同燃料及工作参数（如预燃角度、转速）对性能的影响，探索更全面的优化方案。

总体而言，分体压膨发动机通过解耦压缩与膨胀过程展现出不错的性能潜力，未来通过模型完善、实验验证与多维度优化，有望成为满足高效低碳需求的新型动力装置，为动力系统的技术革新提供方向。

参考文献：

[1] ZHANG M, WEI X, AN Z, 等. Flame stabilization and emission characteristics of ammonia combustion in lab-scale gas turbine combustors: Recent progress and prospects[J/OL]. Progress in Energy and Combustion Science, 2025, 106: 101193. DOI:10.1016/j.pecs.2024.101193.

[2] Hydrogen engine operation strategies: Recent progress, industrialization challenges, and perspectives[J/OL]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(1): 366-392. DOI:10.1016/j.ijhydene.2022.09.256.

[3] ZHOU X, LI T, CHEN R, 等. Ammonia marine engine design for enhanced efficiency and reduced greenhouse gas emissions[J/OL]. Nature Communications, 2024, 15(1)[2025-07-17]. https://www.nature.com/articles/s41467-024-46452-z. DOI:10.1038/s41467-024-46452-z.

[4] DONG G, MORGAN R E, HEIKAL M R. Thermodynamic analysis and system design of a novel split cycle engine concept[J/OL]. Energy, 2016, 102: 576-585. DOI:10.1016/j.energy.2016.02.102.

[5] DONG G, DU Q, LI L, 等. A high efficiency zero-emission argon split cycle engine[J/OL]. International Journal of Engine Research, 2022, 23(5): 865-875. DOI:10.1177/14680874221076098.

[6] MISHRA P, GOSSLER H, DEUTSCHMANN O. Optimization of operating conditions of an internal combustion engine used as chemical reactor for methane reforming using ozone as an additive[J/OL]. Applications in Energy and Combustion Science, 2023, 13: 100109. DOI:10.1016/j.jaecs.2022.100109.

[7] 刘永长. 内燃机工作过程模拟.pdf[M]. 华中科技大学出版社.

越野车技术赋能直接空气捕集：可行性研究

逄钰家[1,2]，叶易凡[1,2]，李嘉琳[1,2]，贾晨曦[1,2]，邓帅[1,2*]

天津大学先进内燃动力全国重点实验室，天津 300350；2.天津市超低能耗碳捕集国际联合研究中心，天津 300350

摘　要：直接空气捕集技术（DAC）与可再生能源耦合，使车辆从碳排放的被动受控者变为可移动的负碳单体控制设置，将突破既有车辆功能边界，赋予气候积极应对背景下的车辆新的技术内涵。然而，广域离网型风光富集区域特征决定了移动 DAC 平台的车辆形式为越野特种构型，因此越野车技术如何赋能直接空气捕集技术成为新的技术挑战。本文聚焦越野技术对移动负碳平台的支撑作用，系统分析了脱附能耗与车载供电匹配、压缩暂存与高压平台需求、吸附系统抗振与温域适应等关键约束，并梳理了高通过性悬架、电驱高压平台等技术的必要性。基于固态胺吸附-真空变温脱附技术路线估算典型工况下日净捕集量约 45 45 kg CO_2，10 年服役期碳收益约 603 t，远高于制造与维护阶段碳成本，为移动 DAC 从概念设计向工程验证提供了理论支撑。

关键词：直接空气碳捕集；负碳车辆；越野平台；特种车辆；无人驾驶；可再生能源

1 引言

1.1 车辆碳角色的发展

传统化石能源时代，车辆以内燃机燃烧化石燃料，将地质碳排入大气，是明确的碳排放源。背靠可再生能源的电驱动车辆运行过程不再直接排放 CO_2，或与汽车尾气碳捕集技术相结合实现运行过程净零碳排放[1–3]。然而，“零碳”本质上是一种不排碳的被动防御策略。面向负碳排放的主动需求，学界正逐步关注一种更具前瞻性的技术路径——通过将 DAC 系统集成于车辆平台，利用可再生能源驱动车辆可再生空间从大气中捕集 CO_2，实现车辆功能从单纯位移工具向主动气候修复移动平台转变[4]。

1.2 移动 DAC 的发展路线

直接空气碳捕集（DAC）技术依据分离机理不同，主要分为固态吸附法（solid-DAC, S-DAC）与溶液吸收法（liquid-DAC, L-DAC）[5]。固态吸附法采用固态胺、金属有机框架（metal-organic frameworks, MOFs）或碱性金属氧化物等吸附剂，经过物理或化学吸附捕获 CO_2，继而升温或降压实现脱附再生；溶液吸收法以碱性溶液吸收 CO_2，经高温煅烧（约 900 °C）释放纯 CO_2。

从移动平台适配性角度审视，固态吸附法在车载场景中展现出多维度的比较优势。相较于溶液吸收法因依赖大型空气接触器、溶液循环泵及高温煅烧炉而难以适配车载空间约束，固态吸附床可通过模块化设计实现较高的单位体积比表面积，系统紧凑性更强。其脱附过程可在 80~100 °C 的相对温和条件下完成，温度窗口天然适配低品位余热与降压辅助，便于实现变温变压耦合脱附，避免了溶液吸收法高达 900 °C 的煅烧温度与车载可再生能源以电为主的供能特征间的结构性错配[5,6]。与此同时，固态吸附床采用固定填充结构，在越野振动环境下仅需抗振紧固即可维持运行稳定性，规避了溶液吸收法碱液在颠簸路面泄漏所引发的平台与环境风险；加之该方法无需水循环，在广域离网区域可摆脱补给水源限制，更契合长期无人值守的运行需求。基于上述适配性分析，移动 DAC 平台宜采用固态吸附路线[4]。

当前，直接空气捕集技术的商业化路径主要由瑞士 Climeworks、加拿大 Carbon Engineering 及美国 Heirloom 等企业探索。以 Climeworks 在冰岛投运的 Orca（4,000 tCO_2/年）与 Mammoth（36,000 tCO_2/年）装置为例[7]，固定式 DAC 当前捕集成本约 600~1,000 美元/吨，企业主要通过向 Microsoft、Amazon、Stripe 等买家出售经核证的高完整性碳移除信用（CDR credits）获取收入，当前市场售价

约 400~1,000 美元/吨[8]；同时依托美国 45Q 税收抵免（DAC 项目地质封存最高 180 美元/吨）等政策性补贴降低净成本[9]。此类商业化路径高度依赖电网接入与地质封存基础设施。

然而，移动 DAC 若要真正发挥空间寻优优势，必须深入广域离网型风光富集区。这类区域通常无电网覆盖、无铺装道路、无人工补给，地形以沙地、碎石、坡道为主。将 DAC 系统部署于此，面临地形通达、离网供能、无人值守与环境适应四项核心约束。本文系统分析越野车辆技术在移动 DAC 技术路线的关键使能路径；继而阐述移动 DAC 系统架构、碳捕集工艺与能流质流特性，论证移动 DAC 技术的负碳可行性。

2 越野技术“赋能”分析

2.1 越野通过性与平台集成设计

广域离网型风光富集区的地形通达需求，对移动 DAC 平台提出了高通过性的刚性要求。常规通勤车辆的离地间隙与悬架行程难以满足非铺装地形的通过需求，平台若无法抵达资源最优区，则移动性优势无从谈起。具体而言，高通过性底盘需配置独立悬架与大行程悬架系统，配合电四驱或轮毂电机驱动方案，以在低速工况下输出高扭矩，确保平台在松软地面的牵引能力[10]。同时须严格控制平台总质量，为碳捕集系统与可再生能源系统预留质量裕量；长期野外运行工况对平台密封性、极端温度适应性及抗振性提出了严苛要求，须通过结构优化与材料选型予以保障。此外，碳捕集系统的吸附床、管路及压力容器须与底盘耦合，进行包括减震支架与柔性连接等集成化抗振设计，以耐受越野工况的复杂高强度振动冲击。

2.2 电驱高压平台与离网能源集成

移动 DAC 平台完全依赖车载可再生能源，且碳捕集链路中的真空泵与压缩机构成间歇性峰值负载，对供电系统提出了高电压、大功率的技术要求。传统 24 V 车辆供电系统仅能提供数百瓦至千瓦级功率，难以驱动压缩暂存环节所需的大功率压缩机；电动越野平台采用 400 V/800 V 高压架构，可直接支撑数 kW 级压缩设备，为突破高压暂存瓶颈提供了技术前提[11]。在能源获取层面，可展开式光伏阵列于驻停时增大受光面积，迁移时折叠以降低风阻[12]；垂直轴风机则适应野外低风速、多风向的环境特征。储能系统宜采用 50~100 kWh 磷酸铁锂电池，以缓冲风光出力波动，支撑脱附与压缩的峰值功率需求[13]。上述电驱与能源技术的集成，使平台在无电网环境下实现碳捕集链路的能量自给。

3 平台架构与运行逻辑

3.1 平台架构

宏观来看（如图 1），移动 DAC 系统由越野动力基座、可再生能源获取模块与碳捕集功能模块三大子系统耦合构成：越野动力模块以高通过性电驱底盘与行走机构为主体，为全平台提供机动迁移与承载能力；可再生能源模块通过可展开式光伏阵列、垂直轴风机及储能电池组成离网供能总线，为驱动、捕集与导航负载统一供电；碳捕集功能模块则承担空气 CO_2 的分离、富集与暂存功能，其内部可进一步细分为空气捕集与压缩暂存两部分——前者以吸附腔为核心，在运行循环中分时执行吸附与脱附过程，后者涵盖气态 CO_2 增压压缩与车载 CO_2 储罐，实现捕集产物的集聚与封存。

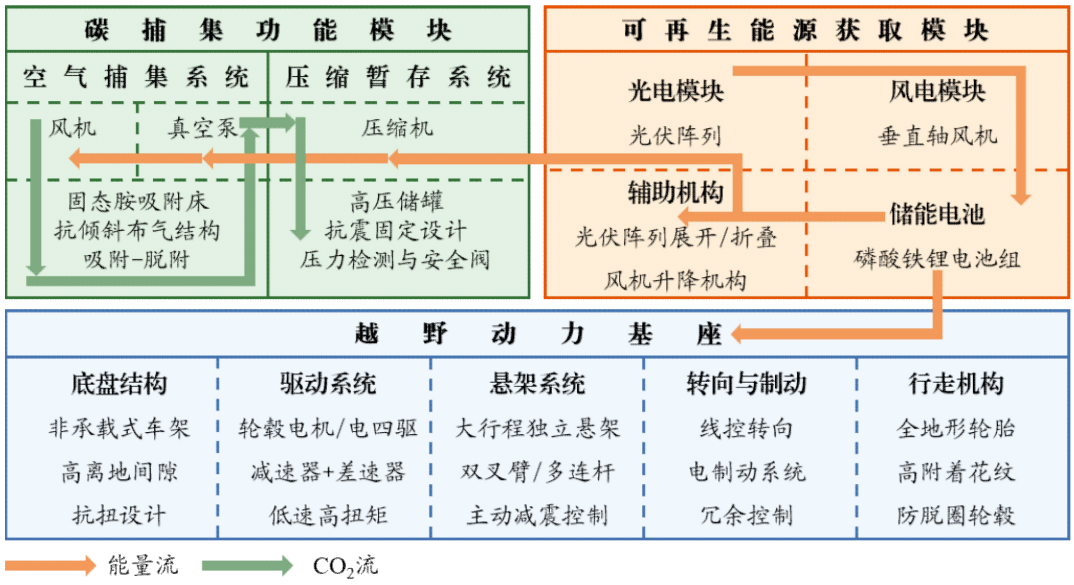


图 1　移动 DAC 平台架构

3.2 运行策略分析

移动性的引入并非为了追求持续行驶，而是服务于空间维度的资源寻优。风光资源在广域尺度上呈现显著的空间异质性，同一区域内不同站点的辐照度与有效风速差异可达数倍[14]；大气 CO_2 浓度虽背景值均匀，但在草原、荒漠边缘等近源区仍存在可辨识的浓度梯度[15]。固定式 DAC 设施一旦部署即基本丧失空间重新配置能力，其捕集效率受限于局部能源禀赋的时空分布。移动平台通过自主迁移将捕集设施重新部署至可再生能源－碳源耦合最优的时空点位，使单位能耗的碳移除量最大化。在此意义上，迁移是空间寻优的手段，驻停捕集才是碳移除的目的。

考虑碳捕集物理过程与车载能源约束的耦合限制，移动 DAC 平台宜采用“驻停捕集、间歇迁移”的运行策略。DAC 吸附过程对气流场稳定性具有严格要求：行驶状态下的车体振动、姿态倾覆与风速扰动将破坏床层流场均匀性，导致吸附效率下降[16]。与此同时，碳捕集链路中的吸附风机、真空泵与 CO_2 压缩机的组合构成间歇性峰值负载；若与驱动系统并列运行，其总功率需求将超出离网可再生能源的实时供给能力。因此，平台应将“空间寻优”与“碳捕集执行”解耦为两个独立的时序阶段，前者通过迁移实现，后者通过驻停完成。

3.3 运行模式

基于“驻停捕集为主、自主迁移为辅”的时空运行策略，平台在广域范围内搜寻可再生能源高值区与碳源相对富集区，并在抵达目标点位后转入静止作业状态。此时可折叠式光伏阵列与垂直轴风机展开，离网电能经能源总线定向分配给吸脱附与压缩单元，形成“分离—富集—暂存”的连续作业链路。当局部可再生能源禀赋衰减或碳源浓度低于经济捕集阈值时，平台收拢外部设备，由储能电池供电驱动电驱底盘，以经济巡航速度向下一预测高值点转移，该过程仅维持导航、通信与基础热管理负载，碳捕集链路完全关停。

依据能源约束、碳源丰度及储气容量，平台运行可划分为三种互斥状态。驻停捕集模式构成平台的核心作业状态，其激活判据为局部风光出力高于碳捕集系统最低能耗阈值且电池荷电状态（SOC）处于安全运行区间（通常高于 20%～30%）[17]。该状态下全部可再生能源输入用于碳捕集链路，应占据运行周期的主导地位（≥70%），是碳移除量的主要贡献窗口。自主迁移模式在风光出力持续低于能耗阈值、SOC 降至安全下限时触发，系统切换至纯驱动能耗模式，以最小化无效能耗。卸载转运模式则在车载 CO_2 储罐达到额定压力上限或吸附剂因寿命衰减需更换时启动，平台返回集中卸载站点执行捕获产物移交或吸附剂批量更换，该模式以周或月为周期间歇触发，不纳入日运行调度。

4 碳捕集关键技术

4.1 吸附剂选型

移动 DAC 平台的特殊运行环境要求吸附剂不仅具备高 CO_2 选择性，还须满足车载能源系统、机械结构与野外气候的多重约束条件，包括脱附再生条件与车载能源系统的匹配性[18]、吸附床结构的抗振安全性[19]、野外宽温域与高湿度环境下的性能鲁棒性[20]，以及材料成本与规模化供应的可行性。

碱土金属氧化物中[5,21]，CaO 基吸附剂再生温度通常超过 600 °C，能耗结构以高温热能为主，与车载可再生能源以电为主的供能特征存在显著错配。MgO 基材料再生温度相对较低（纯 MgO 在 N_2 气氛下约 450~500 °C，经 K_2CO_3 等改性后可降至 150~400 °C），但仍需中温热源。车载可再生能源以电为主，难以经济地提供此类高温热源，该类材料与移动平台的供能特征存在结构性错配[22]。金属有机框架（MOFs）材料比表面积高、吸附容量大，但合成成本高昂，且多数传统 MOFs 的水热稳定性较差。MOFs 在野外极端湿度、高频振动及无人值守环境下的长期耐久性、批量生产成本与吸附－脱附循环稳定性，仍是其大规模移动部署需要解决的关键工程问题[23,21]。此外，以废弃 PET 塑料与食物垃圾衍生的活性炭及生物炭材料，作为低成本可持续吸附剂来源，亦展现出一定的 CO_2 捕集潜力[24,25]，可作为移动 DAC 吸附剂的潜在选择，但目前其吸附容量与循环稳定性仍处于实验验证阶段。

相较之下，固态胺类吸附剂（胺基负载于硅胶、氧化铝或树脂骨架）的技术成熟度较高，可通过低品位电加热或光伏余热实现再生，与车载能源系统的供能特征高度匹配。该类材料吸附动力学速度快，适用于快速循环以提升日处理量；材料成本适中，具备规模化应用前景[26,21]。其固定填充结构无液体组分，在越野振动环境下仅需通过抗振支架与柔性管路实现机械紧固，即可规避碱液泄漏风险，更适用于无人值守的广域野外场景。然而，越野工况对该类材料的工程应用仍提出额外约束：非水平路面将进一步加剧床层流场分布不均，需配套设计抗倾斜布气结构；部分地区野外昼夜温差可达 30°C 以上，宽温域运行对胺基稳定性构成挑战；高频振动环境则要求床层紧固与管路柔性连接满足抗振标准。上述约束可通过反应器结构优化与材料改性加以克服，并不动摇固态胺路线的适配性优势。综合比较，固态胺类吸附剂材料在再生条件、结构安全性与环境鲁棒性之间取得了车载场景的适用性平衡，是当前技术条件下移动 DAC 的可行选择。

4.2 吸-脱附循环方法

固态胺 DAC 循环包含吸附与脱附两个交替进行的步骤。吸附过程在常温常压下完成，环境空气经风机引入吸附腔，CO_2 分子通过化学作用固定于胺基活性位点，该步骤的能耗主要来源于气体输运所需的压降克服。文献研究表明，在典型的固态 DAC 系统中，吸附阶段的风机电耗仅构成系统电能需求的一部分，而脱附环节因需额外承担吸附剂显热升温、脱附反应热及共吸附水脱除等热力学负荷，构成了系统总能耗的主体。因此，脱附方式的选择直接决定了车载能源系统的匹配策略与能效上限。

当前固态吸附剂的脱附路径主要分为升温脱附（temperature swing adsorption, TSA）与降压/真空脱附（vacuum swing adsorption, VSA）两类。TSA 通过外部供热驱动 CO_2 分子获得足够动能脱离活性位点。该路径的能耗结构以热能为主，其中吸附剂床层的显热需求是最大能量贡献项，整体热负荷较高。然而，光伏组件在典型工况下的表面温度较环境温度高 20~30 °C，此类低品位余热可用于吸附床的预热，降低脱附所需的目标温度或缩短升温时间，从而削减 TSA 的热负荷。

VSA 通过真空泵降低吸附腔内的 CO_2 分压，在常温或较低温度下驱动 CO_2 脱附。该路径的能耗形式为电能，与广域离网型风光富集区以风电、光伏为主的能源供给特征高度契合。真空泵功耗通常在数百瓦至数千瓦量级，可直接由车载 400~800 V 高压电驱平台供电，功率调节灵活，无需额外热源。基于此，本文选择 VSA 作为主要脱附方案。

进一步地，针对移动 DAC 场景提出低品位余热辅助预热与真空脱附主流程相耦合的混合策略：利用光伏板废热对吸附床进行预升温，降低 VSA 脱附所需的真空度或缩短抽真空时间，从而减少真

空泵电耗。该策略的核心在于以废热替代新增热源，而非将 TSA 作为独立主流程，既保留了 VSA 与车载电源系统的耦合优势，又通过低品位热能的梯级利用缓解了移动平台的能源紧张约束。

变温变压耦合脱附（temperature-vacuum swing adsorption, TVSA）联合上述两种机理，通过同步施加热激励与真空降压，可在更低温度或更浅真空条件下实现高效再生。该方案能耗为热与电的综合，控制逻辑更为复杂，但有望进一步优化系统能效，可作为技术进阶方向[18,27–29]。

4.3 压缩暂存

CO_2 在常温常压下体积巨大，需压缩暂存[30]。压缩是车载最大峰值功耗环节。压缩策略的缓解途径包括采用高压电驱平台满足大功率压缩需求、低压级联压缩（多阶段低压，避免单级高压）以及吸附剂原位富集运输（减少实时压缩量，将富集 CO_2 的吸附剂运输至卸载点集中处理，省去车载压缩环节）。压缩后 CO_2 涉及车载压力容器，需满足越野振动环境下的抗振设计标准。

5 概念设计与能流分析

5.1 系统配置参数

本节基于移动 DAC 平台的系统配置、环境条件与营运条件，建立能流分析框架。系统配置参数如下表所示。

参数类别	参数名称	符号	参考值	单位	说明
能源系统	可展开式光伏峰值功率	P_{pv}	3~5	kW	驻停时展开，面积 12~20 m^2
能源系统	垂直轴风机峰值功率	P_{wt}	1~2	kW	额定风速 8~10 m/s
能源系统	储能电池容量	E_{bat}	50~80	kWh	磷酸铁锂，SOC 运行区间 20%～90%[13]
能源系统	电驱平台额定电压	U_{drv}	400~800	V	支撑大功率压缩机与真空泵
碳捕集系统	固态胺吸附剂质量	m_{sorb}	100~200	kg	负载于硅胶或树脂骨架
碳捕集系统	单次吸附循环时间	t_{cycle}	0.5~2	h	含吸附、脱附、压缩
碳捕集系统	真空泵额定功率	P_{vac}	0.5~3	kW	脱附阶段峰值负荷
碳捕集系统	压缩机额定功率	P_{cmp}	2~5	kW	压缩至 10~15 MPa
碳捕集系统	吸附风机功率	P_{fan}	0.1~0.3	kW	持续运行，功耗较低
驱动系统	电驱系统额定功率	P_{drv}	30~50	kW	低速高扭矩，侧重能耗效率而非动力性能
驱动系统	低速巡航能耗	e_{drv}	0.15~0.25	kWh/km	经济车速 20~40 km/h
驱动系统	日迁移里程	L_{mig}	20~50	km	占日运行时间 20%～30%

5.2 环境条件参数

移动 DAC 平台的运行环境为广域离网型风光富集区，典型环境条件参数如下表所示。

参数	符号	参考值/范围	单位	说明
太阳辐照度	G	600~1000	W/m²	晴天正午峰值，日均约 200~250 W/m^2
环境温度	T_{amb}	-20~40	°C	昼夜温差可达 30 °C 以上
环境风速	v_{wind}	3~8	m/s	有效风机出力风速区间
大气 CO_2 浓度	y_{CO2}	400~420	ppm	背景浓度，局部城市边缘可达 450 ppm[31]
环境相对湿度	RH	20%～80%	—	影响吸附剂水热稳定性[23]
地形类型	—	戈壁、草原、荒漠	—	非铺装路面，坡度 0°~15°

5.3 营运条件与能流计算模型

基于上述系统配置与环境条件，建立日能流平衡分析模型。设日有效运行时间为 T_{day} = 24 h，分为驻停捕集时间 T_{capt}、迁移时间 T_{mig} 与待机时间 T_{idle}。营运约束可表述为

$$T_{capt} + T_{mig} + T_{idle} = T_{day} \tag{1}$$

其中，驻停捕集时间 T_{capt} 为平台静止展开光伏与风机进行碳捕集作业的时段；迁移时间 T_{mig} 为平台收拢外设、低速巡航转移的时段；待机时间 T_{idle} 为夜间或极端天气下平台休眠的时段。典型营运分配为 T_{capt} : T_{mig} : T_{idle} ≈ 12 : 4 : 8。

日可再生能源输入总量 E_{in} 由光伏输入 E_{pv} 与风机输入 E_{wt} 组成

$$E_{in} = E_{pv} + E_{wt} = \int_0^{T_{capt}} \left[\eta_{pv} A_{pv} G(t) + \eta_{wt} P_{wt}(v_{wind}(t))\right] \cdot dt \tag{2}$$

式中，η_{pv} 为光伏转换效率（约 18%～22%）[32]，A_{pv} 为展开受光面积（m²），G(t)为时变太阳辐照度（W/m²）；η_{wt} 为风机系统效率（约 30%～40%），Pwt(v)为风速－功率特性函数。以典型日均辐照度 G_{avg} = 250 W/m²、A_{pv} = 35 m²、η_{pv} = 20%计，日光伏输入约为

$$E_{pv} \approx \eta_{pv} A_{pv} G_{avg} T_{capt} = 0.20 \times 35 \times 250 \times 12 \times 3600/(3.6 \times 10^6) \approx 21.0\ kWh \tag{3}$$

同理，以平均风速 v_{wind} = 8 m/s、额定功率 P_{wt} = 1.5 kW、出力系数 C_F = 0.25 计；将 T_{idle} 作为夜间风机工作时间计入，日风机输入约为

$$E_{wt} = P_{wt} C_F (T_{capt} + T_{\text{idle}}) = 1.5 \times 0.25 \times (12 + 8) \approx 7.5\ kWh \tag{4}$$

故日总输入 E_{in} = 21.0+ 7.5 =28.5 kWh。储能系统缓冲后，有效可用电能 $E_{avail} \approx E_{in} \cdot \eta_{bat} \approx 28.5 \times 0.95 \approx 27.075$ kWh，其中η_{bat} 为充放电效率（约 95%）[13]。

日能耗输出 E_{out} 分为捕集系统能耗 E_{capt} 与驱动系统能耗 E_{drv}

$$E_{out} = E_{capt} + E_{drv} \tag{5}$$

捕集系统能耗 $E_{capt} = E_{ads} + E_{des} + E_{cmp}$，其中 E_{ads} 为吸附风机能耗，E_{des} 为真空泵脱附能耗（不计入光伏余热），E_{cmp} 为压缩机能耗。本文以单次循环 t_{cycle} = 2 h、日循环次数 $N_{cyc} = T_{capt} / t_{cycle}$ = 6 次、单次吸附能耗 e_{ads} = 0.2 kWh、单次脱附能耗 e_{des} = 1.5 kWh、单次压缩能耗 e_{cmp} = 2.0 kWh 计[28,33]

$$E_{capt} = \cdot N_{cyc}\left(e_{ads} + e_{des} + e_{cmp}\right) = 6\times(0.2+1.5+2.0)=22.2\ kWh \tag{6}$$

驱动系统能耗 $E_{drv} = e_{drv} \cdot L_{mig}$，以 e_{drv} = 0.20 kWh/km、L_{mig} = 20 km 计

$$E_{drv} = 0.20 \times 20 = 4.0 \text{ kWh} \tag{7}$$

故日总能耗 E_{out} = 22.2 + 4.0 = 26.2 kWh。日能量盈余ΔE = E_{avail} - E_{out} ≈ 27.075 - 26.2 = 0.875 kWh，接近能量消纳平衡。

日净捕集量 M_{CO2} 取决于吸附剂单次捕集量 m_{cyc} 与循环次数 N_{cyc}

$$M_{CO_2} = N_{\text{cyc}} \cdot m_{\text{cyc}} = N_{\text{cyc}} \cdot (m_{\text{sorb}} \cdot q_{\text{sorb}}) \tag{8}$$

式中，q_{sorb} 为吸附剂比吸附容量（kg CO_2/kg 吸附剂），以吸附剂质量 m_{sorb} = 150 kg、q_{sorb} = 0.05 kg CO_2/kg 吸附剂计

$$m_{cyc} \approx 150 \times 0.05 \approx 7.5\ kgCO_2/\text{次} \tag{9}$$

$$M_{CO2} \approx 6 \times 7.5 = 45\ kgCO_2/\text{日} \tag{10}$$

5.4 负碳评估框架

平台的负碳性取决于捕集碳收益与全生命周期碳成本的差额。捕集碳收益 $C_{benefit}$ 即大气中移除的 CO_2 当量

$$C_{benefit} = M_{CO_2} LHV_{CO_2} T_{life} \tag{11}$$

式中，LHV_{CO2} 为 CO_2 碳当量换算系数（约 3.67 kg CO_2/kg C，由 CO_2 与 C 的摩尔质量比 44/12 换算得到），T_{life} 为平台服役寿命（年）。

碳成本 C_{cost} 包括制造平台隐含碳排 C_{mfg}、风光设备生产碳排 C_{renew}、吸附剂更换碳排 C_{sorb} 与维护碳排 C_{maint}

$$C_{cost} = C_{mfg} + C_{renew} + C_{sorb} + C_{maint} \tag{12}$$

负碳性成立条件可表述为 $C_{benefit} > C_{cost}$

根据前文分析，在广域离网风光区基本实现可再生能源完全自给，则运行阶段直接碳排放趋近于零，碳成本主要集中于制造与维护环节[33,34]。以典型参数[33,35,36]估算，平台制造碳排约 10~15 t CO_2，风光设备制造碳排约 5~8 t CO_2，年吸附剂更换碳排约 0.5 t CO_2/年，10 年服役期总碳成本约 20~30 t CO_2；而 10 年捕集碳收益约 45 kg/日 × 365 日/年 × 10 年 × 3.67 ≈ 603 t CO_2。碳收益远高于碳成本，具备实现负碳的理论基础。详细生命周期评估（LCA）需进一步开展实测数据支撑。

5.5 与固定式 DAC 的对比

固定式 DAC 依赖电网、选址受限、无法触及偏远风光区。移动式 DAC 无电网依赖、可触及最优能源点、分散部署风险低，但依赖越野技术使能。两种技术路径适用场景互补，即固定式 DAC 适用于工业区余热与电网，移动式 DAC 适用于广域离网型风光富集区[4]。

6 结论

车辆从碳源到负碳的跃迁是交通领域的重要趋势。移动 DAC 是指将 DAC 系统集成于车辆平台，利用其机动性在不同地点之间灵活部署，以适配空间分布不均的可再生能源或大气 CO_2 浓度梯度的一种新型碳捕集模式。现有研究多聚焦于移动 DAC 的吸附材料、反应器构型与系统集成层面，但在越野场景下的技术使能方面尚未展开。本文聚焦越野技术对该负碳特种车辆的使能作用。广域离网型风光富集区是风光资源最优区，但地形复杂、无电网、无人工维护，常规车辆无法通达，固定式 DAC 无法部署。越野通过性、电驱高压平台、无人化值守、自主能源导航等越野车技术，是移动 DAC 在该场景下运行的必要使能条件，而非附加载体。

本文系统分析了脱附方式选择、压缩暂存瓶颈、车载供电约束等碳捕集技术问题，并梳理了高通过性悬架、电四驱与轮毂电机、无人化导航、能源感知路径规划等越野技术需求。能流分析表明，在典型广域风光区条件下，移动 DAC 平台日可再生能源输入约 27.075kWh，日捕集系统能耗约 22.2 kWh，驱动能耗约 4 kWh，日净捕集量约 45 kg CO_2，10 年服役期碳收益远超制造阶段碳成本，具备负碳的理论可行性。

未来工作包括建立移动 DAC 平台的参数化能流模型，实现基于实测风光数据的能量平衡验证；开展野外试验获取吸附剂在真实越野环境下的性能衰减数据；构建广域风光能源-DAC 地图，实现多平台集群调度与路径优化；推动移动碳捕集碳计量方法学纳入 CCER 或 VCS 体系。

参考文献：

[1] 朱蓉, 李双俊, 黄耀炜, 等. 机动车尾气碳捕集技术研究进展[J]. 化工进展, 2025, 44(12): 7190-7204.

[2] Pang Y, Jia C, Li W, et al. CO_2 adsorption capture for heavy duty trucks: Performance analysis and standardized evaluation[J]. Fuel, 2026, 404: 136161.

[3] 邓帅, 逄钰家, 么丽欣, 等. B.9 汽车尾气碳捕集技术进展研究[M]//中国汽车技术研究中心有限公司, 日产（中国）投资有限公司. 中国汽车产业绿色低碳发展报告（2025～2026）. 北京: 社会科学文献出版社, 2026: 122-132.

[4] Li S, Feng Y, Li Y, et al. Critical review on mobile direct air capture: Concept expansion, characteristic description, and performance evaluation[J]. Matter, 2024, 7(3): 889-933.

[5] McQueen N, Gomes K V, McCormick C, et al. A review of direct air capture (DAC): scaling up commercial technologies and innovating for the future[J]. Progress in Energy, 2021, 3(3): 032001.

[6] Zeman F. Reducing the Cost of Ca-Based Direct Air Capture of CO_2[J]. Environmental Science & Technology, 2014, 48(19): 11730-11735.

[7] Climeworks switches on world's largest DAC plant[EB/OL]. (2024-02-29)[2026-06-23]. https://climeworks.com/press-release/climeworks-switches-on-worlds-largest-direct-air-capture-plant-mammoth.

[8] Carbon Dioxide Removal Technologies: Market Overview and Offtake[EB/OL]. [2026-06-23]. https://www.weforumasia.cn/publications/carbon-dioxide-removal-technologies-market-overview-and-offtake/.

[9] Inflation Reduction Act 2022: Sec. 13104 Extension and Modification of Credit for Carbon Oxide Sequestration –

Policies[EB/OL]. [2026-06-23]. https://www.iea.org/policies/16255-inflation-reduction-act-2022-sec-13104-extension-and-modification-of-credit-for-carbon-oxide-sequestration.

[10] De Novellis L. Optimal Wheel Torque Distribution for a Four-Wheel-Drive Fully Electric Vehicle[J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2013, 6: 128-136.

[11] Aghabali I, Bauman J, Kollmeyer P J, et al. 800-V Electric Vehicle Powertrains: Review and Analysis of Benefits, Challenges, and Future Trends[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(3): 927-948.

[12] Kumar R, Raahemifar K, Fung A S. A critical review of vertical axis wind turbines for urban applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 89: 281-291.

[13] Chen T, Li M, Bae J. Recent Advances in Lithium Iron Phosphate Battery Technology: A Comprehensive Review[J]. Batteries, 2024, 10(12): 424.

[14] Gao Y, Ma S, Wang T, et al. Assessing the wind energy potential of China in considering its variability/intermittency[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 226: 113580.

[15] Ren G, Wan J, Wang W, et al. Quantitative insights into the differences of variability and intermittency between wind and solar resources on spatial and temporal scales in China[J]. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2021, 13(4): 043307.

[16] Foxall R, Ishaq H, Crawford C. Ambient wind conditions impact on energy requirements of an offshore direct air capture plant[J]. Journal of Physics: Energy, 2024, 6(2): 025016.

[17] Faisal M, Hannan M A, Ker P J, et al. Fuzzy-Based Charging–Discharging Controller for Lithium-Ion Battery in Microgrid Applications[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2021, 57(4): 4187-4195.

[18] Shi W K, Zhang X J, Liu X, et al. Temperature-vacuum swing adsorption for direct air capture by using low-grade heat[J]. Journal of Cleaner Production, 2023, 414.

[19] Zhang R, Wang Y, Ren H, et al. Multi-scale study of turbulent mass transfer process in different shaped-adsorbent packed bed[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, 218: 124810.

[20] He T, Chen C, Li X, et al. Innovative dual-function system for efficient CO_2 absorption and utilization: Local humidity swing fabric and microalgae-embedded hydrogel[J]. Chemical Engineering Journal, 2023, 477: 147108.

[21] Panda D, Kulkarni V, Singh S K. Evaluation of amine-based solid adsorbents for direct air capture: a critical review[J]. Reaction Chemistry & Engineering, 2022, 8(1): 10-40.

[22] Radfarnia H R, Iliuta M C. Metal oxide-stabilized calcium oxide CO_2 sorbent for multicycle operation[J]. Chemical Engineering Journal, 2013, 232: 280-289.

[23] Carneiro J S A, Innocenti G, Moon H J, et al. Insights into the Oxidative Degradation Mechanism of Solid Amine Sorbents for CO_2 Capture from Air: Roles of Atmospheric Water[J]. Angewandte Chemie International Edition, 2023, 62(24): e202302887.

[24] Yuan X, Wang J, Deng S, et al. Sustainable Food Waste Management: Synthesizing Engineered Biochar for CO_2 Capture[J]. ACS Sustainable Chemistry & Engineering, 2022, 10(39): 13026-13036.

[25] Wang J, Yuan X, Deng S, et al. Waste polyethylene terephthalate (PET) plastics-derived activated carbon for CO_2 capture: a route to a closed carbon loop[J]. Green Chemistry, 2020, 22(20): 6836-6845.

[26] Al-Absi A A, Benneker A M, Mahinpey N. Amine Sorbents for Sustainable Direct Air Capture: Long-Term Stability and Extended Aging Study[J]. Energy & Fuels, 2024, 38(10): 8938-8950.

[27] Zhao R, Liu L, Zhao L, et al. A comprehensive performance evaluation of temperature swing adsorption for post-combustion carbon dioxide capture[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 114: 109285.

[28] Sabatino F, Grimm A, Gallucci F, et al. A comparative energy and costs assessment and optimization for direct air capture technologies[J]. Joule, 2021, 5(8): 2047-2076.

[29] Li S, Deng S, Zhao L, et al. Thermodynamic carbon pump 2.0: Elucidating energy efficiency through the thermodynamic cycle[J]. Energy, 2021, 215: 119155.

[30] Wetenhall B, Aghajani H, Chalmers H, et al. Impact of CO_2 impurity on CO_2 compression, liquefaction and transportation[J]. Energy Procedia, 2014, 63: 2764-2778.

[31] Team G W. Trends in CO_2 - NOAA Global Monitoring Laboratory[EB/OL]. [2026-06-18]. https://gml.noaa.gov/ccgg/trends/index.html.

[32] Shen W, Zhao Y, Liu F. Highlights of mainstream solar cell efficiencies in 2022[J]. Frontiers in Energy, 2023, 17(1): 9-15.

[33] Chauvy R, Dubois L. Life cycle and techno-economic assessments of direct air capture processes: An integrated review[J]. International Journal of Energy Research, 2022, 46(8): 10320-10344.

[34] Terlouw T, Treyer K, Bauer C, et al. Life Cycle Assessment of Direct Air Carbon Capture and Storage with Low-Carbon Energy Sources[J]. Environmental Science & Technology, 2021, 55(16): 11397-11411.

[35] Deutz S, Bardow A. Life-cycle assessment of an industrial direct air capture process based on temperature–vacuum swing adsorption[J]. Nature Energy, 2021, 6(2): 203-213.

[36] Peiseler L, Schenker V, Schatzmann K, et al. Carbon footprint distributions of lithium-ion batteries and their materials[J]. Nature Communications, 2024, 15(1): 10301.

低成本混合动力技术赋能轮式装甲车辆

谭波，谭坤，周裕发，代青林，吕布，袁佳，王杰

重庆铁马工业集团有限公司　400050

摘　要：轮式装甲车辆在现代陆军装备体系中承担着机动作战、城市维稳、反恐防暴、维和行动等多样化任务，其机动性、生存力和经济性要求日益提高。传统纯机械传动和单一柴油机动力架构，已难以兼顾日益增长的载重、防护、信息化功耗与燃油经济性、隐蔽性的多重矛盾。混合动力技术通过内燃机与电驱系统的协同，为轮式装甲车辆提供了突破传统动力瓶颈的途径。然而，军用车辆严苛的成本约束、环境适应性和可靠性要求，使得直接移植民用混合动力方案面临巨大挑战。本文系统梳理了轮式装甲车辆采用低成本混合动力技术的驱动因素、技术谱系与典型方案，重点分析了串/并联架构、能量储存与功率管理策略的成本优化路径，比照了国内外典型装备实践，并剖析了军标合规、热管理、电磁兼容等特殊挑战。最后，从架构选择、核心部件自主化、功率能量一体化设计和渐进式发展路线四个维度，提出低成本军用混合动力发展的战略思考。

关键词：轮式装甲车辆；混合动力；低成本设计；军用动力系统；能量管理

1 引言：装甲动力的新十字路口

轮式装甲车辆以其陆地机动速度快、全寿命成本低、部署灵活等优势，在世界各国陆军装备中的占比持续攀升。从 8×8 重型装甲输送车到 4×4 轻型防护巡逻车，轮式底盘已成为陆战机动平台的主力。然而，随着防护要求的螺旋升级、信息化设备的激增和城市作战场景的常态化，轮式装甲车辆的整备质量不断攀升，动力系统面临前所未有的压力。

一方面，更高的防护等级意味着更厚重的装甲和更大的整备质量，要求动力系统提供更高的驱动功率；另一方面，车载雷达、通信、电子对抗、遥控武器站等信息化载荷的功耗持续增长，驻车发电需求从几十千瓦向百千瓦级迈进；与此同时，节能减排法规的日益收紧、野战隐蔽性的战术要求（静默行驶、低红外特征）、以及全寿命周期成本的控制压力，共同构成了一个多重约束的复杂优化问题。

传统“大功率柴油机+液力自动变速箱”的单一动力路径，正在逼近其能力边界——兼顾大功率与低油耗的难度极大，驻车发电需额外加装独立发电机组，制动能量无法回收，发动机长期工作在低效区。混合动力技术通过引入电机和储能系统，使内燃机得以“解耦”于车轮，具备按最优效率曲线运行的潜力，同时提供电驱动静默模式、制动能量回收和强大的驻车发电能力。

然而，军用装备的成本敏感性远高于民用车辆。轮式装甲车作为“大量装备”的平台，单车成本直接影响列装规模。直接照搬民用混合动力技术——如丰田 Prius 的功率分流、特斯拉的高电压大容量电池方案——在成本、可靠性和战场环境适应性上均难以为继。如何在满足军标的前提下，以可控的成本增量实现混合动力的战术收益，成为装甲动力发展的核心命题。本文旨在系统梳理这一命题的解答路径。

2 混合动力介入轮式装甲的驱动逻辑

轮式装甲车辆采用混合动力的驱动力来自战场需求和工程经济性的双重挤压。

2.1 战术需求牵引

静默机动与观察。传统柴油机在怠速和低速行驶时，噪声和红外特征明显，不利于伏击和隐蔽侦察。混合动力系统允许在数公里范围内以纯电模式低速行驶，声学特征降低至背景噪声水平，显著提升战场生存力。美军“联合轻型战术车辆”即明确要求具备静默机动能力。

驻车发电能力跃升。现代轮式装甲车常作为移动指挥节点或通信中继，大量电子设备需长时间驻车供电。传统方案需加装独立的辅助柴油发电机组，增重占空间且效率低。混合动力的电机在驻车状态即可充当高效发电机，利用动力电池实现静音供电，大幅简化系统构成。

瞬态功率支撑与制动能量回收。装甲车辆频繁的起步加速和制动，是燃油消耗的主要场景。电机提供的低速大扭矩可辅助发动机克服起步“最耗油”区间，制动能量回收则可将动能回充电池，城市工况下节油效果显著。

2.2 技术矛盾驱动

发动机高效区与车辆工况的失配。柴油机的高效区通常在中等转速、中高负荷的狭窄区间。装甲车辆行驶工况涵盖低速越野、高速公路巡航和频繁加减速，发动机大部分时间偏离高效区。混合动力通过“削峰填谷”——由电机调节负载——使发动机更长时间工作在经济区，从原理上降低油耗。

防护增重与功率密度的矛盾。在车重和外形尺寸严格限制下，不断提升防护级别的直接结果是功重比下降。混合动力可提供额外的电驱动功率补充，在不显著增加动力包体积的前提下，维持甚至提升整车机动性。

信息化功耗与传统发电的效率瓶颈。传统爪极式发电机和机械传动效率有限，越来越难以满足动辄数十千瓦的车载功耗。高压发电和电驱系统效率更高，是大趋势。

2.3 经济性约束

轮式装甲车的采购和维护成本是各国军方极为关注的指标。这从根本上决定了装甲车辆混合动力必须走“低成本”路线，不能简单追求技术先进性。低成本的内涵包括：

（1）增量成本可控：在已有柴油动力链基础上增加电驱部件，增加的成本应被节省的燃油、减少的发动机大修和延长的制动系统寿命所抵消。

（2）维护体系兼容：尽量利用现有维修能力和供应链，避免引入需全新建保障体系的高技术部件。

（3）鲁棒性优先：在恶劣工况下可靠工作，不会因单个电子元件失效导致车辆抛锚。

3 低成本混合动力技术谱系

面向轮式装甲车辆的低成本混合动力方案，需要在性能、成本和复杂度之间寻求最优平衡。主流技术架构主要包括串联、并联和混联三大类。

3.1 串联式混合动力：发动机的全工况“解耦”

串联架构中，发动机不直接驱动车轮，而是仅带动发电机发电，电能存入储能装置或直接供给驱动电机，由电机独力或主要驱动车轮。这种架构在重型矿车、轨道机车和部分城市公交上已有成熟应用。

优势：发动机与车轮完全机械解耦，可始终运行在最佳燃油经济性转速，特别适合长期驻车发电和频繁起停的低速城市工况；结构相对简单，省去了复杂的多挡变速箱。

劣势与低成本约束：能量经历“机械—电—机械”两次转换，高速巡航效率反而不如机械直驱。且发电机和驱动电机的功率需与发动机持平，大功率电机成本高昂。因此，纯串联在功率需求大且高速工况多的重型装甲上成本劣势明显，更适合以城市低速巡逻为主的轻型装甲车。

低成本演进方向：采用“小发动机+适度电池”的增程式方案。发动机仅需满足平均功率需求，峰值功率由电池补充，从而降低发动机排量和成本，这种“发动机瘦身”思路有一定吸引力。

3.2 并联式混合动力：保留主传动链的“加法”逻辑

并联架构是低成本军用混合动力的主要竞技场。它在传统“柴油机+变速箱”传动链基础上，在发动机输出端或变速箱输出端增加一个电驱/发电一体电机，并与发动机实现扭矩耦合。

P2 构型（电机置于变速箱输入端）最具代表性。其优势在于：

（1）继承性极强：保留了成熟的柴油机和自动变速箱，改动最小，与现有维护体系高度兼容。

（2）功能齐全：可实现辅助驱动、制动能量回收、驻车发电和静默纯电行驶（发动机断开）。

（3）增量成本低：一台中等功率的永磁同步电机、一套功率电子和较小容量的电池组，成本可

控。

（4）失效安全：电驱系统失效时，车辆仍可如传统车辆一样单纯依靠发动机行驶，这是装甲车辆极为看重的“降级运行”能力。

挑战：P2 电机需与发动机转速范围匹配，且换挡过程中需协调电机扭矩与离合器/制动器的时序，控制策略较复杂。变速器需为电机集成提供接口，对现有传动箱改动仍是成本。

3.3 混联（功率分流）架构：高成本瓶颈

丰田 Prius 和通用 Volt 采用的功率分流式混联架构，通过行星齿轮组精细分配功率，实现了极高的燃油效率。然而，这种架构需要极高精密的控制、专用的变速机构和大量专利壁垒，成本居高不下。在目前军用成本框架下，功率分流被视为“超标解”，短期内不适用于低成本装甲车辆。但其行星排耦合思想可能在未来简化版方案中得到借鉴。

3.4 48V 轻混：最低成本的入门方案

对于发动机舱空间紧张、成本极度敏感的轻型轮式装甲车，48V 轻混提供了“混动红利”的最低门槛。将传统 24V 电气系统升压到 48V，用启动/发电一体机替代传统起动机和发电机，匹配 0.5-1kWh 的小型锂电池组。

功能上虽不足以支持纯电行驶，但可实现：

（1）高效启停，在驻车和等待时完全关闭发动机；

（2）加速辅助，提供短暂额外扭矩；

（3）制动能量微回收，供应车载电子设备；

（4）成本仅增加数千元，且电压等级低于 60V 安全阈值，无需复杂高压保护，极大降低了安全设计难度。

48V 轻混正成为下一代军用轻型战术车辆动力电气化的标准化方向。

4 关键子系统低成本化路径

4.1 储能装置：功率型优先，兼顾寿命

民用电动车追求高能量密度以延长续航，电池成本占整车的 40%以上。军用混合动力截然不同：它不需要长纯电续航，而是强调瞬间大功率充放电能力以完成辅助驱动和能量回收。因此，功率密度优于能量密度成为选型首要指标，这恰可大幅降成本。

磷酸铁锂电池：相比三元锂电池，磷酸铁锂虽然能量密度低，但功率特性好、安全性极高（过充和穿刺不燃爆）、循环寿命长、且原材料无钴而成本更低。其安全性和寿命优势与军用高度契合，是当前低成本军用混动的首选。

钛酸锂电池：功率密度卓越、低温性能极佳、寿命极长，但能量密度低且价格仍高，适用于对低温启动和频繁高倍率充放电有极端需求的特种装甲。

超级电容：功率密度最高，适合提供数秒级瞬态功率和回收制动能量，寿命近乎无限。可与电池组成复合储能，电池负责平均功率，电容承担峰值，延长电池寿命。

4.2 电机：永磁与感应电机的成本抉择

永磁同步电机效率高、功率密度大，是主流选择。但稀土磁材价格波动大，供应存在战略风险。感应电机（无永磁体）成本更低、鲁棒性更强、高速性能好，但效率和功率密度略逊。

低成本路径：采用少稀土或无稀土永磁体设计，或发展电励磁同步电机作为替代。对于 P2 并联方案，由于电机主要在辅助驱动和发电工况间歇工作，损耗容忍度略高，为采用感应电机提供了空间，实现成本与战略安全的平衡。

4.3 功率电子与热管理集成

电驱系统的成本很大部分来自逆变器、DC-DC 转换器等功率电子。军用环境要求宽温域、高抗震和高电磁兼容性，导致定制成本陡增。

商用成熟器件筛选加固是降低成本的核心策略。选择汽车级功率模块（如 IGBT 或碳化硅

MOSFET），对其做军用环境适应性筛选和加固封装，成本远低于从零开发军用专用模块。碳化硅器件虽然单价仍高，但其高效率可减小散热系统体积重量，系统综合成本正在逼近硅基方案。

热管理需将发动机冷却回路与电池、电机、功率电子的热管理系统进行一体化设计，共用散热器和冷却风扇，减少部件数量。

5 国内外经典案例与启示

5.1 美国 JLTV

奥什科什公司的联合轻型战术车辆代表了现役低成本军用混动的标杆。其核心采用柴油机+自动变速箱的并联架构，集成了启动/发电一体机，可在数公里内纯电静默行驶，并驻车提供数十千瓦的电力输出，无需单独发电机组。美国陆军明确将“静默机动”和“驻车发电”作为混动的首要战术收益，而非单纯追求节油率。

5.2 德国“创世纪”

莱茵金属和弗劳恩霍夫研究所联合开发的“创世纪”8×8 混合动力装甲车技术演示平台，采用柴油机+电机+自动变速箱的并联 P2 构型。其在传统驱动桥内集成轮毂电机，实现了轮毂电驱辅助。该方案验证了在现有传动链上叠加电驱而不丧失机械可靠性的可行性。

5.3 英国“阿贾克斯”侦察车

该履带式装甲车虽非轮式，但其动力包设计思想值得借鉴：采用模块化柴油发电机组+电驱动系统，实现了发动机舱的扁平化设计，降低了整车高度。这提示未来轮式装甲可借助混合动力实现更自由的总布置，如取消传动轴、实现发动机横置等。

5.4 国内探索

国内科研机构已研制出多款并联式混合动力轮式装甲原理样车。部分 6×6 装甲车验证了 P2 构型在复杂地形下节油超 15%、静默行驶和驻车大功率发电功能。成本增量控制在原型车的 20%以内。这些实践表明，48V 轻混和 P2 中混路线具有工程可行性。共性的启示：

（1）低成本切入比追求极致节油率更重要，优先实现静默和驻车发电等战术价值。

（2）基于现有传动链“做加法”的并联路线是现阶段最现实的路径。

（3）储能系统不以长续航为导向，小容量、高功率、高安全的电池包足以满足战术需求并有效控成本。

6 关键挑战

成本-可靠性-性能三角矛盾。军用级电机控制器、高压连接器、高压保护装置的单价远超民用，系统集成后成本可能失控。且所有新增电子部件必须经受盐雾、霉菌、振动、电磁脉冲等极端考验，丝毫不能牺牲可靠性。

电磁兼容与隐身。高压电驱系统是大功率电磁干扰源，对车载电台、电子战设备和 C4ISR 系统构成潜在威胁。在实现电驱的同时必须做到严格的电磁屏蔽和滤波，这本身就是巨大的工程挑战。同时，新增的电池和电机热源可能改变车辆红外特征，需重新进行热设计。

热管理的极端性。装甲车辆动力舱极其拥挤，大功率发动机的热量未散尽，又叠加上电机、逆变器、电池的热负荷，冷却系统不堪重负。一旦过热，电池放电能力急剧下降，甚至触发安全保护，使混动性能归零。

保障体系的变革阻力。基层部队的维修力量长期围绕纯机械柴油动力链培养。高压电系统维修需要全新技能、绝缘工具和专用检测设备。在日常训练和野战抢修中的保障复杂度，是军方决策者极其看重的隐性成本。

标准缺失。军用混合动力车辆的高压安全标准、性能试验方法、电池包弹道防护等级等，尚未形成成熟完备的体系，导致研制中无统一准绳，不同厂家方案难以比对评估。

7 低成本发展策略的战略思考

7.1 架构选型：走“并联为主、轻混入门、分步演进”之路

（1）近期，重点发展基于现有传动链的 48V 轻混和 P2 中混，以最小改动和可控成本，将静默行驶、驻车发电和辅助驱动能力率先产品化。

（2）中期，在 P2 架构成熟基础上，发展 P4 后桥电驱（电驱动桥），逐步提高电驱参与度，实现电四驱和更高比例的制动能量回收。

（3）远期，探索标准化、模块化的“混合动力动力包”，使发动机、电机、变速箱成为一体化、可整体吊装的单元，便于各型轮式装甲通用。

7.2 储能策略：功率能量分离，梯次利用降本

推行“超级电容+磷酸铁锂电池”的复合储能，电容承担瞬时大功率，电池承担持续功率和静默行驶电量，可有效延长电池寿命。同时，可探索与民用储能产业的协同，利用退役汽车动力电池经筛选重组后，用于对能量密度不敏感的装甲混动训练车辆。

7.3 核心部件：走民用标准筛选加固与有限自主相结合之路

功率电子器件优先选用大批量车规级产品，建立军用环境筛选和封装加固规范，大幅降低专用开发成本。同时，对于军用特种永磁电机、高可靠性高压连接器、特种传感器等战略核心部件，扶持国内产业链实现自主可控。

7.4 功率能量一体化设计：将混动纳入整车总体设计

不宜将混动作为“附加包”来加装，而应在车型论证阶段就统一规划。利用电驱的自由度，重新优化发动机舱布局、降低传动轴高度、改善乘员空间。将车载武器的供电、电磁装甲的脉冲功率需求，纳入整车能量管理系统统一调度，真正实现“功率能量一体化”，凸显混动在多任务场景下的不可替代性。

7.5 标准先行与渐进列装

尽快由军方牵头制定轮式装甲混合动力车辆高压安全、性能试验、电磁兼容、维修保障等系列标准规范。选取现役成熟底盘，小批量改装混动样车投入部队试用，在实际训练环境中暴露问题、迭代优化，形成正向循环，避免“闭门造车”。

8 结语

轮式装甲车辆的低成本混合动力化，既是战场无声厮杀的必答题，也是军工产业升级的突破口。它不追求民用领域的技术极致，而是在军标严苛的框架下，以最简洁的手段、最可靠的方案、最可控的成本，将静默机动、驻车发电、动力辅助等战术红利转化为实战能力。这是一场理性的进化，而非激进的革命。当未来的轮式装甲车队以电的静谧悄声穿越战场，又以内燃机的咆哮完成冲击，这种静与动的从容切换，将是对这一进化路线最有力的证明。

参考文献：

[1] 王德平, 赵雪松, 王凯, 等. 混合动力传动技术研究综述[J].传动技术(中英文), 2026, 40(02): 18-31.

[2] 伍赛特. 坦克装甲车辆电传动技术研究综述[J]. 自动化应用, 2019(01): 34-35+38.

[3] 李永均. 48V 轻混系统的应用与发展[J]. 汽车工程师, 2018, No. 256(08): 15-17.

[4] 余宏. 混合动力汽车动力构型对比研究[J]. 新能源与智能网联, 2025(01): 14-32.

[5] 星河. 坦克装甲车辆新能源动力技术前景[J]. 坦克装甲车辆, 2022, No, 607(21): 37-42.

基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统设计与试验验证

刘灵坤，谭坤，邹波，曹文浩，丁家飞，杨国建，段昱，罗钰之

重庆铁马工业集团有限公司，重庆 400030

摘　要：针对阿克曼式地面无人车辆在自主导航过程中存在定位源可靠性不足、规划路径难以满足非完整运动约束以及局部避障与底盘执行协同困难等问题，本文设计了一种基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统。在建图与定位层，采用 LIO-SAM 实现激光雷达与 IMU 融合建图，生成三维点云地图，并结合 GNSS 全局初始化与 NDT 点云地图匹配实现车辆在先验地图中的连续定位；在规划与控制层，采用 Hybrid A*生成包含位置、航向和曲率信息的全局参考路径，利用 NeuPAN 局部规划器根据实时点云完成局部轨迹调整与障碍物规避，并通过速度闭环控制和转向控制驱动底盘执行。试验结果表明，点云地图中障碍物间距测量最大误差为 0.230m，平均误差为 0.140m；5 个随机定位测试点的平均定位误差为 0.0309m，最大误差为 0.0402m。上述系统能够完成建图、定位、全局规划、局部避障和车辆控制的闭环运行，可满足低速阿克曼无人车辆在典型场景下的自主导航需求。

关键词：多源定位；LIO-SAM；Hybrid A*；NeuPAN；自主导航

Design and Experimental Verification of an Ackermann Unmanned Vehicle Autonomous Navigation System Based on Multi-source Localization and Hierarchical Planning

LIU Lingkun, TAN Kun, ZOU Bo, CAO Wenhao, DING Jiafei,YANG Guojian,

DUAN Yu, LUO Yuzhi

Chongqing Tiema Industries Group Co., Ltd., Chongqing 400030, China

Abstract: This paper presents an autonomous navigation system for Ackermann unmanned ground vehicles, designed to address the challenges of positioning uncertainty, nonholonomic motion constraints, and the coordination between local obstacle avoidance and chassis control. The system integrates a 3D LiDAR, GNSS/INS, and IMU on a drive-by-wire chassis, and adopts a layered architecture comprising mapping, localization, global planning, local planning, and control execution. LIO-SAM fuses LiDAR and inertial data for map construction, while GNSS-aided initialization combined with NDT-based scan matching enables reliable localization within the prior point cloud map. Hybrid A* generates a globally feasible path that respects kinematic constraints, and NeuPAN performs real-time trajectory correction and collision avoidance using sequential point cloud inputs. Velocity and steering commands are transmitted to the chassis via a CAN interface. Experimental results demonstrate that the point cloud map achieves an average obstacle spacing error of 0.140m with a maximum of 0.230m, and localization errors at five test points average 0.0309m with a peak of 0.0402m. Path tracking and obstacle avoidance experiments validate the closed-loop autonomy, confirming that the system

operates stably and effectively in typical low-speed Ackermann vehicle scenarios.
Keywords: multi-source localization; LIO-SAM; Hybrid A*; NeuPAN; autonomous navigation

0 引言

地面无人平台作为无人系统的重要组成部分，在巡检保障、应急救援、危险环境作业、特种运输和装备自主机动等场景中具有广泛应用需求。随着三维激光雷达、惯性测量单元、组合导航、嵌入式计算平台和机器人操作系统的发展，地面无人平台正由遥控作业向自主感知、自主定位、自主规划和闭环控制方向演进[1-4]。对于轮式无人车辆而言，自主导航系统不仅需要感知环境结构并确定自身位置，还需要在满足车辆运动学约束和安全约束的条件下生成可执行路径，并通过底盘控制系统实现稳定运行。国内外智能车辆运动规划研究也表明，运动规划、路径规划和控制执行是智能车辆自主运行中的关键环节[2-5]。因此，构建感知、定位、规划与控制协同工作的工程化自主导航系统，是地面无人平台实用化过程中的关键问题。

定位与建图是无人车辆自主导航的基础。传统GNSS能够提供全局位置信息，但在建筑物遮挡、林区、隧道、坡道和复杂电磁环境中容易受到多路径效应、信号遮挡和外部干扰影响，难以单独保证连续可靠的位姿输出。IMU和轮式里程计具有较好的短时连续性，但长时间运行会产生累计漂移。三维激光雷达能够获取环境几何结构信息，通过点云配准和先验地图匹配实现车辆定位。国内关于3D激光雷达SLAM和惯性/视觉/激光雷达融合SLAM的综述研究指出，多源传感器融合是提升SLAM系统精度和鲁棒性的重要方向[6,7]；LOAM[8]、LeGO-LOAM[9]、LIO-SAM[10]、ICP[11]、NDT[12]和Cartographer[13]等方法也为移动机器人和无人车辆建图定位提供了重要技术基础。本文采用激光雷达-惯性融合建图与地图匹配定位相结合的方式，为后续规划与控制模块提供地图坐标系下的连续位姿输入。

阿克曼式车辆具有结构简单、行驶效率高和工程应用成熟等优点，但其运动形式受到明显的非完整约束。车辆不能横向平移，且受轴距、前轮最大转角和最小转弯半径限制。传统Dijkstra算法或二维栅格A*算法通常将机器人简化为质点进行搜索，生成路径多为折线形式，缺少连续航向和曲率约束，难以直接用于阿克曼底盘执行。已有移动机器人路径规划综述和改进A*算法研究表明，栅格搜索类方法在全局可达性方面具有优势，但仍需进一步处理搜索效率、路径折点和运动约束适配等问题[14-16]。采样式规划方法如RRT、RRT*能够处理较复杂的搜索空间，但路径随机性和后处理需求较强[17-18]。Hybrid A*算法在搜索状态中引入车辆位姿(x,y,θ)，并通过车辆运动学模型进行节点扩展，能够生成同时包含位置和航向信息的可行路径，已被广泛用于自动驾驶车辆低速场景路径规划[19]。

仅依靠全局规划仍难以应对实际运行中的局部环境变化。全局规划器通常基于先验栅格地图生成从起点到目标点的参考路径，其优势在于保证全局可达性，但无法充分处理实时出现的局部障碍物。局部规划器则能够根据实时感知数据进行轨迹调整和避障，典型方法包括DWA、TEB及基于优化或学习的局部运动规划方法[20-22]。如果缺少全局路径约束，局部规划容易陷入局部最优或产生目标方向不稳定的问题。自动驾驶规划与决策研究指出，路径规划方法正由传统图搜索、采样和优化方法向学习型规划及多方法融合方向发展[5][22-23]。因此，分层规划方法通常将全局路径搜索与局部运动规划相结合：全局规划器提供任务级参考路径，局部规划器根据实时点云、车辆状态和障碍物分布生成短时可执行轨迹。NeuPAN作为一种直接利用点云约束进行运动规划的方法，能够在未知或非结构化环境中生成实时避障控制量，为局部规划提供了一种有效思路[24]。

针对上述问题，本文设计了一种基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统。系统以阿克曼线控底盘为平台，搭载三维激光雷达、IMU、组合导航和工控计算平台，构建了由环境建图、全局定位、全局路径规划、局部避障规划和底盘控制执行组成的闭环架构。在建图层，采用LIO-SAM完成三维点云地图构建，并将点云地图转换为栅格地图供规划模块使用；在定位层，利用GNSS进行全局初始化，并通过NDT点云地图匹配实现车辆在先验地图中的连续定位；在规划层，采

用Hybrid A*生成满足车辆运动学约束的全局路径，并利用NeuPAN根据实时点云完成局部轨迹调整和避障；在控制层，将局部规划输出的速度和转角指令转换为底盘可执行的CAN控制命令，实现实车闭环运行。上述设计遵循模块化自动驾驶系统的一般思路，并结合阿克曼底盘的运动约束和试验场景需求进行工程适配[25]。

1 阿克曼无人车辆平台与系统架构

1.1 硬件平台组成

本文所设计的自主导航系统以阿克曼式线控底盘为实车平台。与差速移动底盘或全向移动平台相比，阿克曼底盘具有行驶效率高、结构稳定和工程适用性强等特点，但其运动受到轴距、前轮转角和最小转弯半径约束，无法实现横向平移。因此，在系统设计中不仅需要考虑环境感知和定位精度，还需要保证规划路径与底盘运动约束相匹配。为实现自主导航闭环运行，整车硬件平台主要由线控底盘、环境感知设备、组合导航设备、车载计算平台和底盘通信接口组成，其总体组成如图 1 所示。

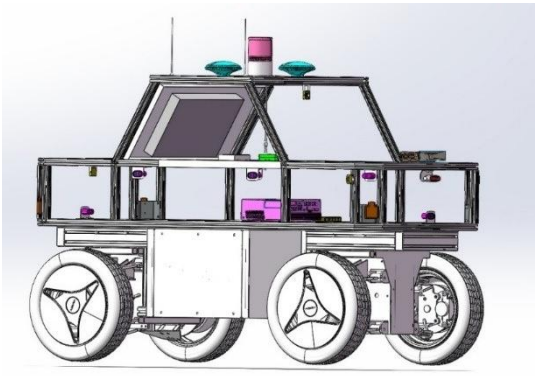


图 1　阿克曼无人车辆硬件平台示意图

由图 1 可见，系统以线控底盘作为运动执行单元，以三维激光雷达、IMU 和组合导航设备作为主要感知与定位信息来源，并通过车载工控机完成建图、定位、路径规划和控制指令生成。底盘控制器通过 CAN 总线接收上层控制指令，同时反馈车辆速度、转向状态和底盘运行信息，为速度闭环控制和车辆状态监测提供基础数据。实车平台的主要硬件配置如表 1 所示。

表 1　试验平台主要硬件配置

组成	设备/型号	主要功能
线控底盘	阿克曼底盘	接收速度与转向控制指令，反馈底盘状态
三维激光雷达	32 线激光雷达	点云建图、地图匹配定位、局部避障输入
组合导航	GNSS/INS 组合导航	全局初始化、参考坐标与姿态信息
惯性测量单元	六轴 IMU	姿态预测、点云去畸变、定位滤波预测
毫米波雷达	前向毫米波雷达	目标距离、相对速度和方位检测
计算平台	工控机	运行 ROS、建图定位、规划与控制算法
执行接口	CAN 通讯模块	控制指令下发与底盘状态解析

其中，三维激光雷达主要承担环境几何结构获取任务，IMU用于提供短时连续运动约束，组合导航用于提供全局初始位姿参考。多源信息经过车载计算平台处理后，为规划和控制模块提供统一的车辆位姿与环境信息。

1.2 自主导航系统总体架构

为满足阿克曼无人车辆在试验场景下的自主运行需求，基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统采用模块化、分层化的软件架构，将系统划分为传感器数据采集层、地图构建层、

融合定位与决策规划层和运动控制与执行层。系统运行过程遵循“建图—定位—规划—控制”的闭环逻辑。传感器数据采集层接收三维激光雷达和IMU数据，将点云等特征输入到地图构建层中，通过LIO-SAM完成点云地图构建，并将构建得到的点云地图作为后续定位匹配的先验地图。此外，点云地图经过处理后可转换为栅格地图，为全局路径规划提供环境约束。

融合定位于决策规划层主要完成车辆在地图坐标系下的实时位姿估计与全局-局部路径规划。系统首先利用GNSS信息进行全局初始位姿估计，根据初始位置在点云地图中截取局部匹配区域；随后采用NDT点云地图匹配方法，将实时激光点云与先验点云地图进行配准，并结合IMU预测信息输出连续稳定的车辆位姿。该定位结果作为全局规划和局部规划的基础输入。路径规划层采用全局规划与局部规划相结合的分层结构。全局规划器基于栅格地图、车辆当前位姿和目标点，利用Hybrid A*生成包含位置、航向和曲率信息的参考路径。与传统二维栅格A*相比，Hybrid A*在搜索过程中引入车辆航向状态，能够更好地适配阿克曼底盘的非完整运动约束。局部规划器进一步接收全局参考路径、车辆实时位姿和局部点云信息，利用NeuPAN生成局部可执行轨迹，并在障碍物出现时对路径进行实时调整，从而提高系统对局部环境变化的适应能力。

在运动控制与执行层，将局部规划器输出的期望线速度和转向角转换为底盘可执行控制指令。横向控制主要根据规划输出的前轮转角进行转向控制，纵向控制则结合期望速度和底盘反馈速度进行闭环调节。最终控制指令通过CAN总线发送至线控底盘，驱动车辆完成路径跟踪、减速、停车和避障等动作。

其系统总体架构如图2所示。

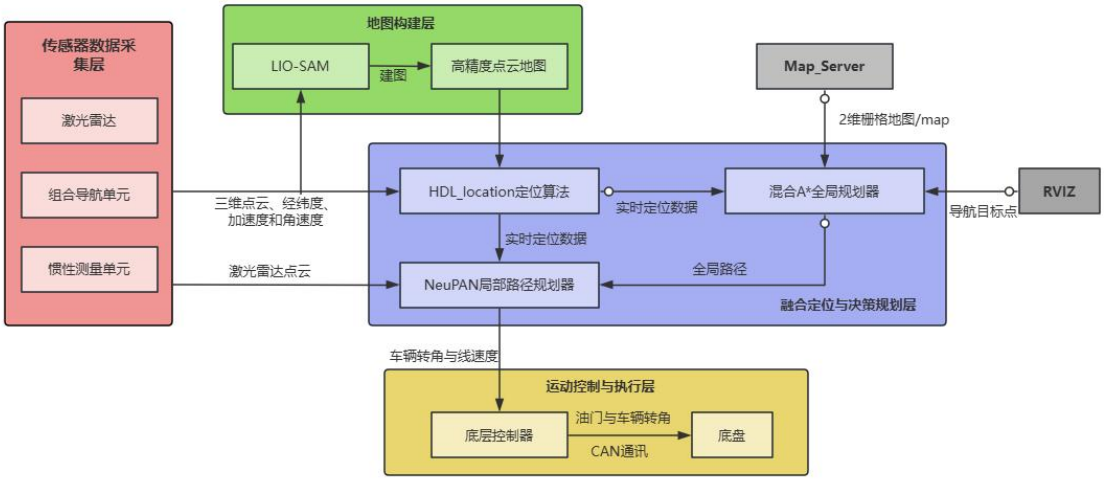


图 2　阿克曼无人车辆自主导航系统总体架构

2 自主导航关键方法

2.1 建图、定位与规划数据流

本文自主导航系统采用“离线建图、在线定位、分层规划、闭环控制”的技术路线。离线阶段，系统利用三维激光雷达和 IMU 数据输入 LIO-SAM 建图模块，通过点云去畸变、特征提取和位姿优化生成试验场三维点云地图。该点云地图一方面作为后续 NDT 地图匹配定位的先验地图，另一方面经过地图转换处理生成二维栅格地图，为 Hybrid A*全局路径规划提供环境约束。

在线定位阶段，系统首先利用 GNSS/组合导航信息获得车辆在全局坐标下的粗略初始位置，并将其转换到地图坐标系中，作为 NDT 点云匹配的初始位姿。随后，定位模块持续将实时激光点云与先验点云地图进行匹配，输出车辆在地图坐标系下的实时位姿。全局规划模块以当前位姿、目标点和栅格地图为输入，生成满足阿克曼运动约束的全局参考路径。局部规划模块进一步结合实时点云、车辆位姿和全局路径，对车辆短时运动轨迹进行修正，并输出期望线速度和前轮转角。控制模块最终将规划输出转换为底盘可执行的 CAN 控制指令，驱动车辆完成路径跟踪和避障。

为统一建图、定位、规划和控制之间的坐标关系，本文将车辆在地图坐标系下的位姿表示为齐次变换矩阵：

$$\mathbf{T}_{map}^{base}=\begin{bmatrix}\mathbf{R}_{map}^{base} & \mathbf{t}_{map}^{base}\\ \mathbf{0} & 1\end{bmatrix} \tag{1}$$

其中，R 表示车辆坐标系相对于地图坐标系的旋转矩阵，t 表示车辆在地图坐标系下的位置向量。该位姿既是定位模块的输出，也是全局路径规划和局部规划的基础输入，从而保证系统各模块处于统一空间基准下。

2.2 GNSS 辅助 NDT 点云定位

在完成点云地图构建后，车辆在线运行时需要根据实时传感器数据确定自身在地图中的位置。NDT 点云匹配能够利用环境点云的局部分布特征实现地图定位，但匹配结果对初始位姿具有一定依赖性。为提高初始定位的可靠性，本文采用 GNSS 辅助的全局初始化方法：首先记录建图原点对应的 GNSS 坐标和车辆航向信息，再将车辆当前 GNSS 位置转换到局部坐标系中，并根据建图原点航向完成旋转补偿，得到车辆在点云地图中的粗略初始位姿。

在获取初始位姿后，系统以该位置为中心截取局部点云地图，并将实时激光点云作为源点云进行 NDT 匹配。NDT 方法将局部地图划分为若干栅格，并用每个栅格中点云的均值和协方差描述局部空间分布。实时点云匹配过程可表示为寻找最优刚体变换 T*，使变换后的当前点云与地图中对应 NDT 栅格的概率分布误差最小。

$$\mathbf{T}^{*}=arg\min_{\mathbf{T}}\sum_{i=1}^{N}(\mathbf{T}\mathbf{p}_i-\boldsymbol{\mu}_k)^{T}\boldsymbol{\Sigma}_k^{-1}(\mathbf{T}\mathbf{p}_i-\boldsymbol{\mu}_k) \tag{2}$$

其中，p_i 为当前帧激光点云中的第 i 个点，μ_k 和Σk 分别为地图中第 k 个 NDT 栅格的点云均值和协方差，T*为优化得到的点云配准变换。通过该过程，系统能够将实时点云对齐到先验地图中，并持续输出车辆在地图坐标系下的位姿信息，为后续路径规划提供可靠输入。

2.3 Hybrid A*与 NeuPAN 分层规划

在获得车辆当前位姿后，系统采用全局规划与局部规划相结合的分层路径规划方法。全局规划器以栅格地图、车辆当前位姿和目标点为输入，采用 Hybrid A*算法生成全局参考路径，其算法示意图如图 3 所示。

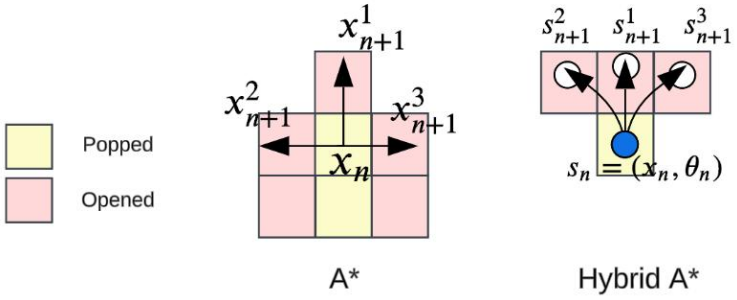


图 3　HybirdA*搜索空间

如果直接应用传统 A*算法，生成的路径通常由折线段组成，包含大量无法执行的急转弯，且不包含航向角信息。为了解决这一问题，本文在全局路径规划部分选用 Hybrid A*算法将搜索状态由二维位置扩展为车辆位姿，并在节点扩展过程中引入车辆运动学模型，使生成路径不仅包含位置坐标，还包含车辆航向信息，更适合阿克曼底盘执行，其运动学模型可表示为：

$$\begin{aligned}\dot{x} &= v\cos\theta,\\ \dot{y} &= v\sin\theta,\\ \dot{\theta} &= \frac{v}{L}\tan\delta.\end{aligned} \tag{3}$$

其中，x 和 y 为车辆在地图坐标系下的位置，θ为车辆航向角，v 为车辆线速度，L 为轴距，δ为前

轮转角。由于阿克曼车辆受最大前轮转角限制，其路径曲率需要满足：

$$|\kappa| \le \kappa_{max},\ \kappa_{max} = \frac{\tan \delta_{max}}{L} \tag{4}$$

其中，κ为路径曲率，δ_{max}为车辆最大前轮转向角，κ_{max}为车辆允许的最大路径曲率。该约束说明，规划路径不仅需要避开障碍物，还必须满足车辆最小转弯半径要求，否则底盘无法稳定执行。Hybrid A* 生成的全局路径可表示为：

$$P_{global} = \{x_i, y_i, \theta_i, \kappa_i\}_{i=1}^{N} \tag{5}$$

其中，x_i，y_i，θ_i，κ_i 分别表示第 i 个路径点的位置、航向角和曲率，该路径作为局部规划器的参考轨迹输入。

局部规划器以全局参考路径、车辆实时位姿和局部点云为输入，利用 NeuPAN 根据实时障碍物信息生成局部可执行轨迹。其核心作用是在尽量跟随全局路径的同时，根据局部点云约束对短时轨迹进行调整。当车辆前方存在临时障碍物时，局部规划器能够对轨迹进行局部偏移、减速或停车，使车辆完成绕障或避让。局部规划过程可抽象表示为：

$$u_t^* = \arg\min_{u_t} (J_{track} + J_{obs} + J_{smooth}) \tag{6}$$

其中，u_t^*为当前时刻优化得到的局部控制量，J_{track}表示对全局参考路径的跟踪代价，J_{obs}表示障碍物避让代价，J_{smooth}表示轨迹或控制量平滑代价。通过该局部优化过程，系统能够兼顾全局目标方向、局部障碍约束和车辆控制平滑性。

2.4 控制执行方法

由于局部规划器输出的期望线速度和前轮转角不能直接驱动车辆，还需要经过控制执行模块转换为线控底盘可识别的控制指令，本文控制模块采用横向转角跟随和纵向速度闭环相结合的方式，其主要流程结果如图 4 所示。

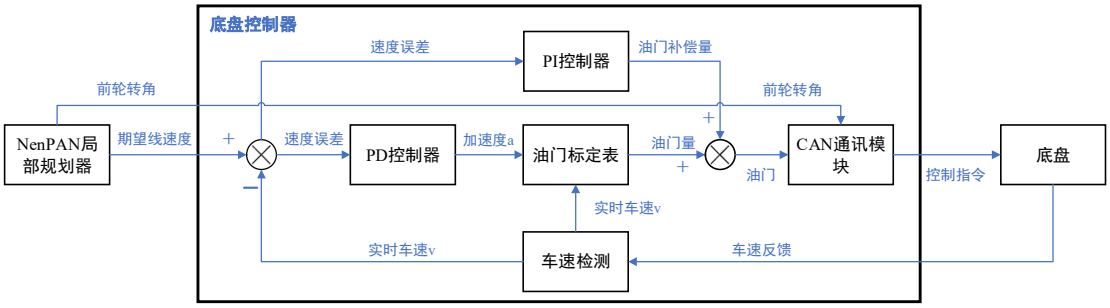


图 4　控制模块结构

横向控制中，局部规划器输出的前轮转角作为转向控制目标，通过 CAN 总线发送至底盘转向执行机构；纵向控制则采用闭环控制逻辑，首先将规划层下发的期望线速度与车速检测模块反馈的实时车速进行差值计算，得到速度误差。该速度误差随后被分流至两条并行路径进行处理：一条路径作为主控制路，将速度误差输入 PD 控制器计算出车辆的期望加速度，该加速度与当前的实时车速共同作为索引输入“油门标定表”，查表得到基础油门量，这构成了控制的前馈部分；另一条路径作为补偿控制路，将速度误差输入 PI 控制器，计算出油门补偿量，用于修正坡度阻力或模型误差带来的稳态偏差。其中，车辆速度误差定义为：

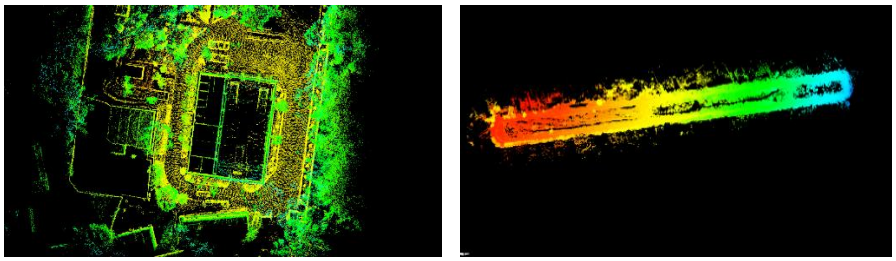
$$e_v(t) = v_{ref}(t) - v(t) \tag{7}$$

其中，$v_{ref}(t)$为局部规划器输出的期望速度，$v(t)$为底盘反馈的实际速度。控制模块根据速度误差进行闭环调节，并结合油门标定表将期望加速度或速度修正量转换为底盘油门、制动控制量。最终，控制模块将期望速度、前轮转角和制动信息封装为 CAN 控制报文，下发至线控底盘执行。

3 平台试验验证与结果分析

3.1 试验平台与场景

为验证所设计自主导航系统的工程有效性，本文在某试验场开展实车测试。试验平台由阿克曼式线控底盘、车载计算平台、三维激光雷达、IMU、组合导航及底盘 CAN 通信单元组成。试验内容包括点云地图构建、地图匹配定位、全局路径规划、局部路径跟踪与障碍物避让等部分。测试过程中，车辆首先在试验场内完成点云地图采集与构建，随后基于先验地图进行在线定位、规划和控制验证。



(a)试验场车间区域　　（b）试验场跑道区域

图 5　实地点云建图结果示意图



图 6　试验场跑道区域部分栅格地图

由图 5 可见，车间区域和跑道区域的点云结构较为完整，场地边界、道路轮廓和主要障碍物均能够被点云地图有效记录，说明建图模块能够为后续定位匹配和规划地图生成提供基础环境信息。在完成点云地图构建后，系统进一步将点云地图转换为栅格地图，用于全局路径规划。在图 6 中，试验区域中的可通行空间与障碍区域被转换为规划模块可识别的二维地图，为 Hybrid A*全局规划提供了环境约束。

3.2 建图结果分析

为评价点云地图的空间一致性，试验场内布置了 5 个障碍物，并设置相邻障碍物参考距离。建图完成后，在点云地图中测量障碍物间距，并与参考距离进行对比，结果见表 2。

表 2　障碍物距离测量误差

障碍物组	地图测量距离/m	参考距离/m	距离误差/m
1—2	2.996	3.000	0.004
2—3	5.180	5.000	0.180
3—4	8.230	8.000	0.230
4—5	10.174	10.000	0.147

表 3　建图距离误差统计结果

统计指标	数值/m
平均误差	0.140
均方根误差 RMSE	0.163
最大误差	0.230
最小误差	0.004

由表 2 和表 3 可知，点云地图中障碍物距离测量误差最大为 0.230 m，平均误差为 0.140 m，RMSE 为 0.163 m。考虑到障碍物边界提取、人工测距和点云稀疏度等因素，该误差水平能够满足低速阿克曼无人车辆在试验场景中的地图构建与路径规划需求。

3.3 地图定位精度分析

定位试验中，系统首先根据 GNSS 信息完成全局初始位姿估计，再通过 NDT 点云匹配和滤波更新实现连续跟踪定位。测试过程中，车辆在急刹、大角度转弯等工况下未出现明显定位漂移。为定量评价定位结果，在试验路径中随机选取 5 个点，将定位坐标与参考坐标进行对比，结果见表 4。

表 4　定位坐标误差

序号	定位 X/m	定位 Y/m	参考 X/m	参考 Y/m	误差/m
1	-16.120	-5.785	-16.097	-5.752	0.0402
2	8.139	24.657	8.162	24.653	0.0233
3	-13.966	38.623	-13.931	38.626	0.0351
4	-25.719	43.583	-25.703	43.589	0.0171
5	-28.477	45.984	-28.439	45.991	0.0386

表 5　定位误差统计结果

统计指标	数值/m
平均定位误差	0.0309
均方根误差 RMSE	0.0322
最大误差	0.0402
最小误差	0.0171

由表 4 和表 5 可见，5 个测试点定位误差均小于 0.05 m，平均定位误差为 0.0309 m，RMSE 为 0.0322 m，最大误差为 0.0402 m。该结果表明，在试验场景和参考坐标条件下，GNSS 辅助初始化与 NDT 地图匹配定位方法能够提供满足低速自主导航需求的位姿精度。同时，从图 7 定位轨迹与参考轨迹对比结果看，两条轨迹整体形状保持一致，未出现明显发散或系统性偏移，定位轨迹相较参考轨迹存在小幅高频抖动，主要与激光点云匹配噪声、车辆振动和局部地面坑洼有关。总体而言，定位结果能够为全局路径规划和局部轨迹跟踪提供较为稳定的数据输入。

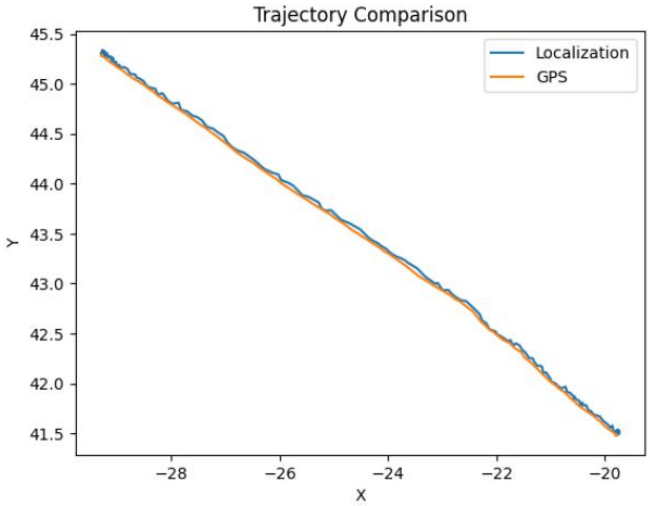
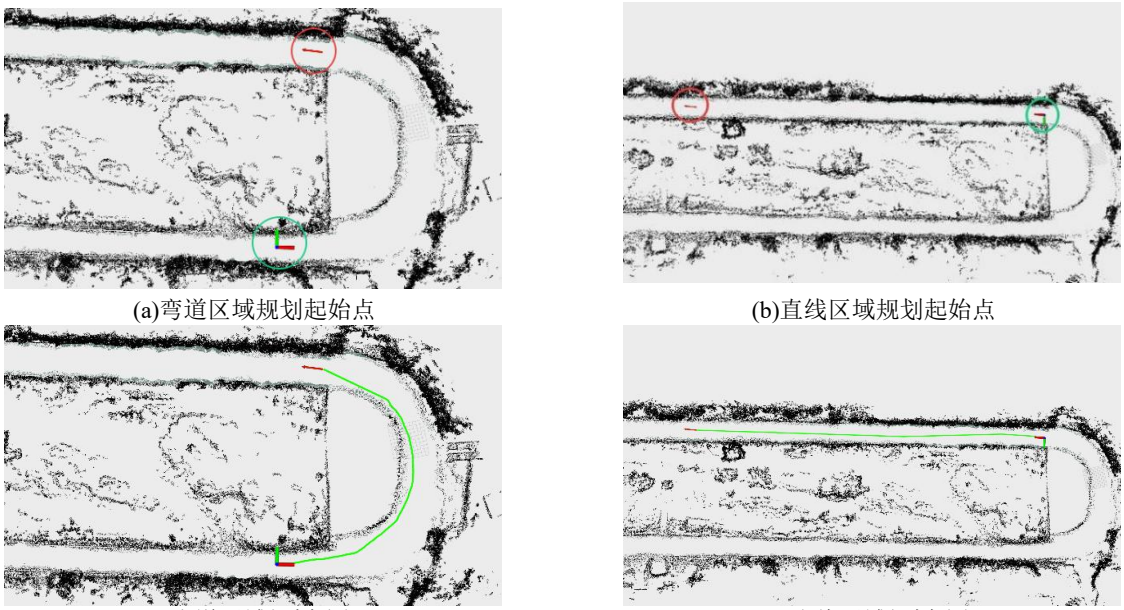


图 7　定位轨迹与参考轨迹对比

3.4 全局路径规划结果分析

在完成地图构建与定位验证后，系统基于栅格地图开展全局路径规划试验，图 8 为 Hybrid A* 全局路径规划结果。由图 8 可见，图 8(a)和图 8(b)中绿色标注区域为车辆定位起点，红色标注区域为规划终点，规划器能够在栅格地图约束下生成从起点到目标点的连续可通行路径。相比传统二维栅格搜索方法，Hybrid A*在搜索状态中引入车辆航向信息，使规划结果不仅包含路径点位置，还包

含车辆行驶方向信息，更适合阿克曼底盘的非完整运动约束。



(a)弯道区域规划起始点　(b)直线区域规划起始点

(c)弯道区域规划路径　(d)直线区域规划路径

图 8　路径规划示意图

从规划结果可以看出，全局路径能够绕开栅格地图中的障碍区域，并为局部规划模块提供整体行驶方向。后续 NeuPAN 局部规划器在该全局路径约束下，根据实时点云对局部轨迹进行调整，从而实现路径跟踪和障碍物避让。该结果表明，Hybrid A*能够为本文自主导航系统提供有效的任务级参考路径。

3.5 局部路径跟踪与避障结果分析

在全局路径规划结果基础上，本文进一步开展局部路径跟踪与避障试验，以验证 NeuPAN 局部规划器在实车运行过程中的轨迹修正能力和环境适应能力。试验过程中，全局规划器首先生成从车辆当前位置到目标点的参考路径，局部规划器在接收车辆实时位姿、全局参考路径和局部点云信息后，输出期望线速度与前轮转角，并通过底盘控制模块驱动车辆运动。图 9 给出了局部路径跟踪试验结果。其中，绿色曲线表示全局规划生成的期望路径，红色曲线表示车辆实际运动轨迹。

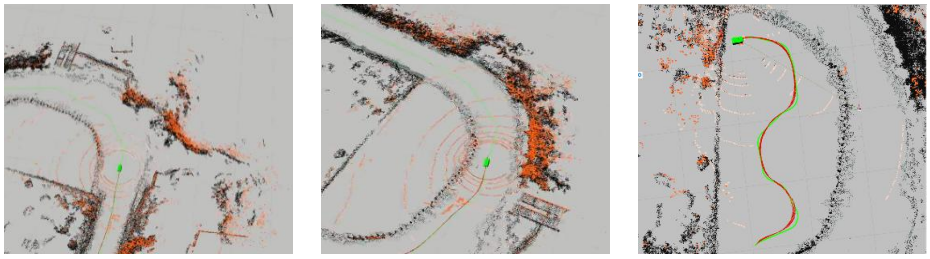


图 9　局部路径跟踪结果

由图 9 可见，车辆实际运动轨迹能够沿全局参考路径附近运行，未出现明显偏离或发散现象。这说明局部规划器能够根据车辆实时位姿对全局路径进行局部跟踪，并将生成的速度和转角指令有效传递至控制执行模块。该结果从系统层面验证了“全局路径—局部规划—底盘控制—车辆反馈”之间的数据流能够形成闭环，车辆具备按照规划路径稳定运行的能力。



图 10　局部路径避障效果

为进一步验证局部规划器对障碍物环境的响应能力，本文在试验场内布置多个障碍物，并设定穿越障碍物区域的导航任务。障碍物布置现场和局部避障效果如图 10 所示。障碍物被布置在车辆行驶路径附近，形成局部通行约束；局部规划器能够根据实时点云感知结果生成绕行轨迹，使车辆在保持全局目标方向的同时避开障碍物区域。该结果说明，NeuPAN 局部规划器并非简单跟踪全局路径，而是在全局参考路径约束下结合实时环境信息对局部轨迹进行动态调整，从而提高系统在局部障碍场景下的通行能力。综上，在路径跟踪和障碍物避障两个方面，本文局部规划模块与底盘执行链路具有较强有效性。

4 结论

本文面向阿克曼式地面无人车辆在试验场景下的自主导航需求，设计了一种基于多源定位与分层规划的自主导航系统。系统以线控阿克曼底盘为平台，采用三维激光雷达、IMU 和组合导航等多源传感器构建感知与定位链路，通过 LIO-SAM 完成点云地图构建，结合 GNSS 辅助初始化和 NDT 点云匹配实现车辆在先验地图中的定位，并采用 Hybrid A*和 NeuPAN 分别完成全局路径规划与局部轨迹调整，最终通过 CAN 总线驱动底盘执行。实车试验结果表明，所构建点云地图能够较完整地反映试验场环境结构，障碍物距离测量平均误差为 0.140 m，最大误差为 0.230 m；定位试验中 5 个测试点的平均误差为 0.0309 m，最大误差为 0.0402 m。全局路径规划结果表明，Hybrid A*能够在栅格地图中生成可通行参考路径；局部路径跟踪与避障结果表明，NeuPAN 能够在全局路径约束下结合实时点云完成局部轨迹调整。综合试验结果可知，本文所设计系统能够有效衔接点云建图、地图匹配定位、全局路径规划、局部轨迹调整和底盘控制执行，形成面向低速阿克曼无人车辆的自主导航闭环。后续将围绕多场景重复试验、动态目标避障和多源特征感知模块接入等方面进一步完善系统验证。

参考文献（References）：

[1] Thrun S, Burgard W, Fox D. Probabilistic Robotics[M]. Cambridge: MIT Press, 2005.

[2] 李立, 徐志刚, 赵祥模, 等. 智能网联汽车运动规划方法研究综述[J]. 中国公路学报, 2019, 32(6): 20-33.

[3] Thrun S, Montemerlo M, Dahlkamp H, et al. Stanley: The robot that won the DARPA Grand Challenge[J]. Journal of Field Robotics, 2006, 23(9): 661-692.

[4] Quigley M, Conley K, Gerkey B, et al. ROS: an open-source Robot Operating System[C]//ICRA Workshop on Open Source Software, 2009.

[5] Paden B, Cap M, Yong S Z, et al. A survey of motion planning and control techniques for self-driving urban vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2016, 1(1): 33-55.

[6] 周治国, 曹江微, 邸顺帆. 3D 激光雷达 SLAM 算法综述[J]. 仪器仪表学报, 2021, 42(9): 13-27.

[7] 毛军, 付浩, 褚超群, 等. 惯性/视觉/激光雷达 SLAM 技术综述[J]. 导航定位与授时, 2022, 9(4): 17-30.

[8] Zhang J, Singh S. LOAM: Lidar Odometry and Mapping in Real-time[C]//Robotics: Science and Systems, 2014.

[9] Shan T, Englot B. LeGO-LOAM: Lightweight and Ground-Optimized Lidar Odometry and Mapping on Variable Terrain[C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2018: 4758-4765.

[10] Shan T, Englot B, Meyers D, et al. LIO-SAM: Tightly-coupled LiDAR inertial odometry via smoothing and

mapping[C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2020: 5135-5142.

[11] Besl P J, McKay N D. A method for registration of 3-D shapes[J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 1992, 14(2): 239-256.

[12] Magnusson M. The Three-Dimensional Normal-Distributions Transform: An Efficient Representation for Registration, Surface Analysis, and Loop Detection[D]. Örebro University, 2009.

[13] Hess W, Kohler D, Rapp H, et al. Real-time loop closure in 2D LIDAR SLAM[C]//IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2016: 1271-1278.

[14] 朱大奇, 颜明重. 移动机器人路径规划技术综述[J]. 控制与决策, 2010, 25(7): 961-967.

[15] 赵晓, 王铮, 黄程侃, 等. 基于改进 A*算法的移动机器人路径规划[J]. 机器人, 2018, 40(6): 903-910.

[16] 王宏斌, 尹鹏亨, 郑伟, 等. 基于改进 A*算法和动态窗口法的移动机器人路径规划[J]. 机器人, 2020, 42(3): 346-353.

[17] LaValle S M. Rapidly-exploring random trees: A new tool for path planning[R]. Iowa State University, 1998.

[18] Karaman S, Frazzoli E. Sampling-based algorithms for optimal motion planning[J]. The International Journal of Robotics Research, 2011, 30(7): 846-894.

[19] Dolgov D, Thrun S, Montemerlo M, et al. Practical search techniques in path planning for autonomous driving[C]//Proceedings of the First International Symposium on Search Techniques in Artificial Intelligence and Robotics, 2008.

[20] Fox D, Burgard W, Thrun S. The dynamic window approach to collision avoidance[J]. IEEE Robotics & Automation Magazine, 1997, 4(1): 23-33.

[21] Rösmann C, Hoffmann F, Bertram T. Integrated online trajectory planning and optimization in distinctive topologies[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2017, 88: 142-153.

[22] 许宏鑫, 吴志周, 梁韵逸. 基于强化学习的自动驾驶汽车路径规划方法研究综述[J]. 计算机应用研究, 2023, 40(11): 3211-3217.

[23] Schwarting W, Alonso-Mora J, Rus D. Planning and decision-making for autonomous vehicles[J]. Annual Review of Control, Robotics, and Autonomous Systems, 2018, 1: 187-210.

[24] Han R, Wang S, Zhang Z, et al. NeuPAN: Direct point robot navigation with end-to-end model-based learning[J/OL]. arXiv preprint arXiv:2403.06828, 2024.

[25] Kato S, Tokunaga S, Maruyama Y, et al. Autoware on Board: Enabling autonomous vehicles with embedded systems[C]//IEEE/ACM International Conference on Computer-Aided Design, 2018: 1-8.

特种重型电驱车辆装备电驱桥技术探讨

赵曌，钟鼎，何波，柯杰，李春毅，何强，赵耀东

重庆铁马工业集团有限公司，重庆 400050

摘　要：随着特种重型车辆装备电驱化发展不断深入，电驱桥已成为影响整车动力性能、机动能力和能源利用效率的关键部件。受重载、越野等多场景任务需求及有限市场规模制约，电驱桥设计面临性能、可靠性与成本协同优化的挑战。针对上述问题，本文结合我国新能源汽车产业链优势，探讨了一种基于统一架构平台的电驱桥技术体系。其中，基础能力盘采用成熟产业链资源和成熟技术路线，实现高性价比配置；敏捷潜能盘采用已具备工程化应用基础的先进技术，实现持续输出能力和宽速域性能提升。针对两类技术路线，从性能收益与成本增量两个维度开展工程化对比分析。结果表明，基础能力盘能够满足大多数应用场景需求，而敏捷潜能盘通过适度增加成本显著提升持续转矩能力、高速运行能力及系统可靠性。统一架构平台通过核心部件共用与模块化设计，有效降低研发与制造成本，为特种重型车辆装备电驱桥平台化、系列化发展提供了参考。

关键词：特种重型车辆装备；电驱桥；统一架构平台；基础能力盘；敏捷潜能盘

1 引言

1.1 特种重型车辆装备电动化发展趋势

1.1.1 国内外发展现状

近年来，随着全球“双碳”目标的推进与新能源技术的快速迭代，特种重型车辆的电动化转型已从政策引导阶段迈入规模化应用与技术深水区。在国内外市场，电动重卡及特种工程车辆的电驱化渗透率持续攀升，其核心驱动力不仅来自环保法规的倒逼，更源于全生命周期成本优势的显现与补能基础设施的逐步完善。

国内发展方面，中国已成为全球电动重卡增长最快的市场。2025 年，中国电动重卡销量达 23.11 万辆，同比增长 182%，渗透率突破 20%。应用场景从早期的港口、矿山、钢厂等封闭场所的短途运输，加速向中长途干线物流拓展。技术路线呈现多元化，充电与换电模式并存，其中换电模式因 3-5 分钟快速补能优势，在新能源重卡中保持约 30%的稳定份额。同时，兆瓦级超充技术正加速落地，行业首个一级能效重卡兆瓦超充示范站已于 2026 年 5 月发布。在产业链层面，比亚迪、三一集团、速豹科技等企业已布局海外生产基地，产品凭借成本与效率优势进军欧洲、南非等市场。政策层面，《推动新能源重卡规模化应用实施方案》明确提出，到 2030 年新能源重卡渗透率需达到 40%，保有量突破 160 万辆，标志着行业正从“试点示范”迈向“规模化推广”新阶段。

国外发展方面，欧美国家在电动重卡领域同样取得显著进展，但技术路径与挑战相较国内存在较大差异。欧洲依托严格的排放法规与完善的充电网络，电动环卫车、垃圾压缩车等特种车辆已实现较高普及率。美国则通过立法强制要求环卫车辆使用清洁能源，并鼓励企业研发新技术以提升续航与智能化水平。然而，英国等国家的实践表明，电动重型货车的发展仍面临两大瓶颈：一是专用公共充电设施严重不足且分布不均（目前西欧仅有约 1100 个公共充电站）；二是购置成本高企，尽管运营成本低于柴油车，但初始投资与折旧问题仍制约其大规模推广。此外，特斯拉 Semi、沃尔沃卡车等国际品牌虽已实现量产交付，但在补能效率与场景适配性上仍待持续优化。

1.1.2 特种重型车辆装备动力需求特征

根据面向的运行环境不同，特种重型车辆装备的动力需求特征通常可分为两大类：一类来源于以铺装道路机动为主要任务的车辆，另一类则源自具有重度越野需求的车辆。

以铺装道路机动为主要任务的特种重型车辆通常承担远距离运输、快速部署以及区域保障等任

务，其运行环境具有道路附着条件较好、行驶速度范围较宽以及任务连续性较强等特点。与传统重型商用车辆类似，此类车辆的动力系统设计重点在于峰值牵引能力兼顾高速机动性能、能量利用效率。因此，电驱系统需要具备较宽的恒功率运行范围，通过提高电机基速、增强弱磁扩速能力以及优化传动比匹配，实现高速工况下的动力保持能力[1]。同时，长距离运行特点要求驱动系统在较宽负载范围内保持较高效率，以降低能耗并减少热负荷累积[2]。所以，对于铺装道路型特种重型车辆而言，其电驱动力技术路线更加关注高效率、高功率密度以及高速适应能力，通常倾向采用“高速永磁同步电机+多挡减速机构+高电压平台+效率优化控制策略”的方案，以提升整车经济性和持续高速运行能力。

具有重度越野需求的特种重型车辆通常面向松软土壤、泥泞路面、大坡度道路以及低附着地形等复杂非结构化环境，其核心任务是保证车辆在极端工况下的持续通过能力和牵引能力[3]。与铺装道路车辆不同，越野车辆运行过程中经常处于低速、大负载状态，车辆行驶阻力主要由坡度阻力、地面沉陷阻力以及轮胎附着限制共同决定，因此其动力系统在追求高速性能以外，也对低速大扭矩输出能力有较高要求[4]。对于大质量车辆，在较大坡度工况下，轮端所需牵引力可达到极高水平，驱动电机长期工作于恒转矩区域，需要持续输出大电流以维持高轮端扭矩[5]。然而，高电流运行会导致铜耗按照电流平方关系快速增加，使电机温升成为限制持续牵引能力的主要因素。因此，重度越野型特种车辆电驱系统的核心技术矛盾在于有限安装空间下持续扭矩密度与热稳定性的提升[6]。针对该类需求，未来高性能电驱桥发展方向主要集中于“高转矩密度高凸极率电机拓扑+多相容错驱动系统+高效油冷热管理+精细化牵引控制策略”，以提高极端工况下的持续输出能力和可靠性。

1.2 电驱桥技术发展概况

随着新能源汽车及智能化车辆技术的发展，电驱桥逐渐成为新能源商用车及特种车辆动力系统的重要技术方向。相较传统传动结构，电驱桥通过集成驱动电机、减速机构、差速器及功率电子系统，实现了传动链缩短、系统效率提升和空间利用率优化。

目前，电驱桥技术主要沿单电机集成式、双电机独立驱动式以及多电机分布式驱动式方向发展。其中，单电机电驱桥具有结构简单、成本低和可靠性高等优势，是当前商用车辆的主流方案；针对重载车辆宽范围工况需求，两挡及多挡电驱桥逐渐应用，通过兼顾低速大扭矩输出和高速高效率运行，提高整车动力性与经济性。双电机及多电机电驱桥则进一步提升了系统功率密度、扭矩分配灵活性和故障冗余能力，适用于高性能及复杂工况车辆，但同时带来了成本、空间和控制复杂度增加等问题[7]。近年来，高功率密度永磁同步电机、高压电驱系统、SiC 功率器件以及直接油冷热管理技术的发展，持续推动电驱桥向高集成、高效率和高可靠方向演进[8]。

2 特种重型电驱车辆装备平台化与系列化设计需求

2.1 多场景适应与成本控制需求

特种重型电驱车辆通常承担运输保障、工程作业、应急救援及复杂环境机动等多样化任务，其运行场景覆盖高速公路、城市道路、非铺装路面以及极端越野环境，不同任务对动力系统提出了差异化需求。因此，单一性能指标最优的电驱系统难以兼顾不同应用场景需求，需要通过模块化、平台化设计提升动力系统的适应范围[9]。

另一方面，特种重型车辆通常具有市场规模小、定制化程度高、研发投入大等特点，若针对不同任务需求开发完全独立的动力系统，将导致零部件通用性降低、研发周期延长以及制造成本增加。随着新能源汽车产业链成熟，高功率密度电机、高压电控系统及智能化控制技术快速发展，为电驱桥平台化设计提供了技术基础。通过保持电驱桥机械架构、安装接口和核心传动部件统一，仅针对电机、电控硬件及策略、热管理进行差异化配置，可形成覆盖不同应用需求的产品方案，在保证特种任务性能需求的同时，提高零部件通用化水平，降低全生命周期成本[10]。因此，面向系列化特种重型车辆开发，构建“统一架构、差异化性能”的电驱桥技术体系具有重要工程价值。

2.2 电驱桥设计局限

特种重型车辆装备通常面向高载荷、高通过性以及复杂环境适应需求，其底盘系统需优先满足承载、越野和可靠运行要求。由于悬挂系统、转向制动系统、轮边结构以及车桥承载部件等已占据了大量底盘空间，电驱桥可利用的安装包络受到限制，难以采用大尺寸、高集成度或高度复杂化的动力系统布局[3]。同时，特种车辆长期处于重载、低速、大扭矩以及高冲击振动工况，电驱系统不仅需要满足极限动力需求，还必须兼顾结构可靠性、环境适应性和维护便利性。

在有限空间约束以及多场景任务需求下，电驱桥设计需要在性能提升与系统复杂度之间进行平衡。双电机或多电机架构虽然能够提升峰值功率、扭矩分配能力和冗余水平，但会增加电机、逆变器、冷却回路及控制系统复杂度，同时带来空间占用、成本提升以及可靠性验证难度增加等问题[11][12]。因此，对于以通用化、系列化和成本可控为目标的特种重型车辆平台，采用“单电机+两挡减速机构”的电驱桥架构具有较好的工程适应性。该方案通过单一高功率密度电机实现动力输出，利用两挡传动机构兼顾低速大扭矩牵引能力和高速运行效率，在满足复杂工况动力需求的同时，有效降低机械结构复杂度、控制难度和系统成本。

2.3 统一架构平台优势

综合考虑系列化特种重型电驱车辆装备多维度需求特征，基于统一的“单电机+两档减速机构”电驱桥架构，通过电机、电控硬件及策略、热管理的差异化配置，可形成“基础能力盘”和“敏捷潜能盘”两类技术方案。

基础能力盘主要面向对成本敏感、批量需求明确以及性能要求相对可控的特种重型车辆应用。该方案充分利用新能源汽车产业链成熟优势，采用经过市场验证的电机、电控、减速机构及热管理部件，通过针对性的软件优化、结构强化和环境适应性改进，实现民用技术向特种装备领域的快速迁移。由于核心零部件具备规模化生产基础，该方案具有制造成本低、供应链稳定、可靠性验证充分等优势，能够满足大部分常规运输保障和一般复杂环境任务需求[13]。同时，统一架构设计保证了基础版本与高性能版本之间的零部件通用性，为后续升级改进提供基础。

敏捷潜能盘主要针对极端环境、高机动性以及高可靠性任务需求，通过在统一电驱桥平台基础上引入先进电机、电控及热管理技术，实现系统性能提升和能力拓展。该方案可根据具体应用场景灵活集成高凸极率永磁同步电机、多相容错驱动、高压电驱系统、增强型油冷热管理以及智能化控制算法等前沿技术，以提升持续扭矩能力、高负荷运行可靠性以及复杂地形适应能力[14][15]。由于保持基础架构一致，高性能方案无需重新开发整车动力平台，可快速向不同轴距、载荷等级和任务模式车型拓展，实现特种车辆装备能力的敏捷迭代。

总体而言，统一架构平台通过“基础能力盘+敏捷潜能盘”的双层技术体系，具备平衡成本控制与性能突破的潜力。一方面，依托成熟民用技术降低特种装备研发和制造成本，提高产业链利用效率；另一方面，通过开放式平台架构保留先进技术集成空间，满足未来高性能、高可靠特种车辆的发展需求。这种“架构统一、能力分层、配置灵活”的发展模式，有助于推动特种重型电驱车辆由单车型定制开发向系列化、平台化和规模化发展转变。

3 高性价比电驱桥技术路线

3.1 电机技术路线

电机电磁结构方面，采用常规内嵌式永磁同步电机（IPMSM）作为驱动电机。IPMSM 兼具永磁转矩和磁阻转矩优势，在较小体积和质量条件下能实现较高的功率密度和效率，已广泛应用于新能源汽车及商用车辆驱动系统[16]。同时，IPMSM 具有较宽的高效率运行区间，能够兼顾车辆低速牵引和中高速巡航需求，适合作为面向多车型覆盖的基础型动力平台[17]。此外，成熟的设计方法、制造工艺和供应链体系能够有效降低研发风险和生产成本，满足基础能力盘对经济性和可靠性的要求。

转子结构采用单 V 型。单 V 型转子具有结构简单、磁路清晰、加工制造难度低以及磁钢利用率较高等特点，在保证一定转矩密度和弱磁扩速能力的同时可降低转子加工复杂度和制造成本[18]。同时，单 V 结构机械强度较高，有利于满足重型车辆长期振动冲击环境下的可靠运行需求[19]。

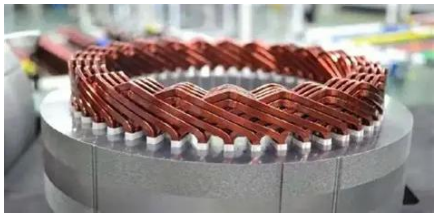
驱动架构上采用传统三相式。三相式电机经过长期汽车产业应用验证，在电机设计、逆变器匹

配、控制算法以及故障诊断方面具有完善技术基础。三相架构所需功率器件数量少，控制策略成熟，系统集成难度和制造成本低，符合“高性价比、快速工程化”的设计目标[20]。同时，对于一般应用场景，三相系统已能够满足车辆动力性和可靠性需求。

绕组结构上采用发卡绕组形式。发卡绕组采用矩形导体结构，可显著提高槽内铜利用率，降低绕组电阻，从而提升电机功率密度和效率[21]。同时，发卡绕组适合自动化生产，有利于提高制造一致性并降低规模化生产成本[22]。虽然其高速工况下存在交流损耗增加和端部热管理挑战，但通过合理槽极配合和冷却设计可满足基础能力盘的性能需求。



(a) V 型转子结构



(b) 发卡绕组

图 1　高性价比电驱桥电机路线

3.2 电机控制技术路线

电机控制策略上采用常规的最大转矩电流比（MTPA）和弱磁控制。对于 IPMSM 而言，MTPA 控制是常用的高效率转矩控制方法，能够协调永磁转矩和磁阻转矩（转子凸极效应产生）的贡献，从而保障电机低速区域的转矩输出能力[16]。对于车辆驱动系统而言，弱磁控制直接影响最高车速和高速工况动力保持能力，是连接低速大转矩和高速运行能力的重要控制技术[23]。以上常规控制策略的选择，主要考虑其算法成熟度高、计算复杂度低、工程应用广泛。相较基于模型预测控制、智能优化算法等先进控制方法，常规控制更易于标定和量产应用，能够在满足车辆起步、低速牵引等基本工况需求的同时，提高系统效率，降低控制开发成本。

3.3 热管理技术路线

水冷是新能源汽车驱动电机中应用最广泛的热管理方案之一，其主要通过在电机定子外圆设置水套结构，利用冷却液循环带走定子铁芯、绕组及部分结构热量[24]。该方案具有冷却介质比热容高、换热能力稳定、系统成熟度高等特点，能够满足大多数乘用车及商用车电驱系统的连续功率需求[25]。同时，水冷系统与整车冷却回路兼容性较高，可直接利用车辆已有冷却系统，减少额外热管理部件。对于主要承担一般重载运输、道路机动以及中等强度越野任务的车辆，水冷方案能够满足基本持续功率需求，并具有较高的成本效率。



图 2　高性价比电驱桥水冷热管理

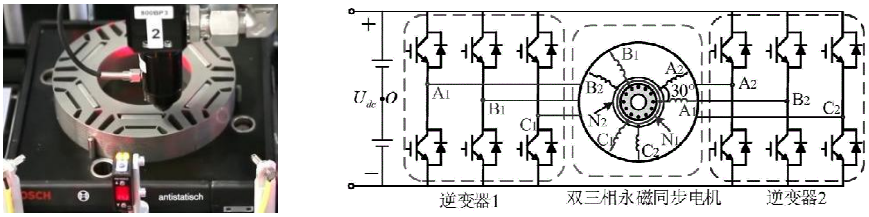
4 高性能电驱桥技术路线

4.1 电机技术路线

电机电磁结构方面，宜采用高凸极率 IPMSM，增强磁阻转矩占比，从而在保持永磁转矩优势的同时，充分利用磁阻转矩，提高电机转矩密度，并提升高速弱磁能力[26]。针对特种重型车辆低速大扭矩和高速机动兼顾的需求，高凸极率 IPMSM 能够在有限电机尺寸约束下提升峰值及持续扭矩输出能力，同时扩大恒功率运行范围，降低高速运行时对高反电势问题的约束[27]。

转子结构上采用双 V/多 V 转子结构，通过增加磁障层数量和优化磁通路径，提高转子磁路各向异性，使电机获得更高的凸极比和磁阻转矩[19]。同时，多层 V 型结构能够提高永磁体利用效率，改善气隙磁密分布，并提升弱磁运行能力，使电机在高速区域保持较好的功率输出能力[28]。对于特种重型车辆而言，底盘空间受限，电机外径和轴向尺寸难以进一步增加，因此双 V/多 V 结构是突破单电机尺寸限制、提升低速牵引能力的重要技术路径。

驱动架构上采用双三相架构，通过增加相数扩展为两个独立三相绕组系统，实现功率分流、低电流运行、强故障容错以及低转矩脉动等。在电机功率等级较高时，多相系统能够降低单相电流应力，提高逆变器容量利用率，并通过故障降级运行维持车辆基本驱动能力[29]。针对特种重型车辆长期高负荷运行特点，六相电机能够提高驱动系统可靠性和任务持续能力。同时，当部分功率模块或绕组发生故障时，系统仍可通过分级降额运行保持车辆机动能力，从而提高车辆驱动系统可靠性[30]。此外，多相架构有利于提升热负荷分散能力，对受限空间下提高持续输出能力具有潜在价值。



(a) 多 V 型转子结构　　(b) 双三相架构

图 3 高性能电驱桥电机技术路线

4.2 电机控制技术路线

高性能 MTPA 控制是通过建立更加精确的电机数学模型，综合考虑磁饱和、交叉耦合、电感非线性以及温度变化等因素，实现电流矢量的动态优化[31]。对于特种重型车辆而言，低速大扭矩工况下电机长期工作于大电流区域，铜耗和温升成为限制持续牵引能力的关键因素。高性能 MTPA 控制能够在相同电流约束下提高输出转矩，降低损耗，提高电机热裕度，从而提升电驱桥持续爬坡和重载牵引能力，尤其适用于高凸极率 IPMSM 和多 V 型转子结构，可进一步发挥磁阻转矩优势。

扩展恒转矩区控制主要针对逆变器电压、电流约束导致基速以下恒转矩范围有限的问题，通过优化电流分配、磁链控制和弱磁策略，提高电机在高速区间的转矩保持能力[32]。对于特种重型车辆而言，通过控制策略优化来扩展恒转矩区，结合两挡电驱架构，能够进一步提升高速挡动力保持能力，降低高速运行时动力衰减，提高车辆高速机动性能。

双三相容错控制基于六相电机独立绕组和多自由度电流控制特点，通过故障检测、故障隔离以及剩余绕组重构，实现部分绕组或功率模块失效情况下的降额运行能力[29]。特种重型车辆通常承担高可靠性任务，动力系统失效可能直接影响装备任务执行能力，双三相容错控制能够在部分故障情况下保持车辆基本机动能力，同时降低单个功率器件故障对系统性能的影响。

4.3 热管理技术路线

增强型油冷系统是通过提高冷却油流量、优化喷油位置以及增加定向冷却结构，实现对定子绕组端部、槽内绕组以及铁芯区域的主动散热[34]。相比传统水套冷却，油冷能够直接接触主要发热区域，降低绕组热点温度，提高电机热负荷承载能力。同时，油冷介质兼具绝缘和润滑作用，可实现电机内部结构的一体化热管理[35]。增强型油冷主要用于解决特种重型车辆低速持续大扭矩运行导致的铜耗限制问题，在电机尺寸固定条件下，提高散热能力能够增加允许电流密度，提高持续转矩输出水平，从而提升长时间爬坡和重载牵引能力[36]。此外，油冷方案与高功率密度 IPMSM、发卡绕组等技术路线具有良好匹配性，是突破电机热降额限制的重要方向。

转子冷却技术通过向转子内部或气隙区域引入冷却介质，实现对永磁体、转子铁芯以及高速旋转部件的主动散热，可避免高温导致的永磁性能衰减和不可逆退磁风险，同时改善转子区域热积累问题[37]。对于高性能 IPMSM 而言，转子温升通常受限于永磁体导热能力较弱的问题，特别是在高负载、高速弱磁运行条件下，永磁体涡流损耗和转子铁耗会显著增加。采用转子冷却技术可提升电

机在高功率密度条件下的可靠性，使电机能够长期工作于更高电流和更高转速区域，有效提升电机热裕度[38]。

多回路冷却结构通过针对不同热源设计独立冷却路径，实现定子绕组、铁芯、转子以及功率电子器件的分区温控[39]。相比单一冷却回路，多回路结构能够根据不同部件热负荷特点优化冷却能力，提高整体热管理效率[40]。多回路冷却是实现高功率密度电驱系统的重要支撑技术，能够提升热流调控能力，使电机、电控及减速机构保持在最佳工作温度范围内[8]。



图 4　高性能电驱桥油冷热管理

5 统一架构下电驱桥技术路线的成本性能对比分析

5.1 电机技术对比分析

在相同尺寸和电流密度条件下，双 V 结构转矩密度较传统单 V 结构提高约 5%，在高电流密度区域转矩密度提升可达到 7.1 kNm/m³，同时弱磁运行能力明显增强[41][42]。双层 V 型转子可进一步扩大高效率运行区域，并提高高速区输出能力[43]。结合当前新能源汽车主驱电机工程应用经验分析，高凸极率 IPMSM 通常可实现峰值转矩提升 5%～10%、持续转矩提升 8%～15%、恒功率区宽度提升 20%～40%、高速区可用功率提升 15%～30%。成本方面，根据驱动电机成本构成分析，磁钢约占电机成本 20%～30%，冲片及加工约占 15%～20%，装配制造约占 15%左右。采用双 V/多 V 结构后，磁钢分段数量增加、转子冲片结构复杂化、装配工艺要求提高，通常导致磁钢成本增加约 5%～10%，冲片加工成本增加约 10%～20%，装配成本增加约 10%左右，折算后电机本体成本增加约 8%～15%，对应电驱系统总成本增加约 4%～8%。

研究表明，在相同总体尺寸条件下，双三相架构最大输出转矩较传统三相系统提高约 5.04%，同时保持接近的系统效率[44]。多相驱动系统可降低单相电流应力、减小铜耗并提高容错能力[45]。对于长期处于高负荷工况的重型电驱桥而言，双三相架构最大的优势体现在持续输出能力而非峰值能力。由于相电流下降和热负荷分散，持续转矩能力通常可提高 15%～25%，持续功率提升 15%～20%，热降额前运行时间延长 30%～60%；当单套逆变器或部分绕组故障时，系统仍可保留约 50%～70%的驱动能力。成本方面，根据电驱系统成本构成分析，逆变器约占系统成本 30%～40%，电机本体约占 30%～35%。双三相方案需要增加绕组端部、电流传感器、功率模块以及控制资源，导致电机本体成本增加约 5%～10%，逆变器成本增加约 30%～50%。综合测算后，双三相驱动架构对应的电驱系统总成本增量约为 10%～20%。

5.2 电机控制技术对比分析

基于在线参数辨识和虚拟信号注入的高精度 MTPA 控制，可使电机在全工况范围内更加接近真实最优运行点，相比传统查表式 MTPA，铜耗降低约 2%～5%，单位电流转矩提高约 3%～8%[46]。对于长期处于高电流运行状态的重型电驱桥而言，其持续转矩能力预计可进一步提高约 5%～10%[47]。成本方面，该技术主要增加控制软件开发、参数辨识算法和控制器算力需求。根据车规级电驱系统成本构成分析，VCU/MCU 软件开发及标定成本约占电驱系统开发成本的 10%～15%，而硬件成本基本保持不变，因此高精度 MTPA 引起的电驱系统总成本增量通常不超过 1%～2%。

常规弱磁控制主要通过负 d 轴电流注入降低气隙磁链，实现基速以上运行，但随着转速进一步提高，逆变器电压裕度逐渐减小，电机转矩下降速度明显加快[48]。扩展恒转矩区控制（ECTR）能够同时考虑电流约束和电压约束，在恒转矩区与弱磁区之间实现最优过渡[49]。先进弱磁控制策略可使恒功率区宽度提高 20%～40%，高速区可用功率提高 15%～30%，最高转速能力提高 10%～20%[50]。

成本方面，该方案主要增加控制策略开发和标定工作量，对硬件平台没有额外要求。按照目前车规控制器开发成本构成估算，其新增软件开发工作量约增加 20%～30%，折算到整套电驱系统成本增量通常小于 2%。

研究表明，在正常工况下，双三相驱动结构峰值转矩较传统三相系统提高约 5.04%，且效率基本保持不变[44]。同时，多相驱动系统可显著降低单相电流应力并提高系统容错能力[51]。成本方面，双三相控制需要增加故障诊断算法、控制器资源以及功能安全开发工作。根据 ISO 26262 功能安全开发经验和电驱系统成本构成分析，控制系统开发成本约增加 20%～30%，但控制部分本身仅占电驱系统总成本约 5%～10%，因此单纯由控制策略引起的系统成本增量约为 1%～3%。

5.3 热管理技术对比分析

增强型油冷系统采用喷淋油冷、端部浸润油冷或槽内油冷等方式，直接作用于绕组热点区域。相比传统水冷结构，直接油冷可使绕组热点温度降低 15℃～30℃，绕组等效热阻降低 20%～40%[52][53]。Toyota、比亚迪及华为 DriveONE 等量产电驱系统的公开资料显示，增强型油冷可使持续功率密度提高 20%～40%，持续转矩能力提高 15%～30%。成本方面，根据驱动电机成本构成分析，冷却系统通常占电驱系统成本的 8%～12%。增强型油冷需要增加油泵、油路、喷嘴、密封结构及油液管理系统，冷却系统成本一般增加 30%～50%，折算后对应整套电驱系统成本增加约 3%～5%。

转子冷却技术，通过中空轴油冷、转子喷油冷却或转轴内循环冷却等方式直接降低磁钢温度。相关研究表明，转子冷却技术可使磁钢最高温度降低 20℃～40℃，转子热阻降低约 30%，从而显著提高弱磁区持续运行能力和高速可靠性[54]。在高功率密度驱动电机中，转子冷却可进一步提升持续功率能力约 10%～20%，同时有效抑制永磁体不可逆退磁风险[55]。成本方面，转子冷却需要增加中空轴加工、旋转密封、内部油路及专用润滑管理系统。由于相关部件仅占电机成本的一部分，其成本增量主要集中于制造复杂度提升，通常对应电机本体成本增加约 5%～10%，折算后电驱系统总成本增加约 2%～4%。对于需要长时间高速运行的特种车辆平台，该项技术能够有效提升系统可靠性和高速持续输出能力。

相较传统单冷却回路热管理方案，多回路冷却结构将电机绕组、功率电子以及减速器分别设置独立或半独立冷却回路，实现按需热管理[56]。相关研究表明，多回路冷却系统能够提高冷却资源利用效率 10%～20%，降低关键部件热点温度 5℃～15℃，并显著改善热均匀性[57]。对于重载电驱桥，在持续大扭矩工况下，多回路结构能够延缓热降额发生时间约 20%～40%，提高持续功率输出能力约 10%～15%。成本方面，多回路系统需要增加冷却管路、阀组、换热器及控制策略，冷却系统成本通常增加 20%～40%。考虑冷却系统在电驱系统中的成本占比，多回路结构最终对应整套电驱系统成本增加约 2%～4%。

6 总结与展望

基于当前国内外电驱桥、电机、电控以及热管理技术发展现状，本文探讨了一种基于统一架构平台的“基础能力盘+敏捷潜能盘”电驱桥技术体系，并分别针对相应的技术路线进行了分析，同时从性能收益与成本增量两个维度开展了工程化对比研究。分析结果表明，基础能力盘技术路线能够以较低成本满足绝大多数特种重型车辆装备的动力需求，具有产业链成熟、工程风险低和经济性优良等特点。敏捷潜能盘则通过引入高凸极率电机、多相驱动、扩展恒转矩区控制以及强化热管理等先进技术，在持续转矩能力、宽速域运行能力、热稳定性以及系统可靠性等方面获得显著提升，但同时伴随着一定程度的成本增加。从总体收益来看，敏捷潜能盘增加的成本主要集中于电机、电控和热管理等差异化模块，而统一架构平台下大量零部件的共用有效摊薄了研发投入、制造成本以及后续保障成本，使得性能提升幅度显著高于成本增长幅度，整体技术经济性表现优异。

展望未来，随着高性能永磁材料、多相驱动技术、先进热管理技术以及智能控制算法的持续发展，特种重型车辆装备电驱桥将进一步向高功率密度、高持续功率输出、高可靠性以及智能化方向演进。其中，在安装空间受限条件下提升恒转矩区持续输出能力和抑制热降额现象，仍将是未来较长时期内电驱桥发展的核心技术挑战。同时，面向体系建设需求，基于统一架构平台的模块化、系

列化开发模式有望成为特种重型车辆装备电驱桥的重要发展方向。通过构建覆盖不同任务等级和性能需求的产品谱系，实现技术体系复用、成本可控以及能力快速扩展，将为特种重型车辆装备电驱化发展提供更加高效、经济且可持续的解决方案。

参考文献：

[1] Ehsani M, Gao Y, Longo S, et al. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design[M]. 3rd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2018.

[2] Xue Z P, Ruan J G, Han Z X, et al. Coordinated shifting control strategy for heavy-duty electric trucks with multi-speed distributed drive powertrain[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2026.

[3] Wong J Y, Jayakumar P, Toma E, et al. A review of mobility metrics for next generation vehicle mobility models[J]. Journal of Terramechanics, 2020, 87: 11-20.

[4] Wasfy T, Jayakumar P. Next-generation NATO reference mobility model complex terramechanics–Part 1: Definition and literature review[J]. Journal of Terramechanics, 2021, 96: 45-57.

[5] Wong J Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design[M]. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009.

[6] Liu X, Liu S, Fu Z, et al. A critical review of fault-tolerant control for multiphase PMSM drive systems[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2025, 11(6): 13684-13704.

[7] Wang Y, Gao W, Zhang H, et al. Development and trends of integrated electric drive systems for electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2022.

[8] Husain I, Ozpineci B, Islam M S, et al. Electric Drive Technology Trends, Challenges, and Opportunities for Future Electric Vehicles[J]. Proceedings of the IEEE, 2021, 109(6): 1039-1059.

[9] Lampón J F. Efficiency in design and production to achieve sustainable development challenges in the automobile industry: Modular electric vehicle platforms[J]. Sustainable Development, 2023, 31(5): 3293-3306.

[10] Kadaba Jayaprakash R, Bergseth E, Törngren M, et al. Overcoming challenges in the transition towards battery electric and software-intensive modular heavy-duty vehicles[J]. Systems, 2026, 14(1): 24.

[11] Jeong W, Han J, Kim T, et al. Two-speed transmission structure and optimization design for electric vehicles[J]. Machines, 2024, 12(1): 9.

[12] Xue Z, Ruan J, Zhang X, et al. Coordinated shifting control strategy for heavy-duty electric trucks with multi-speed distributed drive powertrain[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2026.

[13] Abellán-López D, Simón-Portillo F J, Navarro-Arcas A R, et al. Conceptual design and regulatory framework of a modular electric propulsion system for urban and industrial vehicles[J]. Vehicles, 2026, 8(4): 91.

[14] Ganesh S, Venkatesan S. Evolution of flexible modular electric vehicle platforms among automotive industry and its influence on battery integration[J]. International Journal of Vehicle Structures & Systems (IJVSS), 2021, 13(3): 361.

[15] Va Sujan, R Sun, I Snyder. OR-AGENT framework–Architecting electrified heavy-duty drayage applications[J]. Applied Energy, 2025.

[16] Zhu Z Q, Howe D. Electrical machines and drives for electric, hybrid, and fuel cell vehicles[J]. Proceedings of the IEEE, 2007, 95(4): 746-765.

[17] Krishnan R. Permanent Magnet Synchronous and Brushless DC Motor Drives[M]. Boca Raton: CRC Press, 2010.

[18] Fujishima Y, Wakao S, Kondo M, et al. An optimal design of interior permanent magnet synchronous motor for the next generation commuter train[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2004, 14(2): 1902-1905.

[19] Jung Y H, Park M R, Kim K O, et al. Design of high-speed multilayer IPMSM using ferrite PM for EV traction considering mechanical and electrical characteristics[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2021, 57(1): 327-339.

[20] Teymoori V, Kamper M, Wang R J, et al. Sensorless control of dual three-phase permanent magnet synchronous machines—A review[J]. Energies, 2023, 16(3): 1326.

[21] Zou T, Gerada D, La Rocca A, et al. A comprehensive design guideline of hairpin windings for high power density electric vehicle traction motors[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2022, 8(3): 3578-3593.

[22] Zou T, Gerada D, La Rocca A, et al.A Comprehensive Design Guideline of Hairpin Windings for High Power Density Electric Vehicle Traction Motors[J].IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2022, 8(3): 3578-3593. DOI:10.1109/TTE.2022.3149786.

[23] Sun T, Wang J, Chen X. Maximum torque per ampere (MTPA) control for interior permanent magnet synchronous machine drives based on virtual signal injection[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2015, 30(9): 5036-5045.

[24] Gronwald P O, Kern T A.Traction Motor Cooling Systems: A Literature Review and Comparative Study[J].IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(4): 2892-2913. DOI:10.1109/TTE.2021.3075844.

[25] Shewalkar A G, Dhoble A S, Thawkar V P. Review on cooling techniques and analysis methods of an electric vehicle motor[J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2024, 149: 5919-5947.

[26] EL-Refaie A M, Alexander J P, Galioto S, et al. Advanced high-power-density interior permanent magnet motor for traction applications[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2014, 50(5): 3235-3248.

[27] Pellegrino G, Vagati A, Guglielmi P, et al.Performance Comparison Between Surface-Mounted and Interior PM Motor Drives for Electric Vehicle Application[J].IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2012, 59(2): 803-811.

[28] Liu X P, Zhang Z X, Xiao J J, et al.Comparison and Analysis of Electromagnetic Characteristics of IPMSM with Single and Double Layer Permanent Magnets[J].International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2018, 58(4): 485-497.

[29] Barrero F, Durian M. Recent advances in the design, modeling, and control of multiphase machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(1): 449-458.

[30] Jiang X, Huang W, Cao R, et al. Electric drive system of dual-winding fault-tolerant permanent-magnet motor for aerospace applications[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(12): 7322-7330.

[31] Sun T, Wang J.Extension of Virtual-Signal-Injection-Based MTPA Control for Interior Permanent Magnet Synchronous Machine Drives into Field-Weakening Region[J].IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(11): 6809-6817.

[32] Bianchi N, Bolognani S.Design Techniques for Reducing the Cogging Torque in Surface-Mounted PM Motors[J].IEEE Transactions on Industry Applications, 2002, 38(5): 1259-1265.

[33] Rahman M A, Zhou P. Analysis of brushless permanent magnet synchronous motors with fault tolerant capability[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019.

[34] Chong Y C, Staton D, Gai Y, et al. Review of Advanced Cooling Systems of Modern Electric Machines for Emobility Application[C]. 2021 IEEE Workshop on Electrical Machines Design, Control and Diagnosis (WEMDCD). Modena, Italy: IEEE, 2021: 149-154.

[35] Gundabattini E, Mystkowski A, Idzkowski A, et al. Thermal mapping of a high-speed electric motor used for traction applications and analysis of various cooling methods—A review[J]. Energies, 2021, 14(5): 1472.

[36] Canders W R, Hoffmann J, Henke M. Cooling technologies for high power density electrical machines for aviation applications[J]. Energies, 2019, 12(23): 4579.

[37] EL-Refaie A M, Alexander J P, Galioto S, et al. Advanced high-power-density interior permanent magnet motor for traction applications[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2014, 50(5): 3235-3248.

[38] Boglietti A, Cavagnino A, Staton D, et al.Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines[J].IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3): 871-882.

[39] Previati G, Mastinu G, Gobbi M. Thermal management of electrified vehicles—A review[J]. Energies, 2022, 15(4): 1326.

[40] Dan D, Zhao Y, Wei M, et al. Review of thermal management technology for electric vehicles[J]. Energies, 2023, 16(12): 4693.

[41] Niu L B, et al. Rotor topology optimization and electromagnetic performance analysis of interior permanent magnet synchronous motors for electric vehicle applications[J]. The Journal of Engineering, 2023.

[42] Özçiflikçi O E, Koç M. Analysis of the Saliency Ratio Effect on the Output Torque and the System Efficiency in IPM Drives[J]. Sakarya University Journal of Science, 2021.

[43] Liu X P, Zhang Z X, Xiao J J, Xu H. Comparison and analysis of electromagnetic characteristics of IPMSM with single and double layer PMs[J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2018.

[44] Yang R, Schofield N, Zhao N, Emadi A. Dual three-phase permanent magnet synchronous machine investigation for battery electric vehicle power-trains[J]. The Journal of Engineering, 2019.

[45] Sun F, Pradhan S, Yang J, et al. Efficiency Comparison between Single-Channel and Double-Channel Operation in Dual Three-Phase PMSM[R]. SAE Technical Paper 2025-01-8570, 2025.

[46] Sun T, Wang J. Extension of Virtual-Signal-Injection-Based MTPA Control for Interior Permanent-Magnet Synchronous Machine Drives Into the Field-Weakening Region[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(11): 6809-6817.

[47] Zuo Y, Yu Y, Yang J, et al. Auto-Optimized Maximum Torque Per Ampere Control of IPMSM Using Dual Control for Exploration and Exploitation[J]. arXiv, 2024.

[48] R Jing, G Wang, G Zhang, D Xu. Review of Field Weakening Control Strategies of Permanent Magnet Synchronous Motors[J]. CES Transactions on Electrical Machines and Systems, 2024, 8(3): 319-331.

[49] Zuo K, Wang F, Li Z, et al. A Robust Unified Strategy for Maximum Torque per Ampere and Field Weakening in Permanent Magnet Synchronous Motor[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2024, 39(5): 5286-5297.

[50] Wang S, Kang J, Degano M, et al. An Accurate Wide-Speed Range Control Method of IPMSM Considering Resistive Voltage Drop and Magnetic Saturation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2025.

[51] Wang S, Zhu Z Q, Xiao Y, et al. Advances in Dual-Three-Phase Permanent Magnet Synchronous Machines and Control Techniques[J]. Energies, 2021, 14(22): 7508.

[52] Kalajahi A K, Ghahfarokhi P S. High-viscosity spray cooling system for high-reliability motor drives in electric vehicles: A review[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2025, 11(1): 3418-3432.

[53] Gai Y, Kimiabeigi M, Chong Y C, et al. Cooling of automotive traction motors: Schemes, examples, and computation methods[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(3): 1681-1692.

[54] Meier M, Strangas E G. Cooling systems for high-speed machines—Review and design considerations[J]. Energies, 2025, 18(15): 3954.

[55] Xu Z, Xu Y, Gai Y, et al. Thermal management of drive motor for transportation: Analysis methods, key factors in thermal analysis, and cooling methods - A review[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2023, 9(3): 4751-4774.

[56] Wang Y, Gao Q, Zhang T, et al. Advances in integrated vehicle thermal management and numerical simulation[J]. Energies, 2017, 10(10): 1636.

[57] Martin G E, Baghdadi M E, Hegazy O. Advancements in thermal management for electric vehicles: Strategies, architectures, and power electronics cooling[J]. IEEE Access, 2025, 13: 147511-147544.

特种装备电子电气架构发展的思考与建议

韦蕴[1]，蒋和跃[2]，吕布[1]，田广阳[1]

(1 重庆铁马工业集团有限公司 重庆市九龙坡区杨家坪正街 43 号 400050；
2 陆军装备部驻重庆地区第六军事代表室 重庆 400042)

摘　要：随着新能源车辆向智能化与网联化方向加速演进，电子电气架构已成为决定整车智能化水平的核心要素。传统分布式控制架构正向集中式域架构转型，域控制器成为这一变革的关键载体。本文系统梳理了新能源车辆电子电气架构的类型、存在问题及发展趋势，并结合特种装备任务特点，分析了特种装备在动力域、底盘域、车身域、智能座舱域、自动驾驶域及任务载荷域六个维度的发展现状与差距，研判了架构演进的核心驱动因素，提出了面向特种装备电子电气架构发展的顶层规划、技术路线统一、标准化建设及供应链协同等八项建议，为特种装备电子电气架构的技术研究和工程实践提供参考。

关键词：电子电气架构；特种装备；域控制器

1 引言

汽车电子电气架构（EEA）是将车内的各类传感器、电子控制单元（ECU）、线束拓扑、网络通信和软件应用整合为高度集成系统的技术体系，负责统筹车辆的动力控制、车身安全、信息娱乐以及智能驾驶等功能，决定整车的智能化水平。过去，汽车依靠机械结构定义性能，电子设备仅是辅助配置。随着智能化与电动化的发展，全车数百个软硬件模块需要协同工作，EEA 架构已取代机械结构成为整车竞争力的核心要素。

对于特种装备而言，其电子电气架构既需要借鉴民用新能源车辆的技术路线，又要满足装备自身的使命任务、复杂环境适应性和自主可控等特殊要求。本文围绕特种装备电子电气架构的现状、问题与发展路径展开分析，以期为相关技术研究和工程决策提供参考。

2 新能源车辆电子电气架构的类型与演进

2.1 新能源车辆电子电气架构类型

按照控制功能的集成程度，电子电气架构可分为以下四种类型。

2.1.1 分布式电子电气架构

传统汽车采用分布式 ECU 方案，每个功能由独立 ECU 控制，例如发动机控制、灯光控制、车窗控制均各有独立 ECU。这种架构导致现代高端车型 ECU 数量超过 100 个，引发三大核心问题：一是线束复杂化，布线总长可达 5km，增加故障点；二是通信瓶颈，ECU 间需通过 CAN 总线协调，带宽不足；三是升级困难，功能更新需更换硬件。图 1 展示了传统分布式电子电气架构从客户功能需求层到整车拓扑层的完整结构。

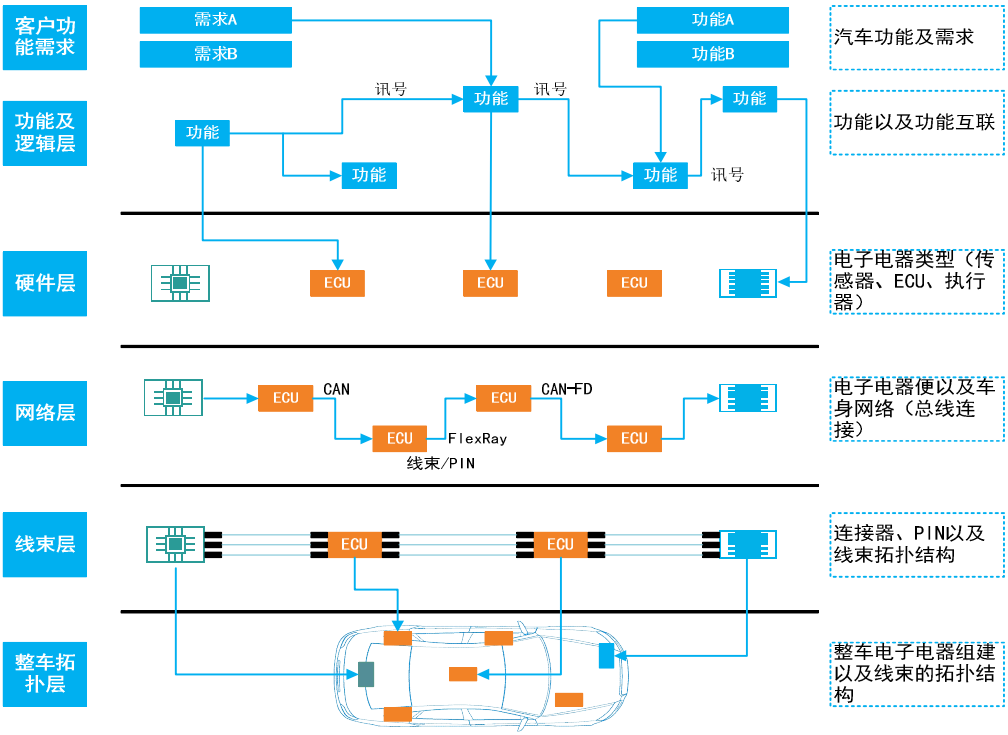


图 1　传统分布式电子电气架构示意图

2.1.2 域集中式电子电气架构

将整车电子电气控制功能划分为多个功能域，每个功能域设计一个域控制器，其余控制器均为域内控制器。示例划分包括动力域、底盘安全域、智能驾驶域、信息娱乐域和车身舒适域五大功能域。图 2 给出了域集中式架构中各功能域及通信连接的示意结构。

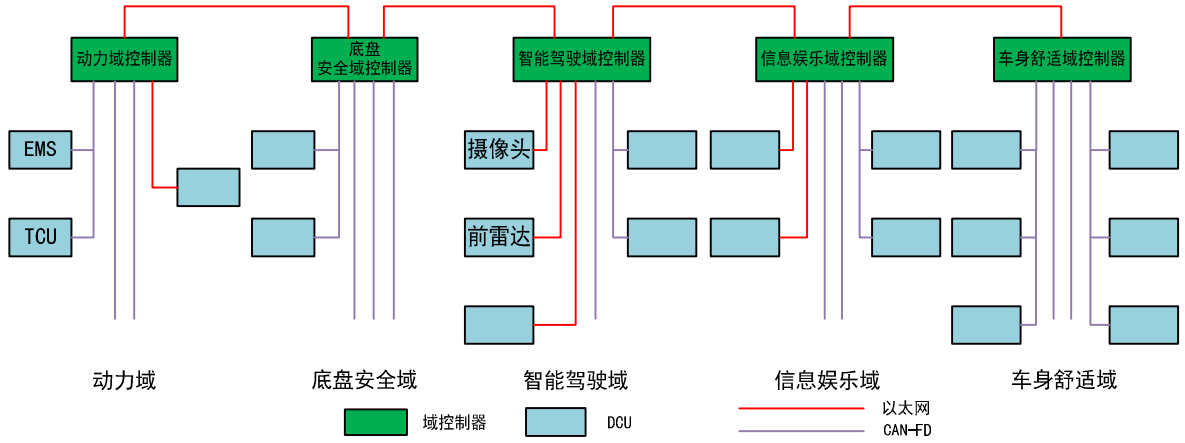


图 2　域集中式电子电气架构示意图

2.1.3 跨域集中式电子电气架构

在域集中式架构基础上，部分域控制器负责两个及以上域的功能集中控制，进一步提升系统功能集成度。典型的三域架构将动力域、底盘安全域和车身舒适域整合为车辆控制域，保留智能驾驶域和智能座舱域，由三个域控制器分别管理。图 3 展示了以车辆控制域为核心、由车辆域控制器统一管理的架构拓扑。

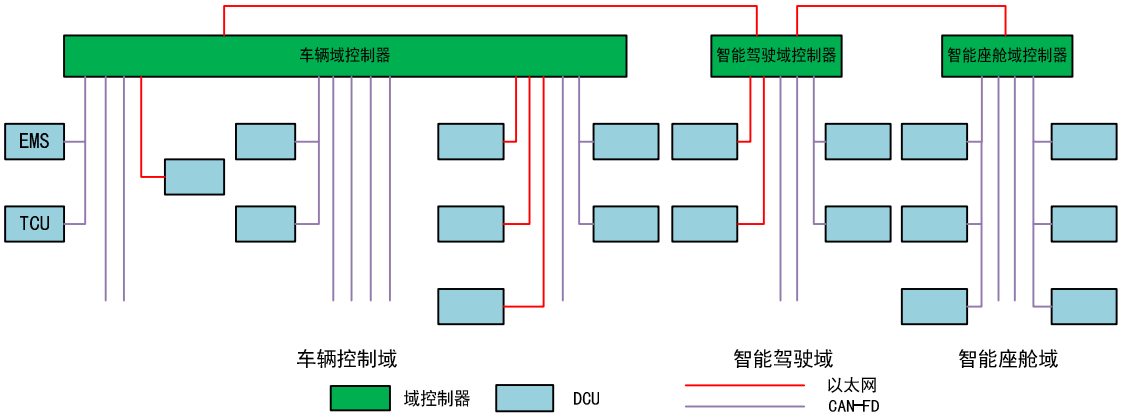


图 3　跨域集中式电子电气架构示意图

2.1.4 区域接入+中央集中式电子电气架构

不再按功能部署电子电气系统，而是将整车所有功能域的控制逻辑集中于中央计算平台，原有 ECU 的控制/计算功能被中央计算平台收编，转变为传感器或执行器。同时按照物理位置划分区域并部署区域控制器，以实现就近接入和供电、减少线束长度。图 4 体现了中央计算机通过主干线连接多个区域控制器、每个区域控制器再连接传感器/执行器的层级结构。

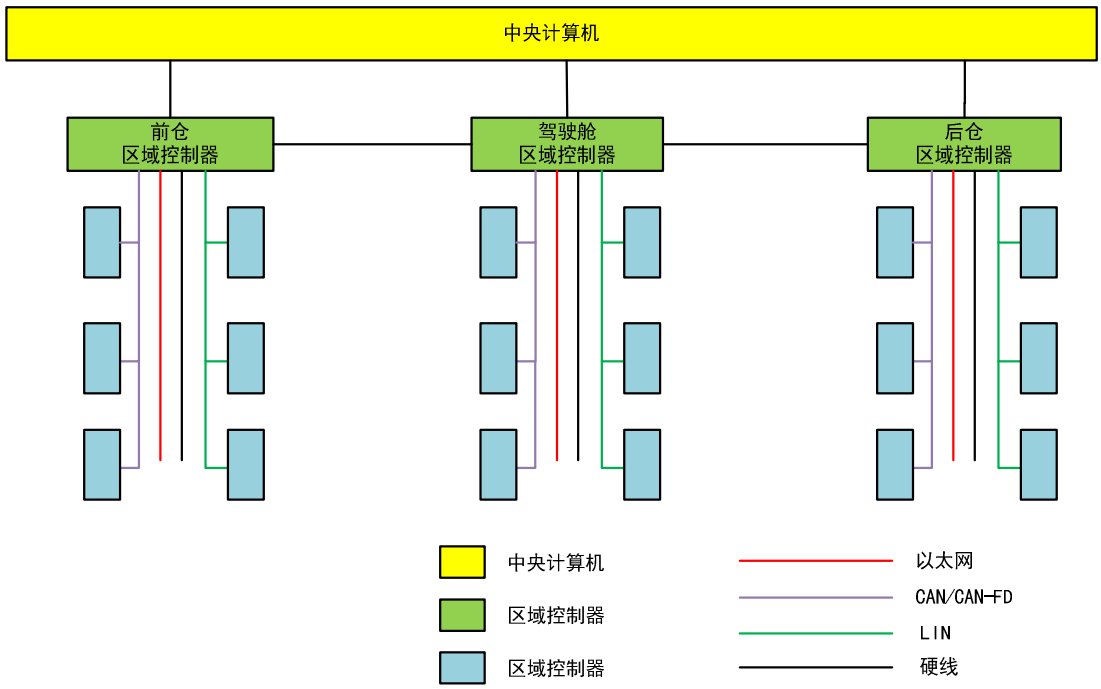


图 4　中央集中式电子电气架构示意图

2.2 演进趋势

参考博世公司提出的电子电气架构路线图，如下图 5 所示，其将架构演进分为六个阶段，已成为行业共识；分布式阶段（包括模块化、集成化）、域集中式（包括集中化、域融合）、中央集中式（包括车载电脑、车云计算）。从模块化、整合、集中、融合、车载计算机到汽车云计算六个纵向阶段，展示了 ECU 和 DCU 逐步集成化、标准化和集中化。

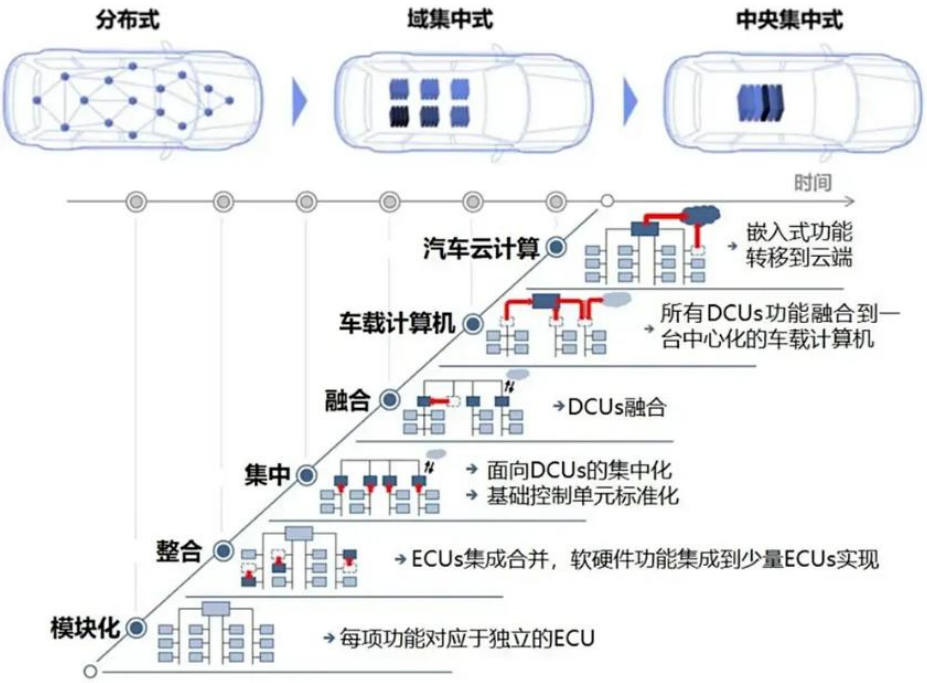


图 5　博世六个阶段电子电气架构路线图

从时间维度展示了从模块化到云-边-端计算的演进路径，明确指出趋势是从“多个 ECU”到“中央计算平台”再到“云-边-端计算”，在中央计算平台阶段通过虚拟化技术实现算力的动态分配与共享。

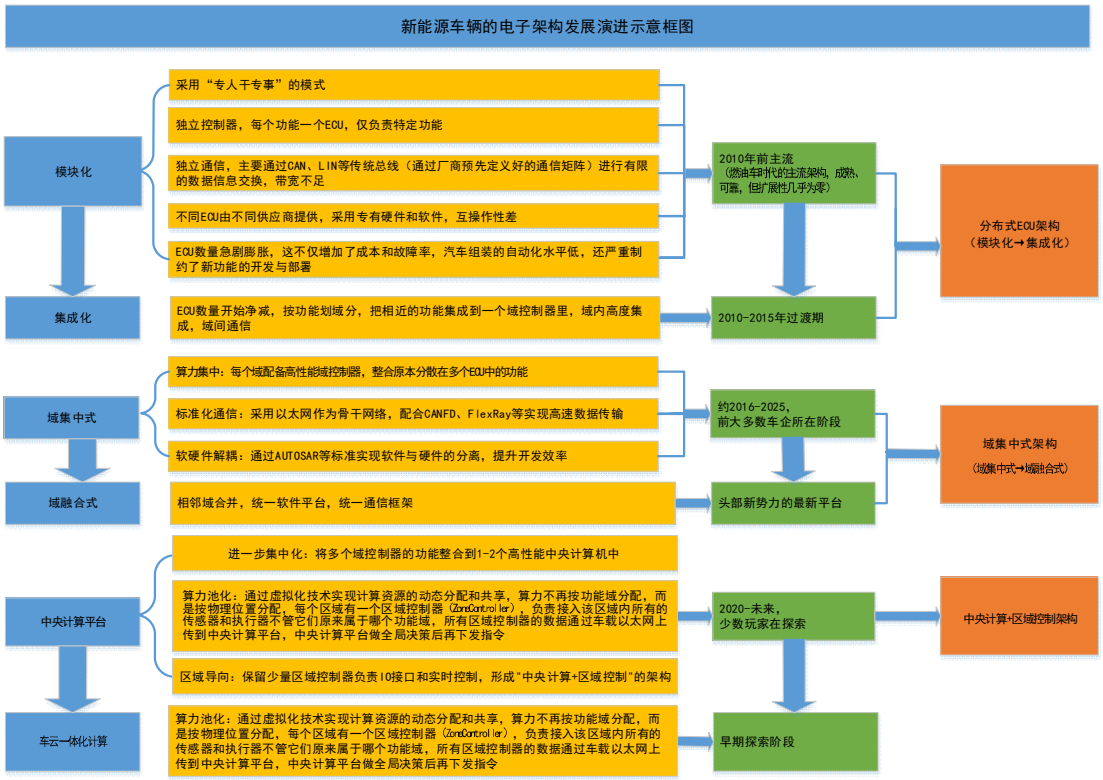


图 6　新能源车辆电子架构发展演进示意框图

3 现有架构存在的主要问题

传统分布式电子电气架构采用“满天星”模式，整车控制、车身控制、底盘、热管理、网关各自对应独立 ECU。当智能驾驶、智能座舱、OTA 升级等需求出现后，这种架构暴露出以下问题：

（1）通信瓶颈

ECU 之间依赖 CAN 总线，带宽上限仅几 Mbps，无法支撑摄像头、雷达的海量数据传输；无统一规则的模块通信极易出现信号错乱、延时超标。

（2）算力碎片化

每块 ECU 独立运行自身逻辑，无法协同，整车算力利用率极低；单一模块只能完成局部功能，需要核心控制器统一调度全车电子设备。

（3）软件无法统一

100 多块 ECU 来自几十家供应商，软件平台、开发工具、升级方式各不相同，OTA 几乎无法实现；车厂进行任何功能变更都需要与众多供应商协商软硬件协调开发，功能升级需要更换硬件，不同供应商的 ECU 之间软件无法复用。

（4）重功能落地、忽视扩展性

功能调通、测试过审即收尾，不考虑后续车型迭代和 OTA 升级需求。

（5）模块边界模糊，软硬件高度耦合

新手开发常将多个弱关联功能集成在同一 ECU 模块，打破架构分层规则。在区域架构的发展趋势下，单个区域模块需接入数十路开关、传感器与负载驱动器，车载 MCU 原生 GPIO 引脚数量捉襟见肘，同时还需兼顾信号延迟、软件开销、高压防护、触点润湿电流、自主监测等车规级要求，MCU I/O 扩展成为区域架构硬件设计的核心痛点。

4 特种装备电子电气架构发展现状

参照新能源汽车域控发展现状，结合特种装备的实际情况，可将特种装备电子电气架构按以下六个域进行分析。

4.1 动力域

动力域是整车驱动与能量管理的核心，其性能直接决定车辆的动力性、经济性与安全性。图 7 展示了动力域控制器的输入来源（发动机动力域和新能源动力域）及核心功能输出（扭矩计算与分配、能量管理、热管理协调、换挡策略控制、故障诊断与功能安全监控），以及动力电池包、驱动电机、高压配电单元等关键部件的协同关系。

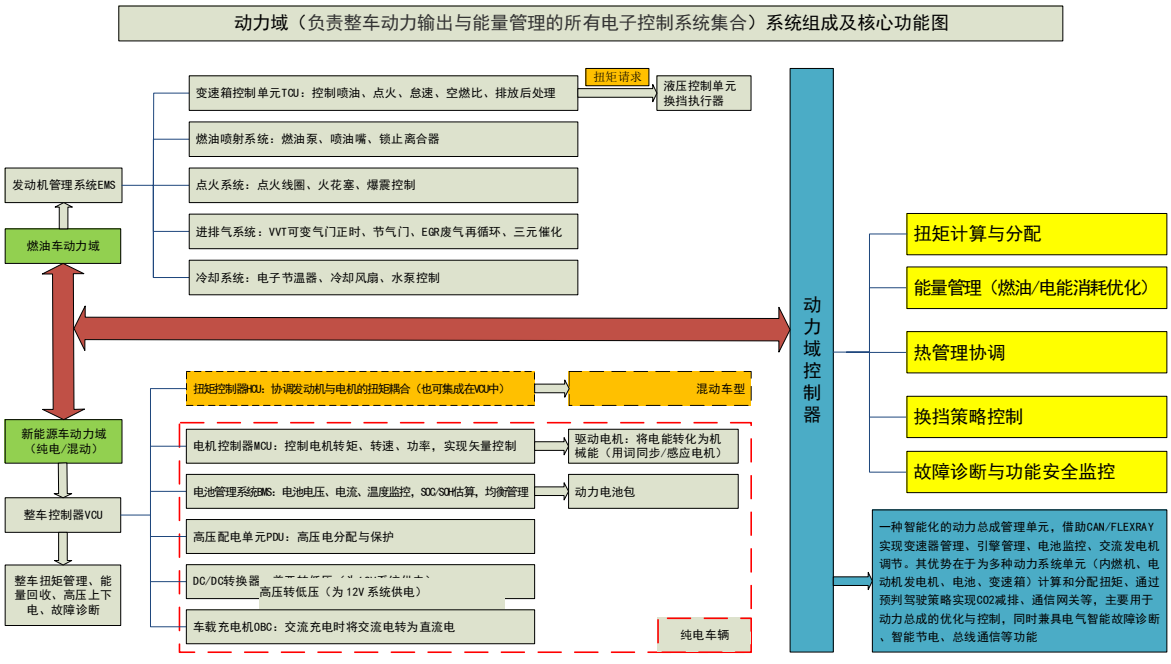


图 7　动力域的系统组成及核心功能示意图

对比分析发现，特种装备动力域与新能源车辆动力域除纯电或混动车辆需要配置的控制设备外，

大同小异，基本可以借鉴新能源车辆动力域的发展思路。

4.2 底盘域

底盘域掌控传动、行驶、转向和制动系统，直接决定车辆的操控安全性、行驶稳定性和驾乘舒适性，是自动驾驶执行层的关键支撑。底盘域控制器作为指挥大脑，负责车辆行驶过程中的动态控制，包括线控转向、线控制动、线控悬架等系统的管理，实现车辆横向、纵向和垂直方向的协同控制。图 8 展示了底盘域控制器对制动、转向、驱动和悬架四大子系统的管理职能，以及在不同驾驶模式下的底盘功能和安全要求。



图 8　底盘域的系统组成及核心功能示意图

特种装备的底盘域与新能源车辆完全相同，分层式架构因适配高复杂度集成需求，已成为主流发展趋势。

4.3 车身域

车身域是最贴近日常驾驶体验的车身电子控制系统，负责控制车门、车窗、灯光、雨刮等基础电子电气功能。图 9 展示了车身域控制器/车身控制模块（BCM）作为核心部件，管理内外灯光系统、门锁与防盗系统、车窗与天窗系统、雨刮与洗涤系统、后视镜系统、座椅与舒适系统、电源与网络模块等系统组成，承担集中管理灯光与门锁、防盗与防夹保护、智能雨刮控制、后视镜调节、座椅舒适控制、电源分配与网络管理等核心职责。



图 9 车身域的系统组成及核心功能示意图

需要指出的是，并非所有新能源车辆的车身域模块都能在特种装备上实现，例如车窗与天窗控制、智能钥匙系统和后视镜电动折叠、加热、位置调节等功能在特种装备上并不适用。

4.4 智能座舱域

智能座舱域由不同座舱电子设备组成完整体系，核心部件包括中控屏、仪表盘、HUD、语音助手、T-Box、座舱域控制器、数字钥匙等，是用户感知汽车智能化程度最直接的窗口。座舱域控制器是整合了多个传统独立 ECU（仪表、IVI、HUD、TBox、空调面板等）的集中式计算平台，其核心是高性能 SoC。

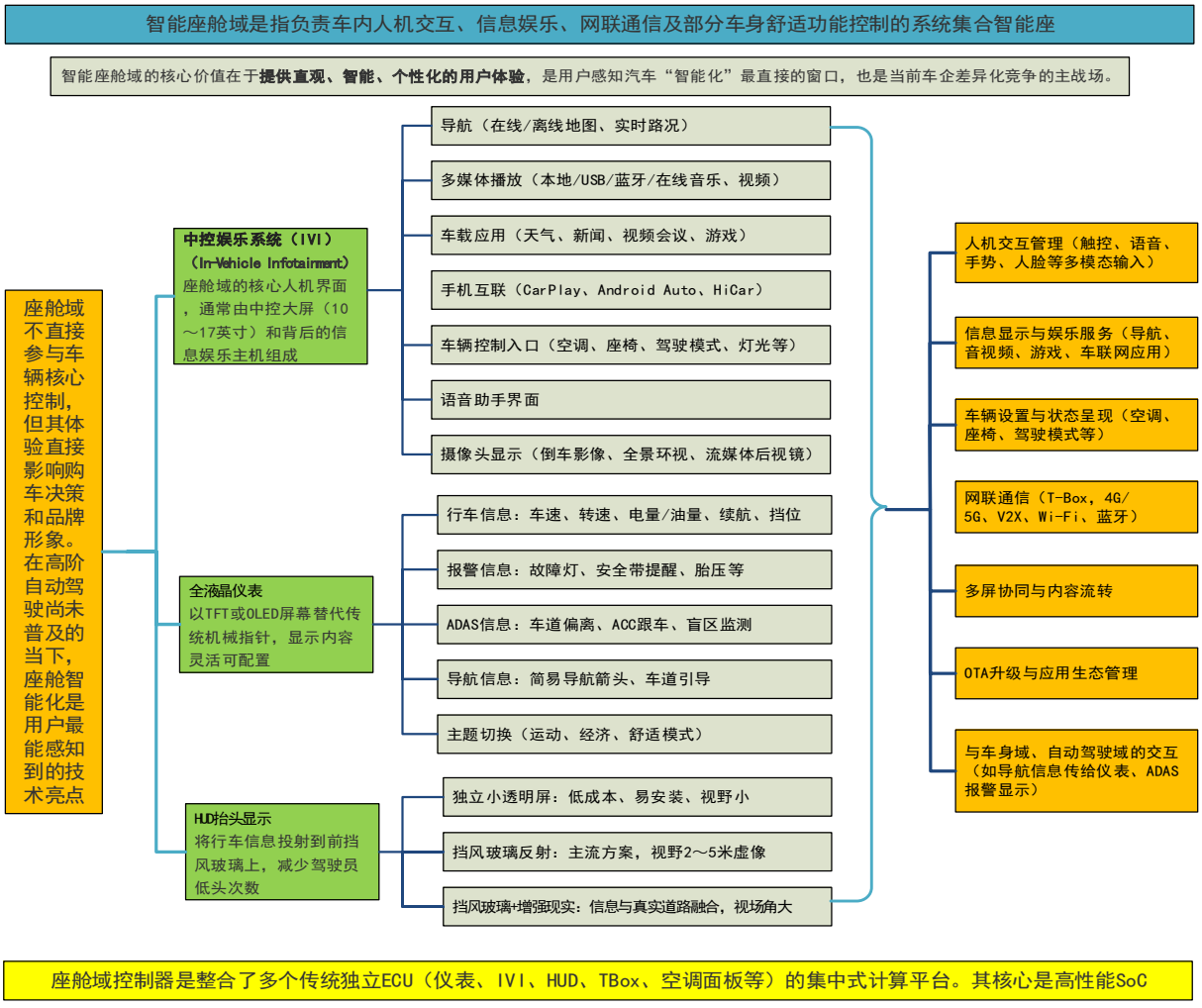


图 10　智能座舱域的系统组成及核心功能示意图

图 10 展示了智能座舱域的三大功能模块（中控娱乐系统、全舱智能显示、网联通信与交互）及其核心功能特征。特种装备智能座舱域中，除仪表盘跟随着新技术同步发展、部分装备配置了车长任务终端和中控设备外，车载娱乐系统、HUD、语音助手以及手势/人脸识别等新型交互均未跟上时代发展步伐。

4.5 自动驾驶域

自动驾驶域承担环境感知、路径规划与驾驶决策，是实现高阶自动驾驶的核心技术域，需要具备图像信息接收与处理能力、数据处理与计算能力、导航与路线规划能力、实时情况的快速判断与决策能力，对域控制器的软硬件要求最高。图 11 展示了自动驾驶系统由感知层、决策层和执行层组成的三层架构，核心由自动驾驶域控制器/高算力平台承载。

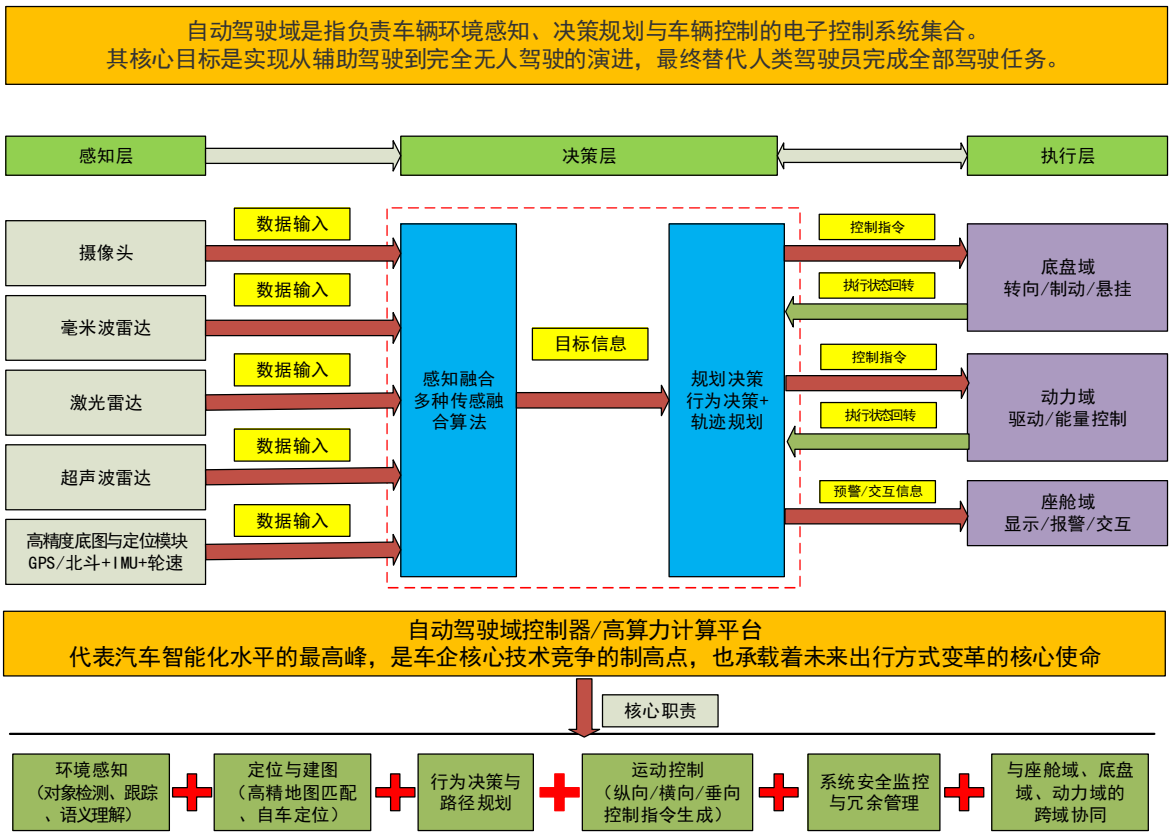


图 11　自动驾驶域的系统组成及核心功能示意图

目前除了部分无人装备在实践应用中采用了新能源车辆自动驾驶域的一些技术外，该域暂未在特种装备中大面积推广应用。

4.6 任务载荷/功能模块域

特种装备区别于普通车辆的本质特征在于其任务载荷系统。特种装备的首要任务是控制不同的武器系统执行作战使命，包括火力与火控系统控制、侦察任务执行、信息传递与指挥等。此外还包括全景观察、激光告警、车长周视、融合驾驶仪等夜视夜战设备，灭火抑爆、烟幕发射、披挂装甲等防护配置，以及特定工况下的水上推进、排水装置、绞盘装置、轮胎中央充放等操纵控制。图 12 以模块化、分层控制的架构展示了任务载荷域的构成，包括上装武器系统、上装侦察系统、指挥通信装置、夜视夜战装置、主/被动防护、特设装置等主要功能模块域，所有模块通过智能配电装置供电和互联，下层为驾驶员监控终端、整车控制器和车长任务终端三个人机交互与系统控制核心。

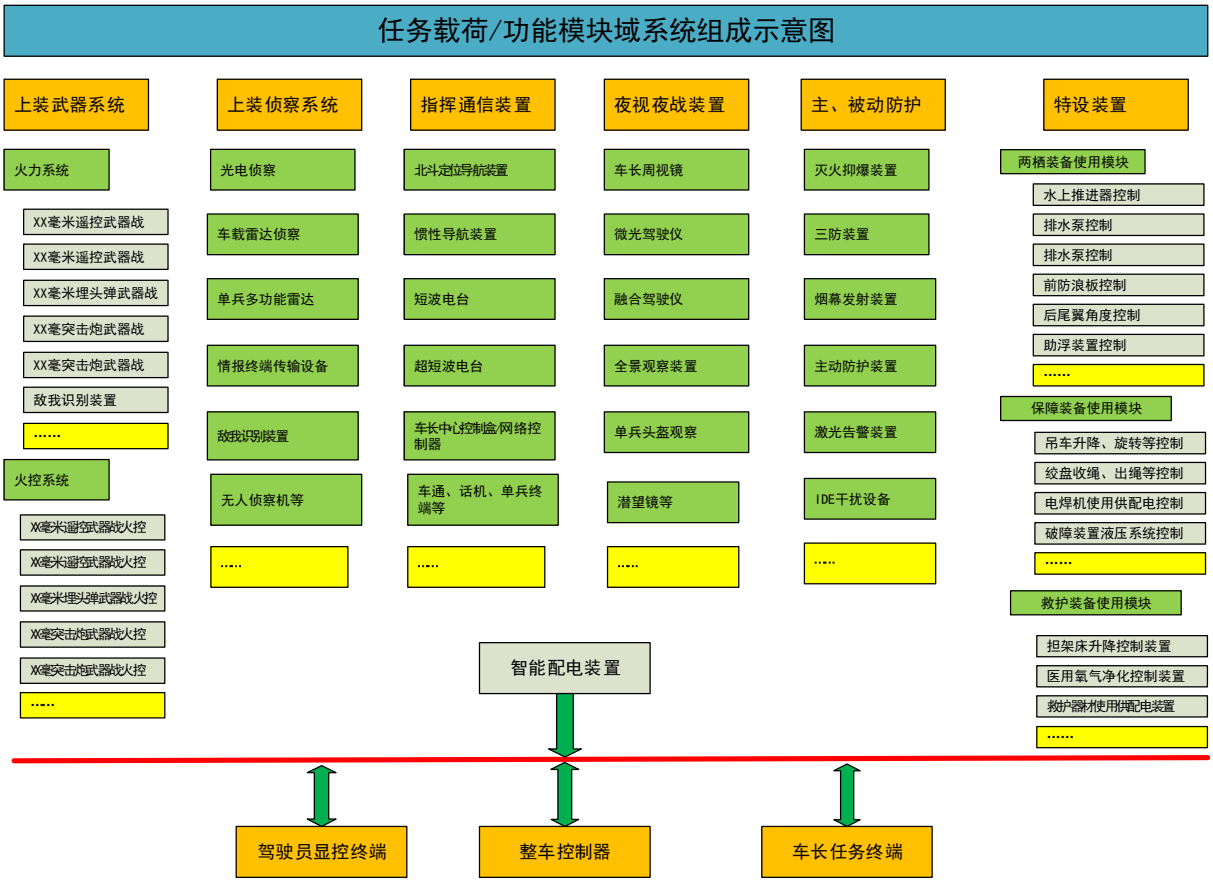


图 12　任务载荷/功能模块域的系统组成及核心功能示意图

目前特种装备的任务载荷系统均由特定设备厂家独立研制，品种多、成本高、操控复杂，不能形成合力提高效率，需要在装备平台“五域”研制基础上，统筹规划顶层策划任务载荷域的未来发展。

5 特种装备电子电气架构发展趋势

（1）线束成本和重量的双重压力已到不可接受的程度

分布式架构下，线束是整车第三重的零件（仅次于车身和发动机），成本可达 3000 至 5000 元。随着传感器数量从几个增加到二十几个，线束重量问题愈发突出。区域控制器+高速以太网的架构重构可大幅精简线束，实现减重和降本。

（2）功能跨域协同成为核心竞争力

新架构下，智驾系统可直接读取整车所有传感器的原始数据并统一决策。“舱驾一体”成为行业热点-即在同一个 SOC 上运行智舱和智驾，不仅节省芯片，更使两个功能真正协同。例如 DMS（驾驶员监控）与智驾系统的融合，可实现“检测到驾驶员疲劳时提前减速并提醒”，这在跨域架构之前几乎不可能实现。

（3）迭代周期显著压缩

传统整车开发周期为 5 至 7 年，头部新能源车企已将周期压缩到 2 至 3 年，要求架构能支撑功能的快速开发和验证，而非每次开发新功能都重新布线、重新定点、重新标定。

（4）供应链博弈主动权至关重要

分布式架构时代，主机厂实际是域控制器的技术整合商，工程师更多做标定和集成而非定义架构。到域集中和跨域融合阶段，谁能控制中间件和 SOA 架构，谁就掌握了供应商议价能力和功能定义主导权。

（5）ZCU（区域控制单元）成为关键环节

“中央计算+区域控制”架构被视为面向未来的解决方案，ZCU 的核心价值包括：简化线束、降低

成本和重量；实现硬件标准化与软件解耦；支撑集中式电源管理；促进供应链关系重构。

6 特种装备电子电气架构发展的思考与建议

6.1 关键思考

（1）充分认识特种装备的使命任务和使用用途

特种装备是用来执行特定任务，需要加装特定的任务载荷，需要统筹考虑合理研制自己的域控制器。任务载荷如何与承载平台关联、平台信息如何传输利用、能源动力如何获取，都需要域控制器统筹。此外，现代战争要求体系化使用，任务载荷域之间需要能够车际互联互通、接受上级任务指派、收到友邻通知。特种装备任务载荷域的电子电气架构复杂、类型繁多，涵盖火力控制、火控随动、激光告警联动、烟幕发射控制、敌我识别、激光测距、陀螺仪随动跟踪瞄准、转塔转动控制、侦察信号捕捉、升降转台搜索、网链信息分发、语音接入、抢救抢修、医疗救护等多种功能，需针对不同使命任务开展有针对性的任务载荷域控制器研究。

（2）高度重视特种装备使用环境的特殊性

特种装备域控制器的环境适应性要求远高于民用车辆：要求在高温 46°C 条件下能工作、70°C 条件下能贮存，低温-43°C 下能贮存并能启动工作；在相对湿度 95%±3%（30°C-35°C）条件下能正常工作且不能有零部件腐蚀；在海拔 4500 米地域条件下允许部分降功率使用；能够承受峰值加速度 60g（持续 6 毫秒）或 20g（持续 200 毫秒）的冲击振动；需按照国军标要求在湿热、盐雾和低气压条件下持续工作一定时间。电磁兼容性方面至少应满足 GJB151C 中 CE102 电源线传导发射、RE102 电场辐射发射、CS101 电源线传导敏感度以及电搭接等 10 项要求。域控制器的软件开发需按照装陆（2011）707 号、GJB 2786A-2009 以及 GJB 438C-2021 等标准执行；研制须在电子元器件、原材料、基础机电、软硬件、测试仪器五个领域 100%使用国产基础产品，核心关键高端电子元器件 100%自主可控；需在体系结构、网络接入、时空基准、信息共享、安全保密、频谱使用等方面遵循相应技术体制和标准规范。智能座舱域、自动驾驶域及任务载荷域目前均处在起步阶段，特种装备的自身属性决定了需要遵照上述要求执行。

（3）软件定义装备/车辆的趋势不会改变

当一辆车的核心体验越来越多地依赖软件而非硬件时，软件的迭代速度就决定了产品的迭代速度，而软件迭代速度取决于架构能否支撑 OTA。架构集中化的核心原因就是将所有软件收口到少数几个平台，才能真正实现 OTA。通过大数据分析和人工智能算法，企业可实时收集分析用户使用习惯和偏好，提供精准个性化服务和产品推荐；基于 OTA 技术可及时推送新功能和优化体验，保持产品竞争力和用户粘性。

（4）新能源车辆电子电气架构的发展思路值得充分借鉴

分布式架构中每个 ECU 由不同供应商开发，软硬件紧密耦合，整车厂无权维护和更新 ECU 上的软件，严重制约响应市场的速度。新型架构的显著特征是功能（软件）集中化、硬件标准化，通过中央计算平台/域控制器统一管理控制功能，降低硬件冗余和 BOM 成本，减少对众多供应商的依赖，为“车-路-云”协同奠定技术基础。

6.2 发展建议

（1）顶层规划、系统策划

通过持续优化模块拆分、标准化通信、全局统筹三大核心能力底层基础，支撑汽车智能化、网联化持续迭代升级，解决传统车载电子系统散乱、耦合度高、扩展性差的痛点。

（2）统一技术路线

统一公司内多套电子架构技术路线，包括功能分配、拓扑、通信 SDB、ECU 集成、OTA、诊断、功能信息安全等，实现电子架构底层、硬件、软件模块的复用和共享，降低研发费用和 BOM 成本。

（3）拉动各专业领域技术方案统一

从系统架构维度梳理各专业域差异技术方案，将与功能、属性、性能和法规无关的差异化技术方案进行统一化，精简不必要的差异方案，满足包括硬件、芯片、PIN 脚、底层软件、算法、供应

商等全车型需求。

（4）主机厂定义架构和软件平台

主机厂自己掌握中间件和 SOA 设计，配套单位提供域控制器硬件和底层驱动支持解决方案，这是当前行业最主流的“进阶”路径——不是完全自研，但也不把命运全部交给供应商。

（5）统一整车传感器执行器接口

统一物理接口和总线接口，简化传感器执行器逻辑，提高传感器的通用化和复用率。

（6）线束设计统一规划布置平台化

物理接口平台化和统一化，电源分配和接地设计平台化，通过线束模块化设计满足不同车型不同配置的差异化需求。

（7）提升跨域融合阶段的核心能力

在产品规划、功能开发管理、跨域系统集成能力、硬件设计、软件开发和测试验证各环节提升自身能力，在架构设计/车型项目开发过程中完成硬件接口标准化、通讯协议公有化、芯片国产化、SOA 服务化。

（8）统一规划整车 ECU 芯片

按照芯片的功能、类别及厂家，统筹梳理整车 ECU 芯片，统一规划芯片种类，统一 ECU 硬件方案，实现基础软件/协议栈/License 的复用。

7 结语

特种装备电子电气架构的发展正处于从分布式向域集中、跨域融合方向演进的关键阶段。在借鉴新能源车辆成熟经验的同时，需要立足特种装备的使命任务、使用环境和自主可控要求，以顶层规划为牵引，以标准化为抓手，以软件能力为核心竞争力，统筹推进任务载荷域的架构研究与工程落地。唯有如此，才能为特种装备的智能化转型奠定坚实基础，支撑其在未来体系化作战中发挥应有作用。

轴模块在特种车辆的应用及关键技术

葛显龙[1]，吕布[1,2]，谭坤[2]

（1. 重庆交通大学，重庆 400074；2. 重庆铁马工业集团有限公司，重庆 400050）

摘　要：面向特种车辆越野、通过和高速机动等复杂应用场景，本文提出特种轴模块（Special Axle Module, SAM）的概念。该模块在保留机械转向杆系（保证左、右两侧车轮机械耦合）和机械式主减速器（保留机械式差速锁）为典型特征，以单个车轴为核心进行集成为独立功能模块。线控技术主要针对模块内驱动力（油门）、制动力（线控制动执行器），轴模块两侧车轮的转向角运动耦合和基础差速功能仍由高可靠的机械结构实现。基于特种车辆总体构型的可重构需求，分析了轴模块在提升车辆机动性、通过性和任务适应性方面的优势，并系统提出了构建轴模块的关键技术，包括线控底盘冗余技术、动力与能源散热一体化管理技术、传动和制动一体化技术、模块间高可靠无线通信技术等。研究表明，特种轴模块是实现特种车辆平台化、系列化和快速重构的有效途径，对推动特种车辆底盘技术的跨越式发展具有参考意义。

关键词：特种车辆；轴模块；可重构；线控底盘

1 引言

特种车辆作为遂行应急救援、伴随作业、反恐防爆、大件运输等特殊任务的重要装备，广泛应用于国民经济和国防建设等多个领域。传统特种车辆在城市狭窄地段、山地、滩涂等复杂环境下的通过性与机动性受限，无法满足复杂环境下多样化特种作业运输任务需求。随着现代战争形态和应急救援模式的深刻变革，对特种车辆提出了“一型多能、快速重构、高机动、高可靠”的迫切需求，推动特种车辆底盘技术向模块化、平台化、智能化方向演进。

近年来，可重构模块化设计方法在机器人、工程机械和汽车底盘领域取得了显著进展。李树军等[1]针对模块化机器人系统快速重构的需求，研究了模块的结构设计，开发了包括关节模块、连杆模块、基础模块和连接模块在内的 7 种模块类型，实现了模块在运动学和控制上的独立性，验证了模块化设计的可行性。在车辆工程领域，角模块（Corner Module）概念将驱动、制动、转向和悬架系统集成于轮边，代表了分布式底盘的发展方向。然而，现有角模块方案多采用轮毂电机驱动和线控转向，机械解耦了两侧车轮的差速和转向，在高载荷、强冲击、复杂地形的应用场景下这种解耦导致特种车辆存在高速性安全性不足、越野簧下质量大导致性能受限、极限通过时可靠性差等问题。

针对上述问题，本文提出特种轴模块概念，其核心思想是：在保留机械差速器和机械转向杆系等传统机械系统高可靠性的基础上，将车轴及其附属的驱动、制动、悬架、散热等系统集成化为独立功能模块，通过标准化接口实现不同车型平台的快速重构。该方案既继承了传统机械系统的鲁棒性优势，又吸收了模块化设计的灵活性特点，对提升特种车辆的环境适应性和任务多样性具有重要价值。

2 特种车辆总体构型的可重构场景分析

2.1 可重构需求的提出

特种车辆的作业环境具有高度不确定性。在城市狭窄街道、山地崎岖道路、滩涂泥泞地带以及近岸水域等复杂环境下，传统固定构型的车辆难以兼顾高机动性与高通过性。例如，长轴距车辆在高速公路上具有良好的行驶稳定性，但在狭窄弯道和崎岖地形中机动性受限；短轴距车辆机动灵活，但高速行驶时稳定性不足。因此，需要根据任务需求对车辆构型进行动态调整，实现“按需重构”。

长安大学[2]在面向复杂环境作业运输的可重构/多栖特种车辆关键理论与技术研究中指出，针对复杂陆域非结构化道路环境大件运输作业运输需求，重点开展可重构构型优化与动力学设计理论、

高机动作动机构与构型快速生成方法、多构型决策与切换控制方法、高动态柔顺控制方法等内容研究。针对滩涂、近岸以及离地等复杂环境作业运输需求，重点开展水/陆/空多栖特种车辆复合推进与驱动机理、驱动系统能量管理与优化、跨介质复杂行为分析与多动力协同调控等内容研究。这些研究为特种车辆的可重构设计提供了理论基础。

2.2 可重构总体构型的典型场景

根据重构维度的不同，可归纳为以下几种典型场景：

（1）轴数可变重构

根据载荷需求和地形条件，车辆可在 4×4、6×6、8×8 等不同驱动形式间切换。通过增减轴模块数量，实现车辆总重和轴荷的灵活匹配。例如，在轻载高速机动场景下采用 4×4 构型，在重载越野场景下扩展为 8×8 构型。轴模块的标准化接口设计使得轴数重构无需对车架结构进行大幅改动，显著缩短了车辆改制周期。

（2）轴距可变重构

通过调整轴模块在车架纵梁上的安装位置，改变前后轴间距，实现轴距的连续可调。长轴距构型适用于高速公路长途机动，短轴距构型适用于城市巷战和山地越野。轴距可变重构对悬架系统的行程和传动轴的夹角提出了更高要求，需要轴模块具备更大的跳动适应范围。

（3）驱动形式可变重构

通过切换轴模块的驱动/从动属性，实现 4×2、4×4、6×4、6×6、8×8 等多种驱动形式的转换。在良好路面行驶时采用部分轴驱动以降低能耗和机械磨损，在复杂地形时启用全轮驱动以提升通过性。这种重构方式要求轴模块具备快速接入和断开动力传递的能力。

（4）功能角色可变重构

同一轴模块可根据安装位置的不同，承担转向驱动桥、转向从动桥、非转向驱动桥等不同功能角色。前轴模块配置转向机构，中后轴模块取消转向机构但保留驱动功能，通过软件配置实现功能角色的定义和切换。

2.3 轴模块在可重构构型中的核心地位

在可重构总体构型中，轴模块是构成车辆底盘的基本单元。与车身模块、动力模块、上装模块相比，轴模块直接决定车辆的行驶性能，是承载、驱动、转向、制动功能的最终执行单元。轴模块的标准化程度直接决定了整车平台的通用化水平和系列化能力。因此，轴模块的设计是可重构特种车辆底盘技术的核心和关键。

3 特种轴模块的概念与特征

3.1 特种轴模块的定义

特种轴模块（Special Axle Module, SAM）是指将单个车轴及其附属的驱动系统、制动系统、转向系统（前轴）、悬架系统、散热系统、电控系统等集成封装为具有独立功能和标准化接口的底盘功能单元。该模块在保留机械差速器和机械转向杆系的前提下，通过机电液一体化设计，实现车轴系统的高度集成和独立可控。

本模块的“线控”主要指驱动力（发动机/电机油门）、制动力（线控制动执行器）、悬架阻尼/高度（半主动/主动悬架）以及模式切换（如差速锁、驱动形式切换）的电控化。转向角本身由机械杆系保证，但转向助力（如电动助力转向 EPS）和整车层面的转向控制指令可线控。

3.2 特种轴模块的核心特征

3.2.1 保留机械杆系的转向耦合

与现有角模块方案采用线控转向、完全取消机械连接不同，特种轴模块保留了左右两侧车轮的机械杆系转向耦合。机械转向杆系通过横拉杆、转向节臂等构件实现左右转向轮的刚性联动，具有以下优势：

（1）高可靠性：机械连接不依赖电子控制系统，在电磁干扰、极端温度、高湿度等恶劣环境下

可靠工作，满足特种车辆对高可靠性的严苛要求。

（2）转向一致性：机械杆系保证了左、右转向轮的角度符合阿克曼几何运动关系足），避免了解耦后两侧车轮独立线控统中因控制延迟或信号丢失因两侧车轮转角不协调，因整车致的不确定引发的安全问题问题。

需要指出的是，保留机械杆系并不排斥转向系统的电控化升级。本模块在机械转向器上集成电动助力转向（EPS）电机，实现助力随速可调和主动回正；同时，转向指令可由整车控制器通过 CAN 总线发送至 EPS 控制器，实现线控转向指令与机械执行机构的结合。这种“指令线控化、执行机械备份化”的混合架构，既满足了无人驾驶对转向指令接口的需求，又保留了机械系统的有效安全备份能力。

3.2.2 保留机械差速器的驱动差速自适应

特种轴模块保留了机械差速器，利用其纯机械结构实现左右驱动轮的差速自适应。机械差速器通过行星齿轮机构，根据左右车轮的行驶阻力自动分配扭矩，具有以下特点：

（1）差速功能响应即时性：不同于电子控制系统的计算、指令传输和控制执行过程，机械差速能够快速自适应路面差异，较电子差速锁或扭矩矢量控制系统可靠、高效；避免因路面差异车轮转速不同产生的车辆运动学与动力学矛盾，实现车辆存滚动，提高车辆安全性。

(2)强迫式差速锁，改善车辆通行性能：在非公路条件下，一边轮胎陷进柔软的土地，一边轮胎在坚硬的路面上，机械式差动器可以将更大的力矩转移到阻力最少的那一边，并与差速锁相结合，可以有效地提高车辆的脱困性能。通过机械联接，使左、右两个轮子均受力，从而达到最大的附着面积，达到汽车脱离困境的目的。

（3）结构简单可靠：机械差速器经过长期发展，技术成熟，结构简单，维护方便，在特种车辆的高强度使用条件下具有显著的可靠性优势。

（4）能量效率高：纯机械传动避免了电驱动系统中电机、逆变器等环节的转换损耗，在长途高速机动场景下具有更高的能量利用效率。

3.2.3 系统集成化与接口标准化

特种轴模块保留核心机械结构，在其它方面实现高度集成化，具体如下：

（1）驱动系统集成：将发动机/电机、变速器/减速器、传动轴、差速器等驱动部件集成于模块内部，形成完整的动力传递链。

（2）制动系统集成：将制动器、制动驱动机构、ABS 阀等制动部件集成布置，实现制动功能的模块化。

（3）悬架系统集成：将弹性元件、阻尼元件、导向机构等悬架部件与车轴集成，形成独立的悬架单元。

（4）散热系统集成：将驱动系统、制动系统的散热需求统一考虑，设计模块级散热方案。

（5）电控系统集成：将模块内的传感器、执行器、控制器集成，形成模块级电子控制单元（ECU）。

（6）标准化接口：定义统一的机械接口（车架连接点、悬架安装点）、电气接口（动力电源、信号总线）、液压接口（制动管路、散热管路），实现模块与平台的即插即用。

3.3 特种轴模块与传统车轴的区别

传统车轴是底盘的组成部分，其设计依赖于整车布置，与车身、车架、动力系统紧密耦合，难以独立更换或重构。特种轴模块则是独立的功能单元，具备以下差异化特征：

（1）功能完整性：传统轴用车桥主要承担承载、减速和分配力功能，驱动、制动、转向件等功能分散于底盘各处；轴模块将相关功能集成于单元内部，具备完整的功能实现能力。

（2）设计独立性：轴模块可独立于整车进行设计、制造、测试和验证，缩短研发周期，降低开发成本；便于整车积木式重构。

（3）配置灵活性：通过更换不同规格的轴模块，可快速实现车辆性能的调整和升级，无需对整车进行重新设计。

（4）维护便捷性：轴模块采用整体更换的维护策略，现场维修时可快速更换故障模块，缩短装

备停机时间。

4 面向特种车辆应用场景的轴模块设计要求

4.1 越野应用场景

越野是特种车辆最典型的应用场景之一，包括山地、丘陵、沙漠、戈壁等复杂地形。在该场景下，轴模块需具备以下设计特点：

（1）大行程悬架设计：采用长行程独立悬架或断开式驱动桥，保证车轮接地性。悬架行程应不小于 200mm，以适应大起伏路面。

（2）高扭转刚度车架接口：轴模块与车架的连接点需具备高扭转刚度，保证在车身大角度侧倾时，轴模块仍能准确传递力和力矩。

（3）强化型机械差速器：配置机械式限滑差速器或差速锁，在单侧车轮打滑时限制差速，将扭矩传递至有附着力的车轮。限滑差速器非常适合后轮驱动的越野车辆，可提升越野性能。

（4）大角度传动轴：为适应悬架大行程跳动，传动轴需具备大工作角度，采用双联万向节或等速万向节设计，保证动力传递的平稳性。

（5）高离地间隙布置：轴模块的最低点（通常为差速器壳体）应尽可能抬高，通过优化壳体形状和布置角度，增大车辆离地间隙。

（6）簧下质量抑制措施

轴模块将减速器、制动器等部件集成于轮边或桥壳附近，不可避免地增大了簧下质量，可能影响越野行驶时的车轮接地性和悬架响应速度。为此，SAM 采用以下抑制策略：

轻量化材料：桥壳、减速器壳体采用高强度铝合金（如 A356-T6）或镁合金，相较传统铸铁壳体减重 40%~50%；转向节采用锻铝或钛合金。

拓扑优化结构：基于增材制造（3D 打印）的拓扑优化设计，在保证强度和刚度的前提下移除冗余材料，例如典型桥壳支架可减重 40%，支架最多可实现 80%的减重。

制动器布置上移：将湿式多片制动器从轮端移至减速器输入端（靠近差速器壳体），如图 5 所示（此处可配示意图）。该布置使得制动器质量靠近车架悬挂点，减小了非悬挂质量的力臂效应，等效簧下质量增量降低约 40%。

悬架阻尼自适应：在轴模块的悬架系统中集成半主动减振器，根据簧下质量加速度传感器的反馈，实时调节阻尼力，抑制因簧下质量增大引起的车轮跳动，确保轮胎与地面的良好接触。

4.2 通过性应用场景

通过性应用场景包括涉水、越壕、爬坎、软地面行驶等，要求车辆具备克服各类障碍的能力。轴模块在该场景下的设计要点包括：

（1）密封防水设计：轴模块的电气接口、制动液压缸或电机、通气孔等部位需采用密封设计，满足 1.5m 以上涉水深度要求。

（2）防泥沙结构：制动器、散热器等部位需配置防护罩或采用封闭式结构，防止泥沙侵入导致功能失效。赛夫华兰德[8]的通风盘式车轴采用特殊材料通过复合铸造制造，有效避免了制动盘因制动过热引起的伞状变形，轮毂配备通风横截面，散热性能极佳。

（3）大直径轮胎适配：通过增大轴模块的轮距和轮胎直径，提升车辆的越壕能力和软地面通过能力。轴模块的悬架和转向系统需适配大直径轮胎的跳动和转向需求。

（4）铰接式转向兼容：对于采用铰接式转向的特种车辆，轴模块需取消转向机构，但保留大角度相对转动的能力，适应车架的折腰运动。

4.3 高速机动应用场景

高速机动应用场景要求车辆在铺装路面上以较高速度（80km/h 以上）长时间行驶，对轴模块的高速性能和可靠性提出挑战：

（1）动平衡设计：高速旋转部件（传动轴、制动盘、车轮）需进行精密动平衡，避免高速时的

振动和噪声。

（2）高效散热系统：高速行驶时的制动热负荷和驱动系统热负荷显著增加，需配置高效的强制散热系统。

（3）空气动力学优化：轴模块的外形设计需考虑空气动力学，减少高速行驶时的空气阻力。轮边区域的气流引导对整车风阻系数有显著影响。

（4）高速稳定性控制：通过轴模块的制动系统与整车 ESC（电子稳定控制系统）协同，实现高速避障、紧急制动时的稳定性控制。

（5）轮胎压力自适应：集成中央充放气系统，根据路面条件自动调节轮胎气压，在硬路面采用高气压降低滚动阻力，在软地面采用低气压增大接地面积。

5 轴模块关键技术

5.1 在线控底盘冗余技术

线控底盘（X-by-Wire）是智能驾驶和无人驾驶车辆的核心技术，通过电信号替代传统的机械或液压连接，实现驱动、制动、转向的电控化。对于特种车辆而言，线控底盘的可靠性直接关系到乘员安全和任务成败，因此冗余设计是轴模块线控系统的关键技术。

5.1.1 冗余设计的重要性与分类

冗余设计是确保线控系统容错控制的关键，分为硬件冗余法和解析冗余法两大类。硬件冗余法通过为易故障部件和重要部件提供备份，如机械冗余（保留转向管柱）和电子电气冗余（双 ECU、双电源、多传感器），增强系统容错能力。解析冗余法通过设计控制器的容错算法提升系统冗余度，从软件层面提升系统安全性。

5.1.2 轴模块线控冗余架构

SAM 的线控系统主要覆盖驱动控制、制动控制、悬架调节和模式切换四个领域，而转向角传递和主减速差速基础功能仍以机械为主。针对上述线控子系统，建议采用以下冗余架构：

（1）双 ECU 冗余：每个轴模块配置主/备两套 ECU。主 ECU 负责驱动扭矩指令解析、制动力分配、悬架阻尼调节等正常控制任务；备 ECU 实时监测主 ECU 的心跳信号和关键输出量，在主 ECU 故障时于 50ms 内完成无缝切换。双 ECU 之间通过高速 SPI 总线进行状态同步和数据交叉校验。

（2）双电源冗余：采用双路独立供电——一路来自整车主电源，一路来自轴模块内置的超级电容模组。在整车电源瞬断或跌落时，超级电容可维持关键控制功能（制动执行器供电、通信模块供电）不少于 3 秒，足以完成安全停车操作。

（3）双传感器冗余：关键安全相关传感器（轮速、制动压力、悬架位移、模块温度）采用双套配置，两路传感器分别接入主/备 ECU 的独立 ADC 通道，通过数值比对检测传感器漂移或失效。

（4）双执行器冗余：

线控制动：采用“双绕组无刷电机+机械弹簧驻车”方案，任一组绕组失效时，另一组仍可提供≥50%的额定制动力；若双绕组均失效，机械弹簧制动器自动锁止（失效制动模式）。

线控驱动：若为电驱动桥，采用双电机并联或单电机双绕组方案，故障时降功率运行。

（5）跨系统冗余（功能互备）：在制动系统完全失效时，驱动电机可输出反向扭矩实现电制动（能量回收制动）；转主动向能力；在悬架调节失效时，被动阻尼元件仍可提供基础减振功能。

5.1.3 冗余系统的协同控制

冗余系统的核心在于故障检测与隔离（FDI）和重构控制。通过多传感器信息融合和交叉校验，实时监测各子系统的健康状态。当检测到故障时，系统需快速定位故障源，隔离故障通道，并切换至备份通道或启用重构控制策略。陈慧等[3]针对线控转向系统进行了机械冗余结构设计与可靠性分析，为轴模块转向冗余设计提供了参考。崔晓楠等[4]面向自动驾驶开展了线控转向系统功能安全设计与验证，提出的方法可推广至轴模块的全线控系统。

5.2 动力与能源散热一体化管理技术

特种车辆的动力系统（发动机/电机、变速器/减速器、差速器）和能源系统（电池、燃料电池）

在工作时产生大量热量，若散热不良将导致性能下降甚至失效。轴模块将驱动系统高度集成，散热需求集中，需采用一体化热管理技术。

5.2.1 一体化热管理的必要性

传统散热系统采用分散布置，各部件独立散热，存在以下问题：冷却介质繁多、部件重复性能冗余、传热路径长、换热效率受限。分立式热管理难以满足低温工况热管理需求，余热量供应不足、实现多场景应用成本高。一体化热管理系统可减少热管理系统冷却液添加量，缩短换热路径，提高换热效率，结合智能脉冲自加热技术，实现冷热互补。

5.2.2 轴模块一体化热管理方案

（1）复合冷却技术：将驱动电机、减速器、差速器、制动器等发热部件纳入统一的冷却回路，采用水冷+油冷复合方案。电机定子采用水冷套冷却，转子采用油冷冷却；减速器和差速器采用润滑油冷却，润滑油通过油-水换热器与主冷却回路进行热交换。

（2）电驱桥冷媒直冷：发挥直冷高 COP 优势，降低热管理系统能耗。使用冷媒直冷提高换热系数，实现热管理快速响应，简化系统，减少元件数量和冷却液质量，降低维护成本。

（3）定转子分区热管理：采用定转子双路油冷和分区设计，根据工况智能调节各回路的冷却液流量。转子最高温升可降低 50℃，有效解决多复杂工况下水冷电机易过温的问题。

（4）余热回收利用：将驱动系统的余热通过热交换器回收，用于低温环境下电池预热、乘员舱供暖等，提升整车能量利用效率。在低温环境下，制动器紧邻驱动电机，可直接复用电机的液冷系统带走制动热量，散热回路还可将回收的制动热量输送至动力电池，为电池预热，既提升了整车能量利用效率，也缓解了低温下的电池性能衰减。

（5）智能热管理控制：基于模型预测控制（MPC）算法，根据车辆工况、环境温度、部件温度等多源信息，预测未来热负荷，提前调节冷却系统工作状态，实现热管理的主动化和智能化。

齐红梅针[5]对特种车辆散热系统的技术痛点，提出了一种复合散热模块的集成化设计方案，通过模块化架构整合水散热器、中冷器、导风罩及变频风扇组件，优化了气流分布均匀性与散热效率。实际应用表明，该模块散热功率达 153.85kW（水散热器）与 54.16kW（中冷器），重量控制在 313kg 以内，该技术在轴模块散热系统中应用，可满足轴模块高压功率器件的散热需求。

5.3 传动和制动一体化技术

传动系统和制动系统是轴模块的核心功能部件，传统设计中将二者作为独立系统分别布置，存在结构复杂、协调困难、响应滞后等问题。传动制动一体化技术通过结构集成和控制融合，实现二者的深度协同。

5.3.1 结构集成方案

（1）电驱桥集成制动：将制动器从轮端转移至电驱桥内部，采用“驱动器→制动器→减速器→车轮”的同轴串联布局，每个车轮对应一套独立的驱制动单元，从结构层面实现二者的深度集成。奔驰 In-drive 制动系统是该路线的典型代表，它将一对静止刹车盘固定在驱动单元两侧，夹紧与驱动轴联动的旋转双面刹车片实现制动。整套制动机构处于封闭腔体内，可有效收集制动粉尘，从源头解决颗粒物排放问题；同时封闭结构隔绝了雨雪侵蚀，部件磨损大幅降低，几乎可实现终身免维护。

（2）湿式多片制动器集成：舍弗勒的驱制一体方案采用湿式多片式制动器，原理与自动变速箱离合器、工程机械制动器同源：多组钢片与摩擦片交替叠加，执行机构施加轴向压力时，多组摩擦副同时作用产生制动力矩。凭借多摩擦面的结构优势，该方案在同等体积下的制动力矩远高于单盘制动器——采用 6 片摩擦片的单桥方案即可输出 3000Nm 制动力矩，且制动器布置于减速器前端，力矩经减速器放大后，轮端实际制动力会进一步提升。

（3）电子机械制动（EMB）集成：通过电机驱动执行机构压紧摩擦面产生制动力，替代传统液压卡钳，电控方式带来了更快的制动响应与更精准的力矩控制。该方案的核心优势之一是热管理与能量复用：制动器紧邻驱动电机，可直接复用电机的液冷系统带走制动热量。

5.3.2 控制融合策略

（1）驱动-制动协同控制：在车辆减速过程中，根据电池状态和制动需求，智能分配电机制动

（能量回收）和机械制动的比例，实现制动力的平滑过渡和能量回收最大化。

（2）扭矩矢量控制：在转弯工况下，通过独立控制左右驱动轮的驱动力和制动力，产生直接横摆力矩（DYC），提升车辆的操控稳定性和轨迹跟踪精度。

（3）差速锁止与制动联动：在越野脱困场景下，当机械差速器限滑能力不足时，通过对打滑车轮施加制动，模拟差速锁效果，将扭矩传递至有附着力的车轮。

（4）驻车制动集成：配置双冗余驻车锁止机构，可锁止减速器或位移执行机构实现驻车，单一机构失效仍可保证驻车安全，满足线控系统的功能安全要求。

余卓平等[6]针对集成式电子液压制动系统进行了鲁棒性液压力控制研究，提出的控制方法可为轴模块制动系统的精确控制提供理论支撑。何仁等[7]系统研究了自动紧急制动（AEB）技术，其研究成果对轴模块制动系统的主动安全控制具有重要参考价值。

5.4 模块间高可靠无线通信技术

在可重构特种车辆中，各轴模块之间、轴模块与整车控制器之间需要进行大量的数据交换，包括控制指令、状态信息、故障诊断数据等。传统的有线通信方式（如 CAN 总线）在模块频繁拆装和构型变化时存在布线复杂、接插件磨损、电磁兼容性差等问题。高可靠无线通信技术为轴模块的即插即用和动态重构提供了新的解决方案。

5.4.1 无线通信在车辆网络中的应用需求

基于新型无线通信技术，可完成适用于高可靠车辆无线网络（含车厢内、车厢间）的技术选型及开发。模块化的车身和底盘，可通过不同车身布局满足各种需求，同时虚拟编组是利用先进技术，免除车钩的限制，实现牵引、制动等主要系统高度集成，提高牵引制动控制精度，并大量减少车辆硬线。

对于特种轴模块而言，无线通信需满足以下要求：

（1）高可靠性：通信成功率不低于 99.99%，误码率低于 10^{-6}，在电磁干扰、多径衰落、遮挡等恶劣条件下仍能稳定工作。

（2）低延迟：在发送控制命令的过程中，端对端的控制命令延迟小于 10 毫秒，能够很好地实现对数据的实时处理。

（3）高带宽：支持多轴模块同时传输高清视频、雷达点云等大带宽数据，单链路带宽不低于 100Mbps 目标值。

（4）强抗干扰能力：具备跳频、扩频、自适应调制等抗干扰技术，在复杂电磁环境下保持通信质量。

（5）安全性：采用加密认证、入侵检测、消息完整性校验等安全机制，防止恶意攻击和数据篡改。

5.4.2 无线通信技术选型

（1）5G NR-V2X：基于蜂窝网络的 vehicle-to-everything 通信技术，支持直连通信（PC5 接口）和网络通信（Uu 接口），具备高带宽、低时延、广覆盖的特点，适用于轴模块与云端、路基设施的大数据交互。

（2）Wi-Fi 6/7：基于 IEEE 802.11ax/be 标准，支持 OFDMA、MU-MIMO 等技术，在短距离、高带宽场景下具有优势，适用于车厢内轴模块与中央控制器的高速数据交换。

（3）专用短程通信（DSRC）：基于 IEEE 802.11p 标准，专为车联网设计，通信时延低、可靠性高，适用于轴模块间的实时控制指令传输。

（4）无线 Mesh 网络：基于粒子群的无线 Mesh 网快速信道分配方法，可实现多跳中继和自组网，在部分节点失效时自动重构路由，提升网络鲁棒性。

5.4.3 无线通信系统架构设计

（1）分层网络架构：采用“车内无线局域网+车间无线个域网+车云无线广域网”的三层架构。车内网负责轴模块与整车控制器的实时通信；车间网负责多车协同时的轴模块间通信；车云网负责远程监控和大数据传输。

（2）双模冗余通信：每个轴模块同时配置两种通信模块，无线通信模块（例如星闪通信技术，）+常规线束，正常情况下并行工作，互为备份；在一种通信方式失效时，自动切换至另一种。

（3）时间敏感网络（Time-Sensitive Networking）：在无线通信中引入 TSN 机制，为不同类型的数据分配不同的优先级和时间窗口，保证控制指令的确定性传输。

（4）边缘计算节点：在轴模块或整车控制器中部署边缘计算能力，实现数据的本地化处理和决策，减少对云端通信的依赖，降低通信时延。

5.4.4 无线通信的安全保障与降级策略

（1）物理层安全：利用无线信道的物理特性（如信道状态信息 CSI）实现密钥生成和身份认证，无需额外的加密开销。

（2）加密算法：针对车载嵌入式系统的计算资源限制，采用国密 SM4、SM9 等加密算法，在保证安全性的同时降低计算延迟。

（3）入侵检测系统（IDS）：实时监测无线通信流量，识别异常模式和攻击行为（如 DOS 洪泛、虚假节点注入），及时告警并采取隔离措施。

（4）安全固件升级（FOTA）：支持轴模块 ECU 的无线安全升级，修复漏洞、更新功能，升级过程具备回滚机制，防止升级失败导致系统失效。

（5）通信降级与故障应急策略：

一级降级：当无线链路误码率持续高于 10^{-5} 或连续 3 次握手失败时，系统自动增加冗余比特提高误码率容忍度，增加前向纠错（FEC）冗余，确保关键指令（制动、转向）仍能传输。

二级降级：当无线通信完全中断持续超过 100ms 时，各轴模块的本地 ECU 自动切换至预定安全模式-驱动扭矩限制为当前值的 50%，制动系统保持当前制动力并允许驾驶员通过机械备份管路（保留液压/气压硬线）进行紧急制动，悬架切换至中等阻尼设定。

三级降级（跛行模式）：若无线通信中断超过 2 秒，整车控制器发出声光报警，车辆自动限制车速不超过 20km/h，并引导驾驶员驶离危险区域。各轴模块同时尝试通过有线备份总线（预留 CAN FD 物理接口） 重建通信。

上述降级逻辑的所有参数（时间阈值、扭矩限制比例）均可通过 FOTA 远程配置，以适应不同任务场景的可靠性需求。

6 轴模块设计流程

轴模块的工程设计实现遵循“需求分析→功能分解→接口定义→详细设计→集成验证”的开发流程：

（1）需求分析：根据目标车型的应用场景和性能指标，确定轴模块的载荷等级、动力参数、转向角度、制动性能、悬架行程等关键需求。

（2）功能分解：将轴模块的功能分解为驱动子系统、制动子系统、转向子系统、悬架子系统、散热子系统、电控子系统等，明确各子系统的功能边界和性能指标。

（3）接口定义：制定机械接口（安装尺寸、连接方式、载荷等级）、电气接口（电压等级、功率容量、信号定义）、通信接口（协议类型、数据格式、波特率）、液压接口（介质类型、压力等级、管路规格）的标准规范。

（4）详细设计：各子系统并行开展详细设计，重点解决机电液热多学科耦合问题，通过仿真分析优化设计方案。

（5）集成验证：在台架上对轴模块进行功能验证、性能测试、可靠性试验；在样车上进行整车匹配和道路试验，验证轴模块在实际工况下的表现。

7 结论与展望

7.1 主要结论

本文面向特种车辆越野、通过和高速机动等复杂应用场景，提出了特种轴模块的概念，系统分

析了其技术特征和关键技术，主要结论如下：

（1）特种轴模块在保留机械杆系转向耦合和机械差速器驱动差速自适应的基础上，实现了车轴系统的高度集成和标准化，兼具传统机械系统的可靠性和模块化设计的灵活性，是特种车辆底盘可重构设计的理想方案。

（2）轴模块通过轴数可变、轴距可变、驱动形式可变和功能角色可变等重构方式，可显著提升特种车辆的任务适应性和环境通过性，满足多样化特种作业需求。

（3）在线控底盘冗余技术、动力与能源散热一体化管理技术、传动和制动一体化技术、模块间高可靠无线通信技术等关键技术的支撑下，轴模块可实现高可靠、高效率、高智能化的工程应用。

7.2 展望

（1）智能化升级：随着人工智能技术的发展，轴模块将具备自感知、自诊断、自学习的能力，通过边缘计算实现局部智能决策，减轻整车控制器的计算负担。

（2）轻量化设计：采用碳纤维复合材料、高强度铝合金、钛合金等先进材料，结合拓扑优化和增材制造技术，进一步降低轴模块的重量，提升车辆的载荷能力和机动性。

（3）多能源兼容：轴模块将兼容纯电驱动、混合动力、氢燃料电池等多种能源形式，通过统一的机械接口和电气接口，实现不同能源系统的快速切换。

（4）集群协同控制：在多车协同作业场景下，基于高可靠无线通信技术，实现多车轴模块的分布式协同控制，提升集群作业的效率和安全性。

（5）数字孪生应用：建立轴模块的数字孪生模型，实现物理实体与虚拟模型的实时映射，通过仿真预测故障、优化维护策略，提升装备的全寿命周期管理水平。

特种轴模块技术代表了特种车辆底盘发展的重要方向，其研究和应用将有力推动我国特种车辆装备的现代化进程，为遂行多样化特种任务提供坚实的技术支撑。

参考文献：

[1] 李树军, 等. 可重构模块化机器人模块及构形设计[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2004, 25(1): 78-81.

[2] 长安大学. 面向复杂环境作业运输的可重构/多栖特种车辆关键理论与技术[R]. 长安大学交通运输学院, 2023.

[3] 陈慧. 线控转向系统机械冗余结构设计与可靠性分析[J]. 汽车工程, 2022, 44(5): 712-720.

[4] 崔晓楠. 面向自动驾驶的线控转向系统功能安全设计与验证[J]. 中国公路学报, 2023, 36(3): 3-0.

[5] 齐红梅. 浅谈车辆复合散热模块的研究与应用[J]. 机电工程, 2023, 40(5): 12-18.

[6] 余卓平, 徐松云, 熊璐, 等. 集成式电子液压制动系统鲁棒性液压力控制[J]. 机械工程学报, 2015, 51(16): 22-28.

[7] 何仁, 冯海鹏. 自动紧急制动(AEB)技术的研究与进展[J]. 汽车安全与节能学报, 2019, 10(1): 1-15.

[8] 赛夫华兰德. 电驱动车轴与通风盘式车轴技术资料[R]. 赛夫华兰德(中国), 2019.

基于改进自适应模型预测算法的分布式驱动车辆稳定性控制

蔡勇忠[1]，傅兵[1]，刘金刚[1]，汪宇[1,2]，陈建文[2]，张伟[1]

（1.湘潭大学机械工程与力学学院，湘潭，411105；2.江麓机电集团有限公司，湘潭，411100）

摘　要：为提升分布式驱动车辆动态操纵性能，开展横摆稳定性研究，提出了一种改进自适应模型预测算法（AMPC）。首先，构建了 7 自由度整车模型，搭建了模型预测算法，分析了不同工况车辆响应特性，验证了模型有效性；其次，提出了基于模型预测控制的横摆力矩分配策略，实现轮胎转矩最优分配，提升了车辆连续过弯转向等极限工况的稳定与操纵性能；随后，选取横摆角速度、质心侧偏角为稳定性评价指标，基于相平面法设计分层控制策略，完成了驱动力优化分配。最后，针对高速、低附着工况下的算法震颤失稳问题，提出了侧偏刚度估计与预测时域优化方案，抑制了回正过冲与抖动。经硬件在环试验验证，仿真与试验数据拟合良好，验证了算法的可行性。

关键词：分布式驱动电动车辆，改进自适应模型预测控制算法，横摆稳定性，转矩分配

Stability Control of Distributed Drive Vehicles Based on an Improved Adaptive Model Predictive Control Algorithm

Cai Yongzhong[1], Fu Bing[1], Liu Jingang[1], Wang Yu[1,2], Chen Jianwen[2],

Zhang Wei[1]

(School of Mechanical Engineering and Mechanics, Xiangtan University, Xiangtan, 411105;
2. Jianglu Electromechanical Group Co., Ltd. LTD., Xiangtan, 411100)

Abstract: To improve the dynamic handling performance of distributed-drive vehicles, this study investigates yaw stability control and proposes an improved adaptive model predictive control (AMPC) algorithm. First, a seven-degree-of-freedom vehicle model and a model predictive controller are developed. Vehicle responses under different operating conditions are analyzed to validate the model. Second, an MPC-based yaw-moment allocation strategy is proposed to achieve optimal wheel-torque distribution, thereby improving vehicle stability and handling under extreme conditions such as successive cornering. Subsequently, yaw rate and vehicle sideslip angle are selected as stability evaluation indices, and a hierarchical control strategy based on the phase-plane method is designed to optimize driving-force allocation. Finally, to address chattering-induced instability under high-speed and low-adhesion conditions, a cornering-stiffness estimation method and a prediction-horizon optimization scheme are proposed to suppress overshoot and oscillations during steering return. Hardware-in-the-loop tests show good agreement between the simulation and experimental results, demonstrating the feasibility of the proposed algorithm.

Keywords: Distributed-drive electric vehicle; Improved adaptive model predictive control; Yaw stability; Torque allocation

1 引言

随着全球能源危机与环境保护压力的日益加剧，落实促进绿色低碳发展的配套政策等重点举措[1]。作为新能源汽车的重要发展方向，分布式电驱动车辆的独特结构和创新驱动方式能够显著提升整车的综合性能，是未来电动车辆发展的重要方向[2]。分布式驱动系统的核心优势在于独立驱动特性，即执行器数量多于控制自由度，为车辆动力学控制提供了更多的调控手段[3]。通过各轮转矩的独立分配，分布式驱动电动车辆能够实现传统车辆难以达到的控制功能，同时为车辆实现原地掉头、蟹行行驶等特殊机动模式提供了硬件基础，显著拓展了车辆的机动能力与场景适应性。

然而，分布式驱动系统的过驱动特性与多自由度运动耦合也给底盘控制系统设计带来了严峻挑战。首先，转矩分配策略的设计直接决定了横摆稳定性控制的最终效果，其面临问题在于如何协调多个执行器在复杂状态下的优化分配[4]，分布式驱动系统执行器数量多于控制自由度，这一方面为性能优化提供了解决方案，另一方面也引入了执行器间的协同难题[5]，若分配策略设计不当，不仅无法发挥分布式驱动的优势，反而可能导致各轮驱动力相互冲突，恶化车辆稳定性[6]。因此转矩分配需同时满足以下多重约束：电机峰值转矩与峰值功率限制、路面附着系数决定的轮胎附着力极限、以及各轮间的耦合关系。其中，路面附着系数约束尤为关键，决定了轮胎在当前路面条件下能够传递的最大纵向力，若分配指令超出该极限，将导致车轮过度滑转，损失驱动力，会使轮胎侧向力急剧下降，引发车辆失稳[7,8]。更复杂的是轮胎纵向力与侧向力之间存在强耦合关系，由附着椭圆所描述，在车辆转矩分配时，还需要考虑这一约束[9]。因此，转矩分配策略不能仅以最大化横摆力矩为目标，而必须在满足纵向驱动需求的同时，为侧向力保留足够的附着余地，确保轮胎始终工作在稳定区域[10]。此外，实际行驶工况中路面附着系数、轮胎非线性特性及车辆参数摄动等因素进一步加剧了分配问题的复杂性，对控制算法的鲁棒性提出更高要求[11-13]。

针对上述问题，本文聚焦于分布式驱动车辆的转矩分配与横摆稳定性控制问题，研究基于转矩分配的横摆稳定性控制策略。首先，建立七自由度整车动力学模型，涵盖纵向、侧向、横摆及四个车轮的旋转运动，剖析轮胎非线性侧偏特性与车辆横摆-侧倾耦合机理，为控制器设计提供高保真预测模型基础；其次，在低附着系数路面及典型工况下开展仿真测试，通过与参考模型对比，确保模型表现实际车辆在行驶过程中的关键特征；随后，针对 MPC 固定模型与时域导致的失配问题，自适应调节关键参数，优化安全判定条件，并进行极限工况的仿真验证；最后，搭建基于实时控制器与车辆动力学模拟的硬件在环实验平台，验证所提改进自适应模型预测算法（AMPC）的横摆角速度与质心侧偏角等关键响应参数的有效性。

2 分布式驱动车辆系统动力学建模

2.1 分布式驱动车辆结构分析

采用平面七自由度车辆动力学模型描述车辆在纵向-横向耦合工况下的运动特性。如图 2.1 所示，整车视为刚体，考虑车体在地面坐标系中包括纵向 V_x、横向 V_y、横摆 ω_z 和四个车轮的旋转运动 $\omega_{ij}\left(i=f,j=1,r\right)$ 作为附加自由度。

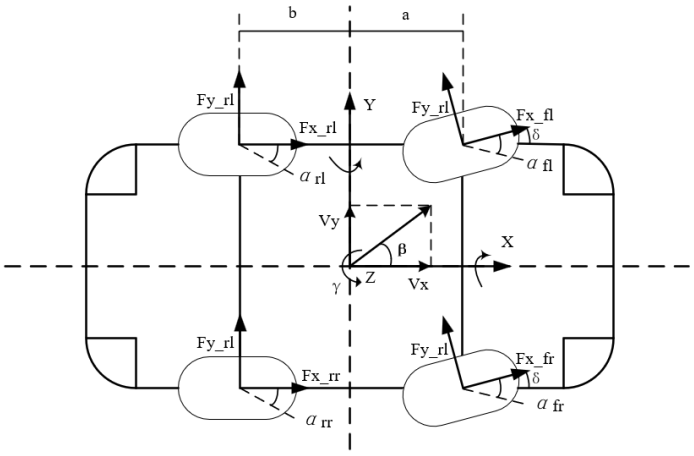


图 2.1　七自由度车辆构型图

建立车辆纵向动力学、横向动力学方程、横摆动力学方程如式(1)、式(2)、式(3)所示：

$$m\left(\dot{v}_x - v_y\omega_z\right)=F_{x\_fl}\cos\delta_f+F_x\cos\delta_f-F_{y\_fl}\sin\delta_f-F_{y\_fl}\sin\delta_f+F_{x\_rl}+F_{x\_rr} \tag{1}$$

$$m\left(\dot{v}_y + v_x\omega_z\right) = F_{x\_fl}\sin\delta_f + F_{x\_fr}\sin\delta_f + F_{y\_fl}\cos\delta_f + F_{y\_fr}\cos\delta_f + F_{y\_rl} + F_{y\_rr} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} I_z\dot{\omega}_z = {} & \frac{B_f}{2}\left(F_{x\_fr}\cos\delta_f - F_{x\_fl}\cos\delta_f - F_{y\_fr}\sin\delta_f + F_{y\_fl}\sin\delta_f\right) + \frac{B_r}{2}\left(F_{x\_rr} - F_{x\_rl}\right) \\ & + L_f\left(F_{x\_fl}\sin\delta_f + F_{y\_fl}\cos\delta_f + F_{x\_fr}\sin\delta_f + F_{y\_fr}\cos\delta_f\right) - L_r\left(F_{y\_rl} + F_{y\_rr}\right) \end{aligned} \tag{3}$$

式中，m 为整车质量；V_x、V_y 分别为车辆纵向、横向速度；F_{x_i}、F_{y_i} 分别为作用于各个车轮的纵向力和侧向力；B_f 为前轮距；B_r 为后轮距；L_f 为前轴距；L_r 为后轴距。fl、fr、rl、rr 分别代表前左轮、前右轮、后左轮、后右轮，δ 为车轮转角，I_z 为整车绕 z 轴转动惯量；ω_z 为横摆角速度。

2.2 分布式驱动车辆系统动力学建模

2.2.1 车轮旋转动力学模型

车轮旋转动力学模型如图 2.2 所示。

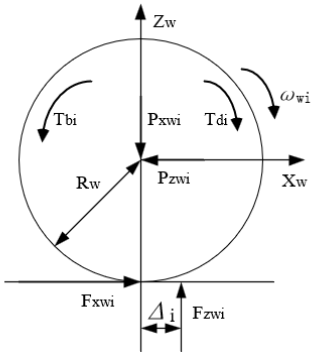


图 2.2　车轮旋转动力学模型

对非线性车轮旋转运动分析，其动力学方程可表示为：

$$\begin{cases} I_w\ddot{\omega}_{fl} = T_{fl} - F_{zw\_fl}f_rR_p - F_{xw\_fl}R_w \\ I_w\ddot{\omega}_{fr} = T_{fr} - F_{zw\_fr}f_rR_p - F_{xw\_fr}R_w \\ I_w\ddot{\omega}_{rl} = T_{rl} - F_{zw\_rl}f_rR_p - F_{xw\_rl}R_w \\ I_w\ddot{\omega}_{rr} = T_{rr} - F_{zw\_rr}f_rR_p - F_{xw\_rr}R_w \end{cases} \tag{4}$$

式中，I_w 为车轮转动惯量，ω 为车轮转速，T 为车轮转矩，R_w 为车轮半径，f_r 为滚动摩擦系数，fl、fr、rl、rr 分别代表前左轮、前右轮、后左轮以及后右轮。

考虑车身侧倾与俯仰运动对轴荷转移的影响，且忽略路面崎岖影响，基于以上假设，轮胎垂向载荷表示为：

$$\begin{cases} m_w \ddot{z}_{fl} = F_{zw\_fl} - F_{zs\_fl} \\ m_w \ddot{z}_{fr} = F_{zw\_fr} - F_{zs\_fr} \\ m_w \ddot{z}_{rl} = F_{zw\_rl} - F_{zs\_rl} \\ m_w \ddot{z}_{rr} = F_{zw\_rr} - F_{zs\_rr} \end{cases} \tag{5}$$

式中，m_w 为车轮质量，z 为车轮垂向位移。

2.2.2 电机模型

采用基于稳态外特性曲线拟合的准静态模型进行描述，电机外特性拟合描述如下：启动阶段，电机转速逐渐提升，功率增大而转矩保持不变，为恒转矩区域；当功率达到最大值时，电机转速达到转折点，此后转矩随转速升高而下降，为恒功率区域。可用如下公式表示：

$$T = \begin{cases} P_{\max} & 0 \le n \le n_0 \\ \dfrac{9500 P_{\max}}{n} & n_0 \le n \le n_{\max} \end{cases} \tag{6}$$

2.2.3 轮胎模型

对魔术公式轮胎模型进行数学建模，定义滑移率、侧偏角、垂向载荷三个输入变量与输出力/力矩之间的对应关系，并说明模型参数对特性曲线形状的影响。



图 2.3　魔术轮胎架构

基于上述设定，其函数表达式为：

$$y(x)=D\sin\left(C\arctan\left(Bx - E\left(Bx - \arctan(Bx)\right)\right)\right)+S_v x=\xi+S_{\mathrm{h}} \tag{7}$$

式中，x 为等效输入（滑移率或侧偏角的函数），y 为输出（纵向力或横向力）；B、C、D、E 分别为刚度因子、形状因子、峰值因子与曲率因子，S_h、S_v 为水平与竖直偏移项，用于表征零点偏置与不对称性。

2.2.4 驾驶员模型

（1）路径跟随模型

操作滞后预瞄驾驶员模型示意图如图 2.4 所示。该模型假设驾驶员注视前方一定距离的预瞄点，基于当前车辆状态预测车辆到达该点的未来轨迹，通过计算预测轨迹与期望路径之间的偏差，结合自身的操作滞后特性，生成适当的方向盘转角指令以实现路径跟踪。

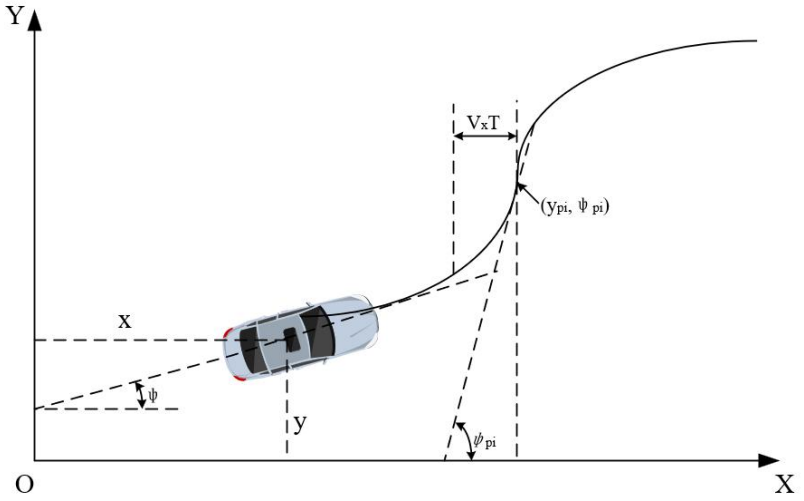


图 2.4　预瞄模型示意图

（2）速度跟随模型

模型控制流程如图 2.5 所示。其输入为目标速度与实际车速之间的误差。控制器的核心算法由比例和积分两个环节的线性叠加构成：

目标车速输入与实际状态反馈：模型首先获取两种信号：一是目标车速，二是实际车速。两者之间的偏差构成了驾驶员调节行为的依据。

误差计算与 PI 控制：获得速度偏差后，模型通过比例与积分两种调节作用的线性叠加生成初步的控制指令，表征驾驶员对加速踏板或制动踏板的操作意图。

限幅处理：由于实际车辆存在物理极限，模型输出的控制量需进行限幅处理，确保其落在加速踏板最大开度与制动系统最大压力所界定的可行范围内。

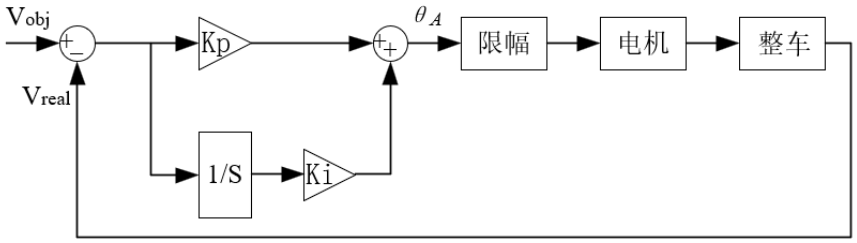


图 2.5　驾驶员模型车速控制示意图

3 基于模型预测的横摆稳定控制策略

3.1 车辆状态参考模型搭建

构建二自由度模型如图 3.1 所示。并做如下假设：（1）轮胎侧偏特性处于线性区域，即侧偏力与侧偏角成正比；（2）约束车辆运动于水平平面，忽略侧倾、俯仰及垂向位移自由度；（3）左右轮胎侧偏刚度对称且与垂向载荷无关，忽略回正力矩的作用。

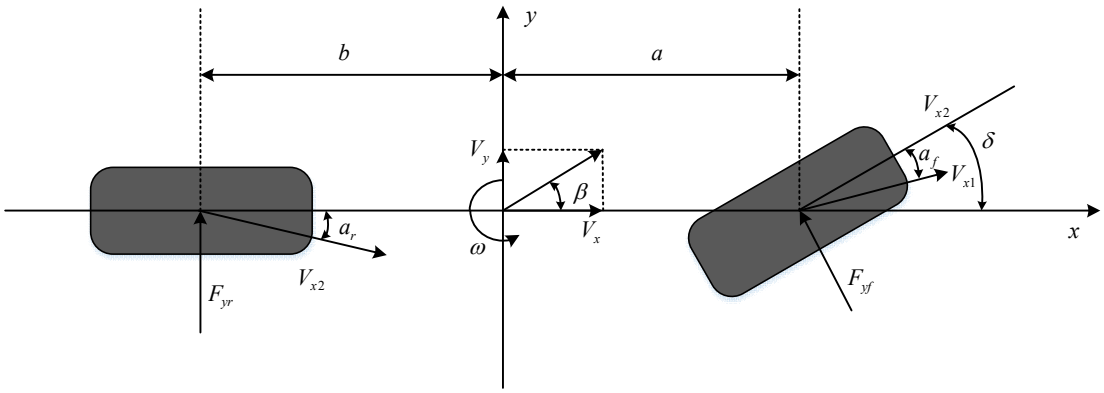


图 3.1　二自由度模型

以驾驶员转角经过传动系统的车轮转角作为输入量，得出模型的横摆和纵向的微分方程：

$$\begin{cases} mV_x\left(\dot{\beta}+\omega\right)=C_f\delta-\left(C_f+C_r\right)\beta-\dfrac{1}{V_x}\left(aC_f-bC_r\right)\omega \\ I_z\dot{\omega}=aC_f\delta-\left(aC_f-bC_r\right)\beta-\dfrac{\left(a^2C_f+b^2C_r\right)}{V_x}\omega \end{cases} \tag{8}$$

式中，m 为车辆整备质量，V_x 为车辆纵向速度，I_z 为 z 轴转动惯量，$\dot{\beta}$ 为质心侧偏角的变化率，β 为车身质心侧偏角，ω 为横摆角速度，$\dot{\omega}$ 为横摆角加速度，δ 为前轮转角，C_f、C_r 为车辆前轮和后轮侧偏刚度，a、b 分别为质心到前后轴距离。

得到理想质心侧偏角与横摆角速度表达式为：

$$\begin{cases} \dfrac{\omega_{model}}{\delta}(s)=\dfrac{mV_x\,a\,C_fs+lC_f\,C_r}{mV_xI_zs^2+\left[I_z(C_f+C_r)+m(a^2C_f+b^2C_r)\right]s+\dfrac{C_fC_r}{V_x}l^2(1+KV_x)} \\ \dfrac{\beta_{model}}{\delta}(s)=\dfrac{I_zC_fs+\dfrac{bI}{V_x}C_f\,C_r-mV_xaC_f}{mV_xI_z\,s^2+\left[I_z(C_f+C_r)+m(a^2C_f+b^2C_r)\right]s+\dfrac{C_fC_r}{V_x}\,l^2\,(1+KV_x)} \end{cases} \tag{9}$$

3.2 分层控制架构

分层式协同控制架构因任务解耦特性成为主流技术方案[14,15]。控制流程如图 3.2 所示。该分层控制策略由参考模型、稳定性判定模块、上层预测控制器及下层转矩分配器构成。上层进行整车姿态调节与状态跟随，控制器中依据前轮转向输入构造前馈补偿环节，用于修正车辆横摆响应的稳态特性[16]，加上反馈调节机制，引入积分作用减小系统稳态误差，使实际横摆角速度逼近期望目标。下层面向力矩的协调分配，以保障整车稳定性，将求解过程转化为带约束的二次优化问题[17,18]。

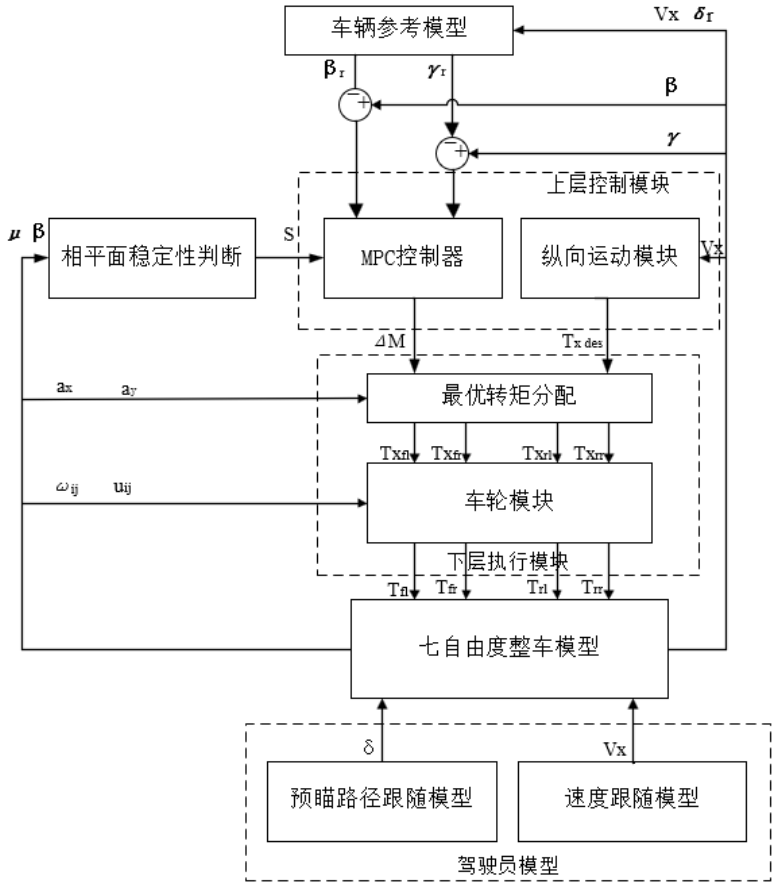


图 3.2　分层控制结构框图

4 基于改进自适应模型预测的横摆稳定控制策略

4.1 改进车辆稳定性判定

4.1.1 改进相平面法

改进传统相平面稳定判定方法，将其划分的稳定性区域进行优化，将不在最大允许横摆角速度区域以及即将失稳的过渡区域划分为 4 个区域，mu 为路面附着系数，如图 4.1 所示。

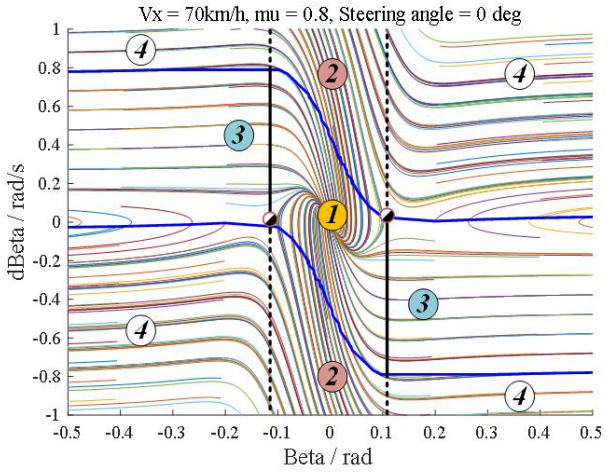


图 4.1　改进相平面划分

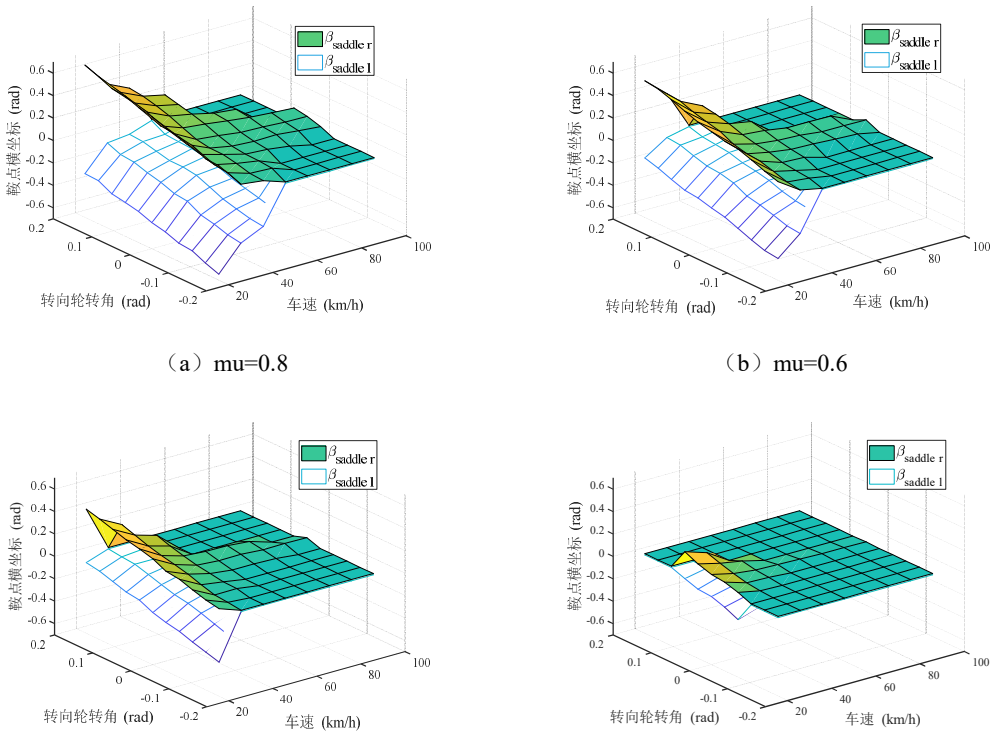
其中，2 区为不在最大允许横摆角速度区域，3 区 4 区为质心侧偏角相轨迹发散区域，1 区为克服上述缺陷的改进稳定性判定区域。对于理想稳定区域可通过对横摆角速度以及质心侧偏角约束来

实现数学表征。

$$\begin{cases} \beta_{saddle\_l} \le \beta \le \beta_{saddle\_r} \\ \omega_{\min} \le \omega \le \omega_{\max} \end{cases} \tag{10}$$

式中，β_{saddle_l} 与 β_{saddle_r} 分别对应状态相图左右两侧临界平衡点在横轴方向上的坐标值，$\omega_{\min}$ 和 $\omega_{\max}$ 则表示受轮胎-路面附着能力约束时横摆角速度能够达到的下、上限边界。

通过计算获得不同参数组合下临界平衡点的横坐标分布结果，形成相平面鞍点位置图。



（a）mu=0.8　　（b）mu=0.6

（c）mu=0.4　　（d）mu=0.2

图 4.2　不同条件下的鞍点位置图

当鞍点为 0 时，说明在该工况对应的状态相图中，左右两侧临界边界点已经不再形成有效收敛，系统不存在状态收敛的区域，车辆运动状态不具备稳定域支撑，车辆响应将整体表现为发散趋势，可以进一步建立带约束修正的相平面稳定性表征方式，结合不同运行条件下临界点位置的计算结果，构成相应的稳定性判定依据。

4.1.2 状态控制权值分析

依据改进后的相平面稳定判定方法对车辆当前运行状态进行定量表征，分别引入两种稳定性评价量 I_β、I_ω，用于描述系统在当前时刻的横向动态状态。

上述指标反映了车辆实际状态相对于稳定边界的位置关系，其数值大小可用来衡量当前运行点偏离稳定区域的程度。值越大，系统状态离稳定域越远，失稳风险也越高；值越小，更接近稳定范围。稳定性指标的数学定义及其对应取值区间如下：

$$\begin{cases} I_\beta = 1 - S(\beta)\dfrac{\min\left(\left|\beta_{saddle\_r} - \beta\right|, \left|\beta - \beta_{saddle\_l}\right|\right)}{\beta_{saddle\_r} - \beta_{saddle\_l}} & I_\beta \in [0, +\infty) \\ I_\omega = 1 - S(\omega)\dfrac{\min\left(\left|\omega_{\max} - \omega\right|, \left|\omega - \omega_{\min}\right|\right)}{\omega_{\max} - \omega_{\min}} & I_\omega \in [0, +\infty) \\ S(\beta) = 2 \cdot sign\left[\left(\beta_{saddle\_r} - \beta\right)\left(\beta - \beta_{saddle\_l}\right)\right] & \\ S(\omega) = 2 \cdot sign\left[\left(\omega_{\max} - \omega\right)\left(\omega - \omega_{\min}\right)\right] & \end{cases} \tag{11}$$

当 $I_\beta > 1$ 时，车辆处于失稳状态；当 $I_\omega > 1$ 时，横摆角速度超过路面附着允许的最大范围，对上述指标进行限制，使车辆平稳运行。在稳定区内部划分出临界稳定区域，在该范围内通过变权值使得控制策略进行不同程度的介入，在失稳前实施预防性干预，将其作为常规运行控制向稳定性控制过渡区域。具体划分如图 4.3 所示。

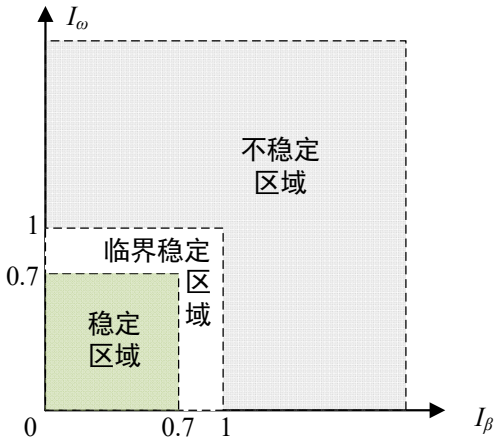


图 4.3　稳定量化区域划分

对不同稳定程度的车辆运行状态，采用分区控制方式实现协调分配。稳定范围内时，控制策略介入程度低，权值取零；进入失稳区域后，则切换为以横向稳定保持为核心的控制方法；而在临界稳定区内，由于车辆状态已逐步接近边界，依据当前状态信息对控制进行介入程度上的协调融合，降低模式切换过程中转矩突变对整车的影响。对应权值介入函数如下：

$$\begin{cases} \rho(I_{ind}) = \begin{cases} 0 & I_{ind} \le 0.7 \\ \dfrac{1}{2}(1\text{-}cos(\pi(I_{ind}\text{-}0.7)/0.3)) & 0.7 < I_{ind} \le 1 \\ 1 & I_{ind} > 1 \end{cases} \\ I_{ind} = \max(I_\omega, I_\beta) \end{cases} \tag{12}$$

式中，ρ 为控制权值；I_{ind} 为稳定状态。

ρ 越接近 1 表示车辆趋近不稳定状态，横摆稳定转矩按 ρ 比例介入；ρ 越接近 0 表示车辆趋近稳定状态，横摆稳定转矩按 ρ 比例削弱。通过 ρ 对横摆稳定转矩的线性调制，实现节能控制与稳定控制在过渡区域的平滑衔接。稳定控制权值ρ变化曲线如图 4.4 所示。

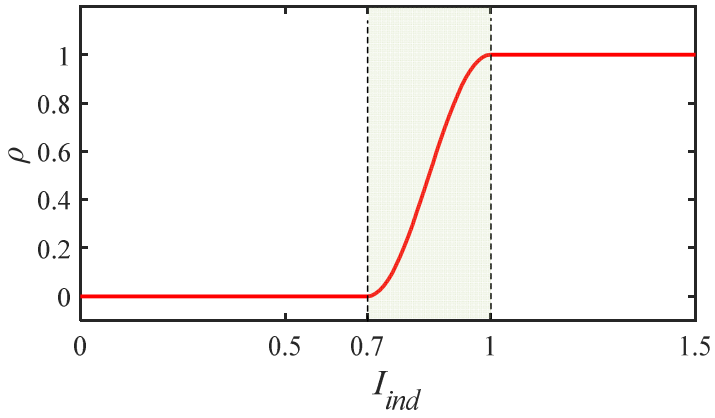


图 4.4　稳定控制权值ρ变化曲线

4.2 模型预测控制器的改进与设计

4.2.1 基于预测时域自适应模型预测算法改进

横摆力矩高频震荡现象通常源于固定预测时域与瞬态工况失配所引发的控制波动，对模型预测控制算法进行以下改进。

首先，描述考虑车辆纵向速度以及路面附着系数设计的自适应预测时域 N_p：

$$N_p = N_p\left(v_x, \mu\right) \tag{13}$$

设计目标如下：高速工况下，车辆状态变化更快，预瞄需求更强，增大预测时域；低附工况下，轮胎可提供横向力减弱，系统响应变慢且稳定余量降低，增大预测时域；保证控制性能同时，避免预测时域过大导致计算量显著增加。因此，自适应预测时域应满足如下要求：

$$\frac{\partial N_p}{\partial v_x} > 0 \ , \frac{\partial N_p}{\partial \mu} < 0 \tag{14}$$

考虑二自由度线性自行车模型，选取质心侧偏角与横摆角速度为状态变量，系统连续时间状态方程可表示为：

$$\dot{x}\left(t\right) = A_c x\left(t\right) + B_c u\left(t\right) \tag{15}$$

式中，$x\left(t\right)$ 为系统状态向量，$u\left(t\right)$ 为系统控制输入，A_c 为连续系统状态矩阵，B_c 为连续系统输入矩阵，表示如下：

$$\dot{x}\left(t\right) = \begin{bmatrix} \beta\left(t\right) \\ \gamma\left(t\right) \end{bmatrix}, u\left(t\right) = \delta\left(t\right), A_c = \begin{bmatrix} -\dfrac{C_f + C_r}{m v_x} & \dfrac{bC_r - aC_f}{m v_x^2} - 1 \\ \dfrac{bC_r - aC_f}{I_z} & -\dfrac{a^2 C_f + b^2 C_r}{I_z v_x} \end{bmatrix}, B_c = \begin{bmatrix} \dfrac{C_f}{m v_x} \\ \dfrac{aC_f}{I_z} \end{bmatrix} \tag{16}$$

为描述不同附着路面下轮胎横向力能力的变化，采用如下近似关系：

$$C_f\left(\mu\right) = \mu C_{f0}, C_r\left(\mu\right) = \mu C_{r0} \tag{17}$$

式中，C_{f0} 和 C_{r0} 分别为标称路面条件下的前、后轮侧偏刚度常数。

随着附着系数 μ 减小，轮胎的等效侧偏刚度降低，系统横向响应能力减弱，车辆需要更长预测时间来预测未来状态变化。基于车速和路面附着系数的自适应预测时域做如下假设：①在车辆正常行驶工况下，路面附着系数满足 $0 < \mu \le 1$，且轮胎工作在线性侧偏区间内；②车辆横向动力学的响应特性可由质心侧偏动态与横摆动态的主导时间常数近似描述。

将车辆横向控制器的预测时域 N_p 设计为：

$$N_p(v_x,\mu)=\text{sat}_{[N_{p,min},N_{p,max}]}\left(\frac{T_b+k_p\tau_d(v_x,\mu)}{T_s}\right) \tag{18}$$

满足 N_p 随车速 v_x 单调递增，随附着系数 μ 单调递减；当 v_x 增大或 μ 减小时，预测时域自动延长，可提高控制器在高速、低附着工况下的前瞻能力。

4.2.2 基于侧偏刚度自适应模型预测算法改进

在小侧偏角工况下，轮胎侧向力常用 $F_y=C_i\alpha\left(i=f,r\right)$ 线性化表示，在极限工况下，基于已有 MPC 在线估计轮胎侧偏刚度修正该参数。前后轮侧向力写为：

$$F_{yf}=C_f\alpha_f,\ F_{yr}=C_r\alpha_r \tag{19}$$

式中，C_f、C_r 分别为前后轴等效侧偏刚度。

定义标准载荷下的基准侧偏刚度为：

$$C_{f0}=k_fF_{zf},\ C_{r0}=k_rF_{zr} \tag{20}$$

式中，F_{zf}、F_{zr} 为前后轴垂向载荷，k_f、k_r 为车辆相关修正系数，C_{f0}、C_{r0} 为前轴和后轴的基准侧偏刚度。

为描述侧偏刚度随 V_x 与 μ 自适应变化特性，需要描述车速升高、附着降低时，轮胎更接近饱和，等效侧偏刚度下降的规律。设第 $i\left(i=f,r\right)$ 车轴的侧向力近似为：

$$F_{yi}=\mu F_{zi}\tanh\left(\frac{C_{i0}\alpha_i}{\mu F_{zi}}\right) \tag{21}$$

式中，C_{i0} 为该轴的基准侧偏刚度，F_{zi} 为该轴垂向载荷；$\tanh\left(x\right)$ 为描述轮胎侧向力从线性区平滑过渡到饱和区的函数。

当 $\alpha\to0$ 时，$\tanh\left(x\right)\approx x$，侧向力表述为：

$$F_{yi}\approx C_{i0}\alpha_i \tag{22}$$

当 α 增大时，侧向力表述为：

$$\left|F_{yi}\right|\le\mu F_{zi} \tag{23}$$

将等效侧偏刚度定义为当前工作点处斜率：

$$C_{i,eq}=\frac{\partial F_{yi}}{\partial a_i} \tag{24}$$

求导可得：

$$C_{i,eq}=C_{i0}\text{sech}^2\left(\frac{C_{i0}\alpha_i}{\mu F_{zi}}\right) \tag{25}$$

式中，$\text{sech}\left(x\right)=1/\cosh\left(x\right)$

当轮胎远离饱和区时，x 较小，$\text{sech}^2\left(x\right)\approx1$，于是 $C_{i,eq}\approx C_{i0}$，当轮胎逐渐接近附着极限时，x 增大，$\text{sech}^2\left(x\right)$ 变小，等效侧偏刚度下降。

α 为包含 V_x 和 μ 的函数，对于车辆转弯工况，侧向需求满足：

$$F_y^{req}\approx ma_y=mv_x^2\kappa \tag{26}$$

式中，κ为路径曲率。

按前后轴静载比例分配侧向力则有：

$$F_{yf}^{req} \approx \lambda_f m v_x^2 \kappa,\ F_{yr}^{req} \approx \lambda_r m v_x^2 \kappa \tag{27}$$

在小角度近似时，$\alpha_i \approx F_{yi}^{req} / C_{i0}$，将式代入可得：

$$\alpha_f \approx \frac{\lambda_f m v_x^2 \kappa}{C_{f0}},\ \alpha_r \approx \frac{\lambda_r m v_x^2 \kappa}{C_{r0}} \tag{28}$$

得到等效侧偏刚度表达式：

$$\begin{cases} C_{f,eq}(v_x,\mu)=C_{f0}\operatorname{sech}^2\left(\dfrac{\lambda_f m v_x^2 \kappa}{\mu F_{zf}}\right) \\ C_{r,eq}(v_x,\mu)=C_{r0}\operatorname{sech}^2\left(\dfrac{\lambda_r m v_x^2 \kappa}{\mu F_{zr}}\right) \end{cases} \tag{29}$$

4.3 总约束条件建立

4.3.1 二次规划分配目标函数

将车辆质心侧偏角与横摆角速度作为安全约束状态，定义其允许的范围为：

$$\beta_{\min} \le \beta \le \beta_{\max},\ \gamma_{\min} \le \gamma \le \gamma_{\max} \tag{30}$$

构造以下约束函数：

$$\begin{cases} h_\beta^{up}(x) = \beta_{\max} - \beta \\ h_\beta^{low}(x) = \beta - \beta_{\min} \\ h_\gamma^{up}(x) = \gamma_{\max} - \gamma \\ h_\gamma^{low}(x) = \gamma - \gamma_{\min} \end{cases} \tag{31}$$

附加横摆力矩作为控制输入，车辆横向动力学模型为：

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = f(x) + \mathrm{g}(x)\Delta M_z \tag{32}$$

式中，$g(x)$为包含ΔM_z的变式。

因此，AMPC 在忽略非全局安全约束情况下，输出修正前的横摆力矩ΔM_z^{MPC}，完成安全集以及约束条件构建后，对 AMPC 输出进行最小必要修正，可表述为如下二次规划问题：

$$\begin{aligned} \min_{\Delta M_z} \quad & \left\| \Delta M_z - \Delta M_z^{\mathrm{MPC}} \right\|^2 \\ \text{s.t.} \quad & L_f h_i(x) + L_g h_i(x) \Delta M_z \ge -\gamma_i h_i(x),\ i = 1,\ldots,4 \\ & \Delta M_z^{\min} \le \Delta M_z \le \Delta M_z^{\max} \end{aligned} \tag{33}$$

4.3.2 基于改进相平面法的总约束条件

将输出的参数进行直接的总约束，进一步防止行驶过程中可能出现的失稳状况。

（1）附加横摆力矩约束

执行层的转矩分配结果要满足驱动需求，兼顾附加横摆力矩要求，整车驱动力与附加横摆力矩的约束关系可表示为：

$$\begin{cases} F_x = \left(F_{x\_fl} + F_{x\_fr}\right)\cos\delta + \left(F_{x\_rl} + F_{x\_rr}\right) \\ \Delta M = \dfrac{d}{2}\left[\left(-F_{x\_fl} + F_{x\_fr}\right)\cos\delta + \left(-F_{x\_rl} + F_{x\_rr}\right)\right] \end{cases} \tag{34}$$

车辆失稳通常发生在高速条件下，车辆前轮转角较小，写为实际车辆的力矩约束形式：

$$\begin{cases} T_x = T_{fl} + T_{fr} + T_{rl} + T_{rr} \\ \Delta M = \dfrac{d}{2R_w}\left(-T_{fl} + T_{fr} - T_{rl} + T_{rr}\right) \end{cases} \tag{35}$$

（2）极限工况下横摆角速度约束

极限工况下出现因附着系数低及高速行驶导致横摆角速度过快时，应当限制横摆角速度，防止出现震荡或失稳现象，做出如下约束：

$$\omega_{\min} \le \omega \le \omega_{\max} \tag{36}$$

式中，$\omega_{\min}$ 与 $\omega_{\max}$ 为满足路面附着极限的横摆角速度幅值。

（3）质心侧偏角约束

在极限工况下对质心侧偏角进行做出如下约束：

$$\beta_{saddle\_l} < \beta < \beta_{saddle\_r} \tag{37}$$

4.4 典型工况下改进模型预测控制算法性能评估

4.4.1 低附路面中高速双移线工况仿真分析

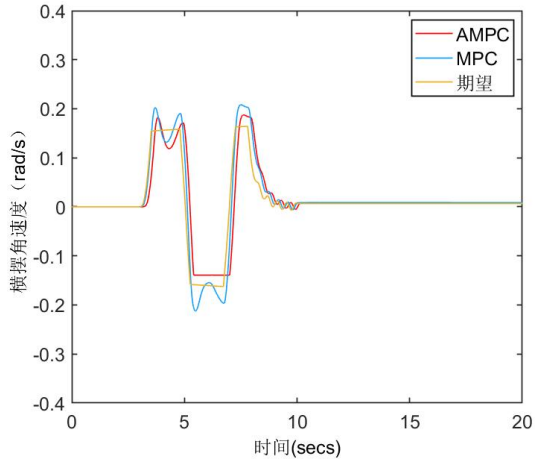
路面附着系数为 0.4，车速 80km/h，车辆在不同控制策略下的车身信息参数如图 4.5 所示。AMPC 与 MPC 的整车动力学响应特性，核心差异如下：

横摆角速度响应上，AMPC 对期望值跟踪贴合度高，正负转向切换超调量小，响应平台平稳、转折平顺；MPC 存在明显峰值超调，正向过冲约 0.04~0.05rad/s，负向过冲更突出，回零阶段振荡幅度更大。

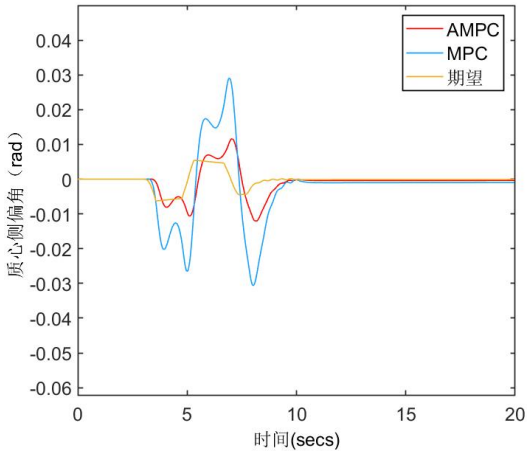
质心侧偏角响应上，AMPC 侧偏角幅值稳定控制在±0.01rad 附近，波动少且收敛速度快；MPC 侧偏角峰值达±0.03rad，波动频率更高，回稳阶段收敛性较差，AMPC 对车辆侧滑的抑制能力更强。

轮胎力分配上，侧向力方面 AMPC 呈现清晰的分层分配特征，前轴承担主要侧向力，后轴辅助承载，工况切换过渡连续，后期余振微弱；MPC 整体趋势相近，但轮间协调性不足。纵向力与车轮转矩方面，AMPC 采用差动力矩控制策略，前轴主导附加横摆力矩输出，后轮小幅补偿，执行器分工明确，力矩利用效率高；MPC 采用近似平均分配逻辑，四轮转矩幅值偏低，控制换向频繁、存在小幅余振，执行器自由度未充分利用。

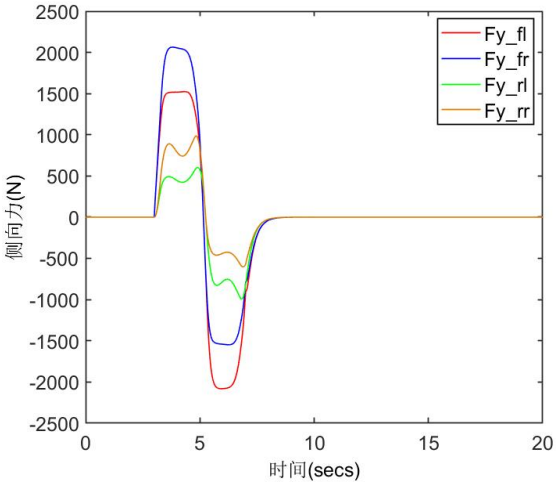
综上，AMPC 在跟踪精度、侧偏抑制、输出平顺性及力矩协调分配方面均表现更优，可同时兼顾车辆的路径跟踪性能与横摆稳定性。



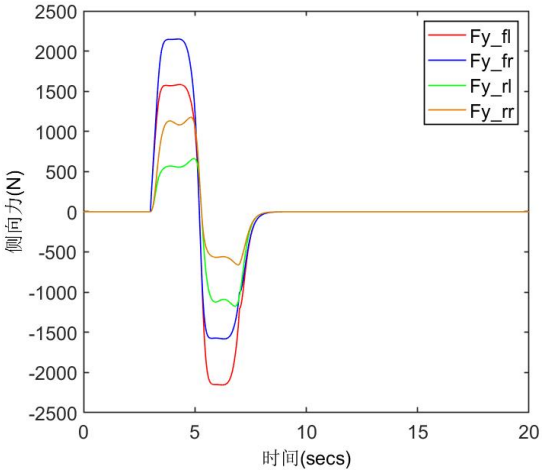
(a)横摆角速度



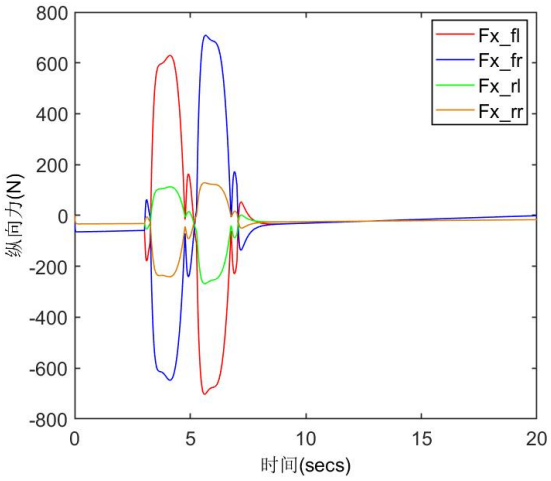
(b)质心侧偏角



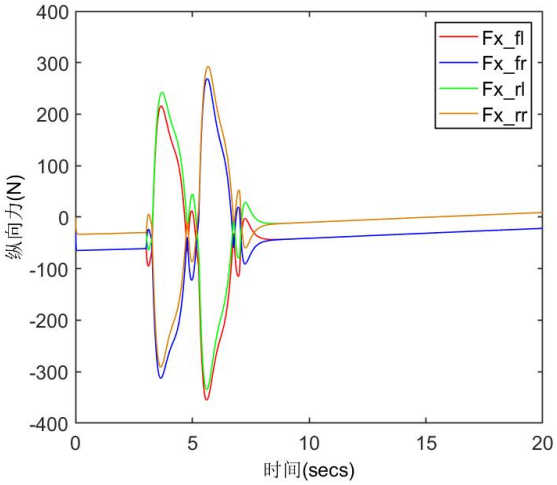
(c)改进自适应模型预测控制策略侧向力



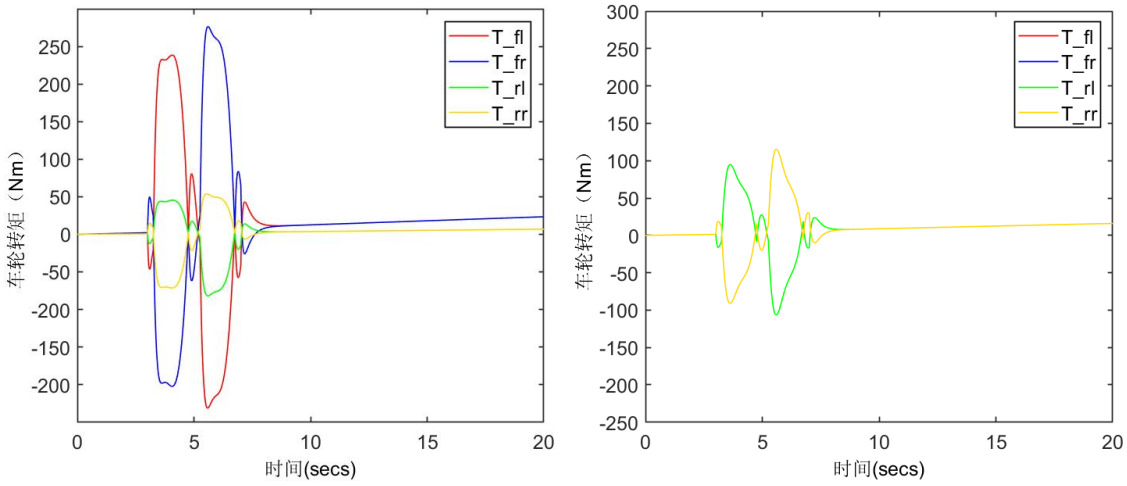
(d)模型预测控制策略侧向力



(e)改进自适应模型预测控制策略车轮纵向力



(f)模型预测控制策略车轮纵向力



(g)改进自适应模型预测控制策略车轮力矩　　(h)模型预测控制策略车轮力矩

图 4.5　低附路面中高速双移线工况仿真数据

4.4.2 低附路面高速蛇形工况仿真分析

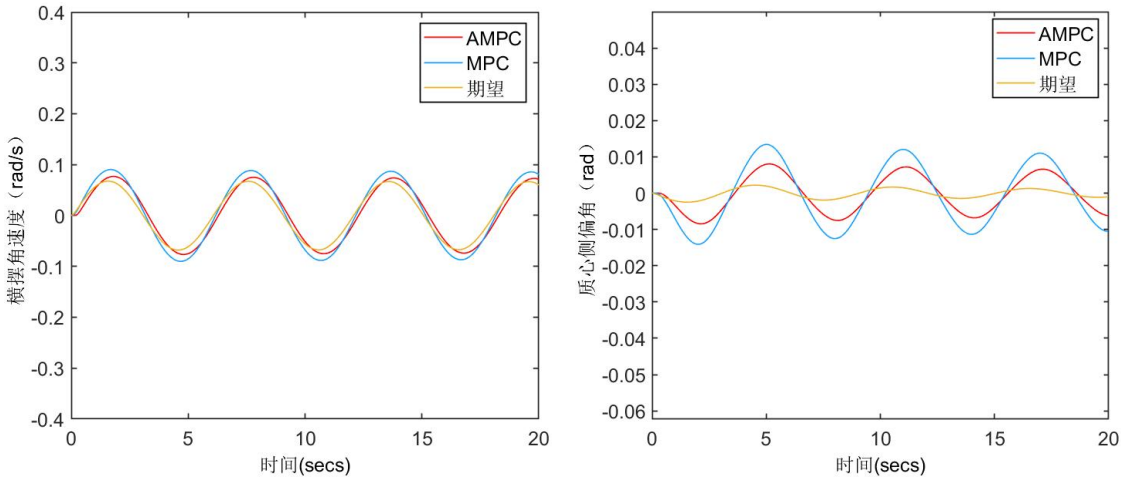
路面附着系数为 0.3，车速 90km/h，车辆在不同控制策略下的车身信息参数如图 4.6 所示，AMPC 与 MPC 的整车动力学响应特性，核心差异如下：

蛇形工况下，AMPC 与 MPC 的横摆角速度均呈约 6s 周期的周期性变化，峰值集中于 2s、8s、14s 及 19.5s 附近。参考横摆角速度峰谷值约为±0.075rad/s，MPC 峰谷值约±0.090rad/s，AMPC 约±0.085rad/s；两种策略均可有效跟踪参考值，AMPC 幅值更贴近参考，横摆角速度跟踪精度略占优。

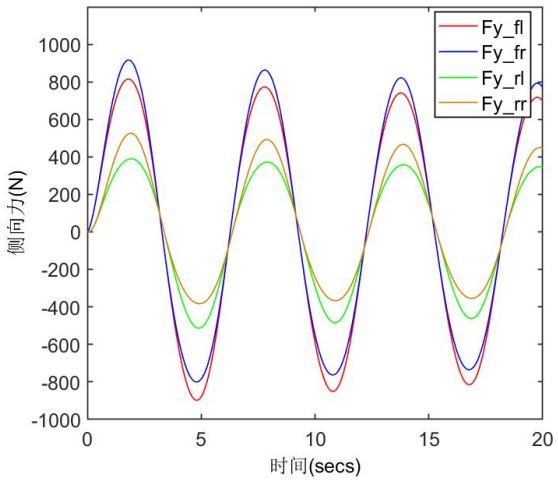
质心侧偏角响应差异显著。参考侧偏角幅值约±0.002rad，AMPC 输出与参考值高度吻合，波动范围一致，最大偏差极小；MPC 波动幅值明显放大，峰谷值达±0.014rad，存在显著过冲。AMPC 可将侧偏角严格约束在安全区间内，对车辆侧向姿态的抑制能力远优于 MPC。

轮胎力与执行器输出层面，侧向力方面二者规律相近，均呈现前轴主导、后轴辅助的分层分配特征，前轴峰值约 800~900N，后轴约 380~500N，轮间协调性良好。纵向力与附加转矩上，AMPC 整体幅值更低、曲线平滑无高频振荡，执行器分工明确；MPC 波动幅度与持续时间略大，转矩分配趋于平均，执行器控制自由度利用不足。

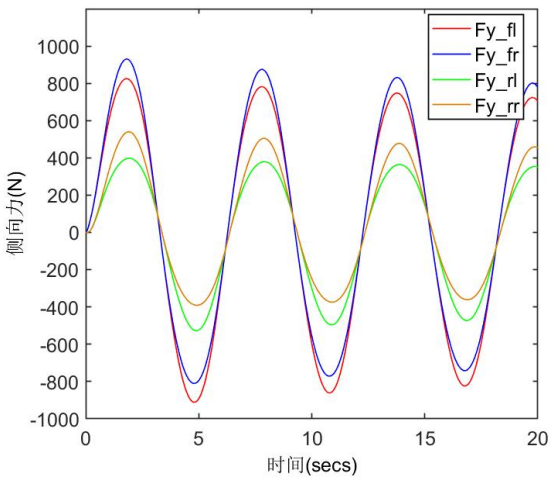
综上，AMPC 在横摆角速度跟踪精度、质心侧偏角抑制、输出平顺性与执行器协调分配方面优势突出，可兼顾跟踪性能与侧向稳定性，综合控制性能更优。



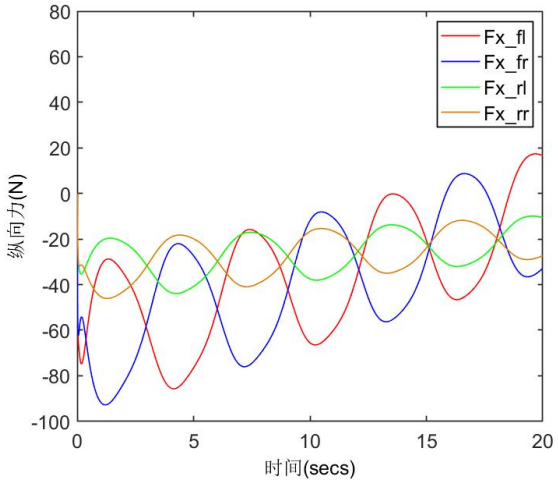
(a)横摆角速度　　(b)质心侧偏角



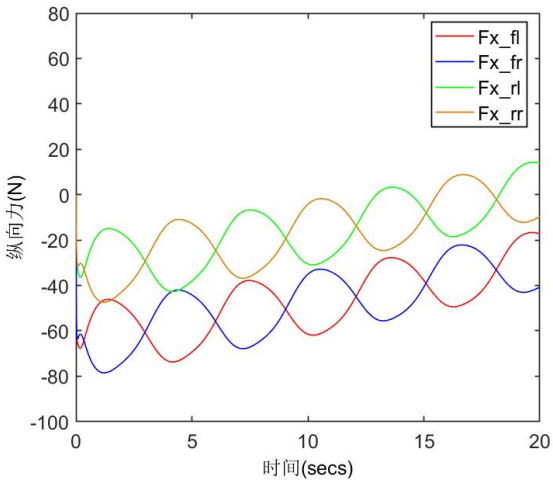
(c)改进自适应模型预测控制策略侧向力



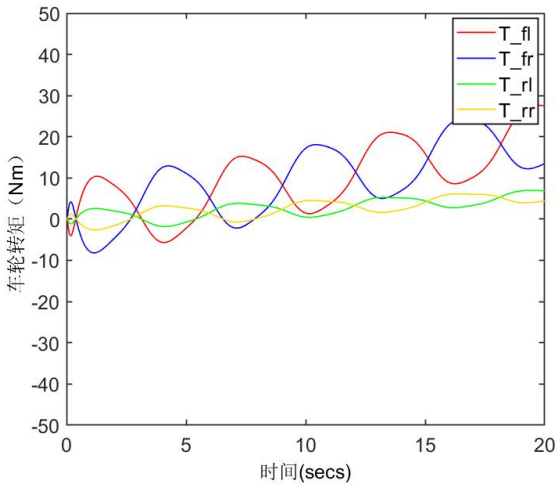
(d)模型预测控制策略侧向力



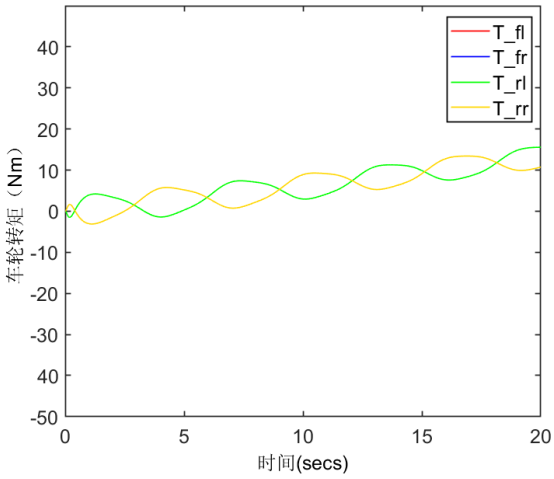
(e)改进自适应模型预测控制策略纵向力



(f)模型预测控制策略纵向力



(g)改进自适应模型预测控制策略车轮力矩



(h)模型预测控制策略车轮力矩

图 4.6　低附路面中高速蛇形工况仿真数据

5 硬件在环试验验证

为验证本文所提出的改进自适应模型预测横摆稳定性控制策略在实际控制器硬件上的可行性与实时性，开展基于 dSPACE 的硬件在环测试，介绍试验平台的硬件构成与软件架构，包括 dSPACE 实时仿真机、车辆动力学模型、执行器接口模块及人机界面。平台通过 I/O 线实现控制器与仿真模

型间的高速通信，满足控制算法实时运行要求。试验中加载典型蛇形工况与双移线极限操纵场景，验证控制策略在硬件资源约束下的可靠性。

5.1 硬件在环试验平台

硬件平台方面，图 5.1 所示的 SCALEXIO 是 dSPACE 的模块化实时系统，采用高性能处理器技术与 FPGA-based I/O，支持高度可扩展的硬件在环测试应用，能够满足从实验室固定测试到车载应用的多场景需求。图 5.2 所示的 SCALEXIO LabBox 是紧凑型 I/O 机箱，提供 19 槽规格，可内置处理器板卡作为独立实时系统使用，作为 I/O 扩展单元连接至 SCALEXIO Processing Unit，实现灵活的 I/O 资源扩展与桌面化部署。



图 5.1　SCALEXIO 实物图



图 5.2　SCALEXIO LabBox 实物图

在软件配置上主要包括软件平台：ConfigurationDesk、ControlDesk、BusManager。硬件包括：上位机 SCALEXIO，LabBOX 及试验电脑。

图 5.3 为主要工作流程。其中 ConfigurationDesk 主要配置 I/O 接口模型，控制算法在 Matlab 中进行搭建并引入 ConfigurationDesk 中，Matlab 中仿真模型在该软件内生成若干模块，生成接口并完成映射，之后配置模型可执行任务，编译模型生成可执行文件。

接下来将导入编译结果 sdf 文件至 ControlDesk，加载已配置的模型及硬件，在定义好变量集后开始运行。

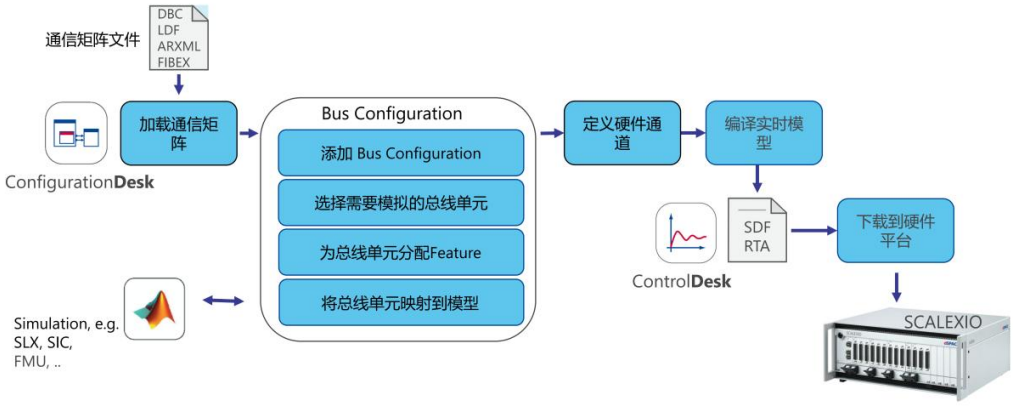


图 5.3　工作流程

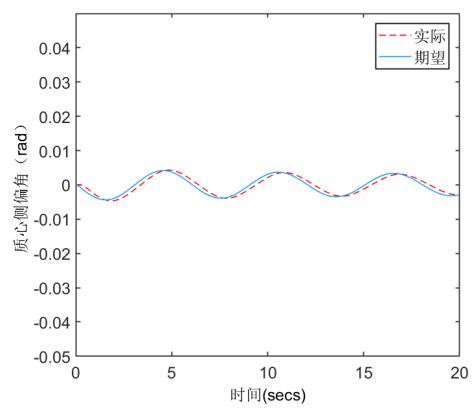
5.2 试验结果

通过 ControlDesk 配置输入变量集，选取双移线与蛇形工况完成在环验证。

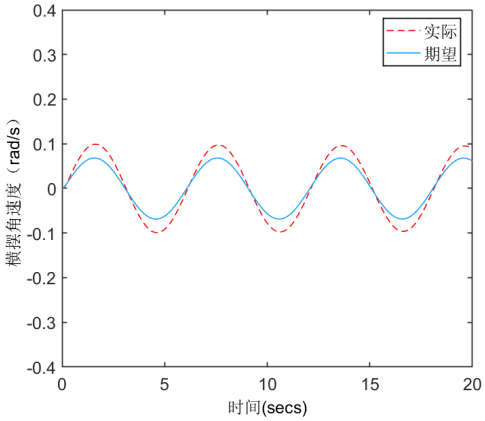
如图 5.4 所示，蛇形工况下，车辆横摆角速度与质心侧偏角均能平稳跟踪参考值，整体一致性良好。质心侧偏角实际值与参考值基本重合，相位偏差小且无明显突变；横摆角速度连续跟随参考信号周期性变化，仅在各周期峰谷处存在约 0.04rad/s 偏差，整体波动幅度有限。

四轮转矩呈现规则的近似正弦变化规律，AMPC 可根据车辆实时状态动态调整轮间力矩分配。前轴左右轮转矩呈反相差动特性，峰值约±70~85Nm，随工况推进幅值略有上升；后轴转矩幅值维持

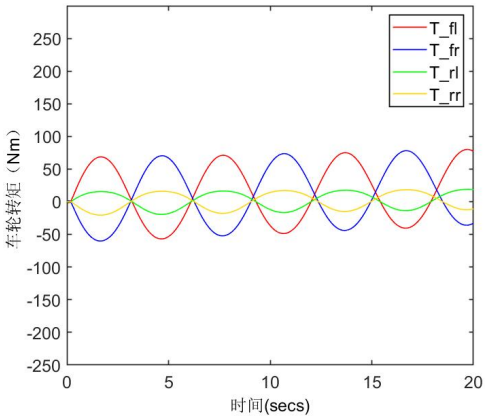
在±15~25Nm 区间，承担辅助补偿作用。车轮转角随工况平滑摆动，同轴左右轮同步性优异，前轮峰值约±0.016rad，后轮约±0.012rad。整体控制符合前轮主导、后轮补偿的协同逻辑，工况全程无明显发散与偏移，控制器运行稳定，自适应分配效果良好。



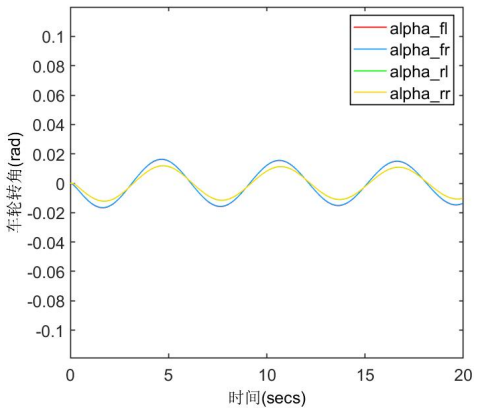
(a)质心侧偏角



(b)横摆角速度



(c)车轮转矩

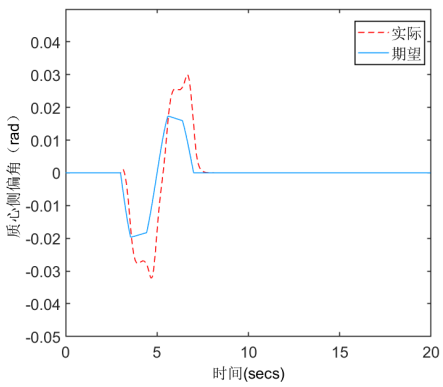


(d)车轮转角

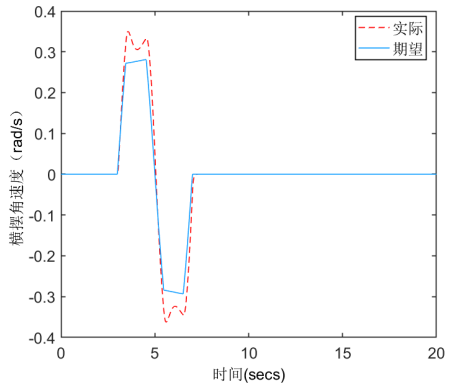
图 5.4　蛇形工况测试数据

如图 5.5 所示，双移线工况下，采用 AMPC 的车辆横摆角速度与质心侧偏角均可有效跟随参考值，整体变化趋势匹配度较好；其中质心侧偏角峰值偏差约 0.012rad，横摆角速度响应速度较快，但在正负峰值处存在约 0.07rad/s 的跟踪偏差。

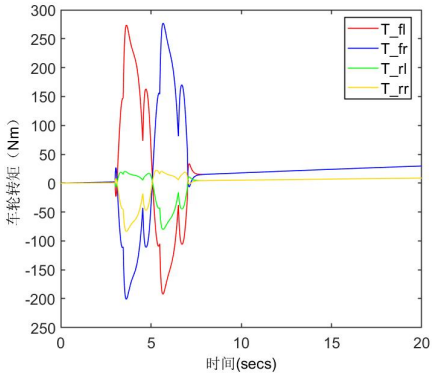
执行器输出呈现清晰的分层分配特性：车轮转矩方面，3s 后控制介入，前轴承担主要调节作用，峰值转矩可达 270~280Nm，随转向阶段完成左右轮差动反向切换；后轴转矩幅值限制在±85Nm 以内，配合前轴完成力矩调节。车轮转角方面，前后轴转角同步性良好，前轮转角幅值约 0.11rad，后轮约 0.05~0.06rad，同轴左右轮转角高度一致；整体输出无高频振荡与冲击，控制平顺性与执行器协调性表现优异。



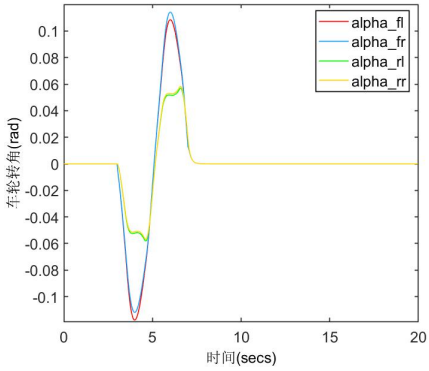
(a)质心侧偏角



(b)横摆角速度



(c)车轮转矩



(d)车轮转角

图 5.5　双移线工况测试数据

验证表明，AMPC 在两类工况下运行稳定，质心侧偏角与横摆角速度的实测结果与仿真值仅存在小幅幅值、相位偏差，误差处于实时延迟与传感器噪声的合理范围内，充分验证了算法在硬件平台上的可靠性与实时性，也证明了仿真模型的有效性。

6 总结

建立了适用于控制策略设计与仿真的七自由度整车动力学模型，包含车身纵向、侧向、横摆运动及四个车轮的旋转运动；引入魔术公式轮胎模型以准确描述轮胎在联合滑移工况下的非线性力学特性，为转矩分配提供附着椭圆约束依据；采用一阶惯性环节建立驱动电机模型，并引入峰值转矩与峰值功率约束。同时，建立包含预瞄方向控制与 PI 速度跟随的驾驶员模型，使系统具备闭环仿真能力。

验证了所构建动力学模型的有效性，首先引入质心侧偏角-质心侧偏角速度相平面分析法，判定不同路面附着条件下的稳定域边界；并建立模型预测控制等多种控制策略，选取双移线、蛇形等典型工况开展仿真对比，得出模型预测控制能以较小且平滑的横摆力矩提供车辆所需的转向需求。

提出了一种兼顾稳定与安全的改进自适应模型预测算法控制策略。该策略通过实时估计轮胎侧偏刚度并动态更新预测模型，解决路面附着变化及轮胎非线性导致的模型失配问题；并基于工况剧烈程度指标动态调整预测时域长度，以增强控制平滑性；将基于改进相平面法构建的约束函数作为硬约束融入 MPC 优化框架，确保车辆状态始终运行于稳定域内。仿真表明：AMPC 在低附路面蛇形工况下对参考横摆角速度、相比传统 MPC，分别优化约 25%、39%，在低附路面双移线工况下对参考质心侧偏角的追踪优化约 60%。

搭建了基于 dSPACE 实时仿真系统的硬件在环测试平台，将所提控制策略在低附着路面工况下开展实时测试。结果表明，在质心侧偏角与横摆角速度等关键指标拟合度较高，且波形基本保持一致，证明了所建模型与控制算法的一致性。

参考文献：

[1] 中共中央办公厅, 国务院办公厅. 关于推进绿色低碳转型加强全国碳市场建设的意见 [EB/OL]. (2025-05-24)[2026-08-06]. https://www.gov.cn/zhengce/202508/content_7037717.htm.

[2] 杨殿阁, 刘辉, 殷国栋, 等. 分布式电驱动车辆现状与发展趋势[J]. 前瞻科技, 2025, 4(02): 84-98.

[3] 杨泽坤, 李韶华, 杨绍普. 从低阶建模到全域智能：分布式驱动车辆多物理场耦合机理、估计与控制综述[J]. 机械工程学报, 2026, 62(8): 221-245.

[4] 黄继刚, 张涌, 毛晓露. 考虑参数不确定性的分布式驱动电动汽车横向稳定性控制[J]. 汽车技术, 2025(11): 1-10.

[5] Guo L, Zhao J, Guan L, et al. Coordination control of multi-axle distributed drive vehicle with dynamically-triggered DYC intervention and KKT-based torque optimizationdistribution[J]. Mechatronics, 2025, 111: 103397.

[6] 王淑君, 刘华明. 分布式驱动电动汽车转矩分配协调控制研究[J].计算技术与自动化, 2025, 44(04): 64-69.

[7] Mooryong C, Chulwoo M. Development of Coordinator for Optimal Tireforces Distribution for Vehicle Dynamics

Control Considering Nonlinear Tire Characteristics[J]. International Journal of Automotive Technology, 2024, 25(3): 689-698.

[8] Keqiang L, Yugong L, Kun C, et al.Coordinated fault tolerant control of over-actuated electric vehicles based on optimal tyre force distribution[J]. International Journal of Vehicle Design, 2018, 75(1): 47-47.

[9] Kati M S, Fredriksson J, Jacobson B, et al. A feedback-feed-forward steering control strategy for improving lateral dynamics stability of an A-double vehicle at high speeds[J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 60(11): 3955-3976.

[10] Zhao K, Fan X, Huang Z, et al. A review of drive torque distribution control for distributed drive electric vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2025, 239(12): 5291-5315.

[11] 孟朝霞, 苏永杰, 杨子江, 等. 分布式驱动线控底盘电动车辆多模式多目标协调控制[J]. 汽车实用技术, 2026, 51(03): 23-30.

[12] 林棻, 孙嘉佐, 林楷鸿, 等. 基于 ESO-INSFTSMC 的分布式电驱动车辆直接横摆力矩控制[J/OL]. 中国公路学报, 2026.

[13] 杨兴. 考虑路面附着和转向系统特性的自动驾驶汽车运动控制研究[D]. 同济大学, 2023.

[14] Tan S, Wang Y, Zheng X, et al. Energy-Efficient Torque Allocation Strategy for Autonomous Distributed Drive Electric Vehicle[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2024, 10(4): 8275-8285.

[15] Hu J, Zhang K, Zhang P, et al. Direct Yaw Moment Control for Distributed Drive Electric Vehicles Based on Hierarchical Optimization Control Framework[J]. Mathematics, 2024, 12(11): 1715.

[16] 李成乾, 徐世弘, 孔令行, 等. 基于 LQR 的四轮独立驱动车辆分层稳定性控制方法[C]//中国汽车工程学会. 第三十一届中国汽车工程学会年会论文集（3）. 比亚迪汽车工业有限公司; 2024: 76-83.

[17] 陈路明, 廖自力, 张征. 多轮分布式电驱动车辆双重转向分层控制系统设计[J]. 汽车工程, 2021, 43(09): 1383-1393.

[18] 朱小伟. 基于轮胎横纵向力优化的多轴转向车辆分层协调控制研究[D]. 福州大学, 2023.

增程器横扭摆耦合振动机理与扭振主动控制方法

陈远洋，刘金刚，张伟，蒋模樟，周松，易君泰，姜桓，黄云飞

湘潭大学机械工程与力学学院，湘潭 411105

摘　要：增程器是串联式混合动力汽车的核心补能单元，其启停与稳态工况下的发动机转矩脉动会通过悬置系统激发剧烈的横扭摆耦合振动，已成为制约整车 NVH 性能的核心痛点。常规曲轴扭振与悬置隔振孤立分析方法和主动扭振控制策略存在发电与减振频域耦合冲突的问题，本文以特种车用增程器–悬置系统为研究对象，基于耦合振动机理开展主动扭振抑制研究。首先，建立了增程器–悬置系统多自由度集中参数动力学模型，揭示了系统横–扭–摆耦合振动机理，验证抑制纯扭转振动可同步控制横向与垂向振动耦合规律；其次，基于面向扭振控制的电机双回路控制方法，针对发动机 2 阶、4 阶主谐波激励，设计了基于 FxLMS 算法的并联窄带主动扭振控制器；最后，通过仿真与硬件在环半实物试验对策略性能进行了验证。结果表明所提策略在稳态工况下可使转矩振动幅值最大衰减 57.7%，动态变转速工况下仍具备优异的收敛性与鲁棒性，同时可使启停时刻悬置系统横向与垂向振动幅值同步降低 50%以上，有效实现了扭振主动控制与整机 NVH 性能的协同优化。

关键词：增程器；横扭摆耦合振动；双回路解耦控制；FxLMS 算法；主动振动控制；整机 NVH

Lateral-Torsional-Pendulum Coupled Vibration Mechanism and Active Torsional Control Method for Range Extender Systems

Yuanyang Chen, JinGang Liu, Wei Zhang, Mozhang Jiang, Song Zhou,

JunTai Yi, Huan Jiang, Yunfei Huang

School of Mechanical Engineering and Mechanics，Xiangtan University，Xiangtan 411105

Abstract: As the pivotal energy-replenishing unit of series hybrid electric vehicles (SHEVs), range extenders encounter inherent engine torque pulsations during transient start-stop and steady-state generation phases. These pulsations induce intense lateral-torsional-pendulum (LTP) coupled vibrations through the mounting system, emerging as a critical bottleneck for vehicle NVH performance. Conventional isolated analysis methods for crankshaft torsional vibration and mounting isolation, along with existing active torsional control strategies, frequently suffer from frequency-domain coupling conflicts between power generation and vibration attenuation. To address these issues, this study investigates an active torsional vibration suppression strategy for a specialized vehicle range-extender-mounting system, grounded in the underlying coupling mechanism. First, a multi-degree-of-freedom (MDOF) lumped-parameter dynamic model was established to elucidate the LTP coupling mechanism, verifying the coupled dynamic law that suppressing pure torsional vibration can synchronously mitigate lateral and vertical vibrations. Subsequently, based on a dual-loop motor control method oriented toward torsional vibration control, a parallel narrowband active controller utilizing the Filtered-x Least Mean Square (FxLMS) algorithm was designed to specifically target the 2nd and 4th engine order harmonic excitations. Finally, the proposed strategy was validated through numerical simulations and hardware-in-the-loop (HIL) semi-physical experiments. Results indicate that the strategy

achieves a maximum torque vibration attenuation of 57.7% under steady-state conditions and maintains superior convergence and robustness during dynamic speed transitions. Notably, the horizontal and vertical vibration amplitudes of the mounting system during start-stop phases can be synchronously reduced by more than 50%, effectively realizing the co-optimization of active torsional control and system-level NVH performance.
Keywords: Range extender; Lateral−torsional−pendulum (LTP) coupled vibration; Dual−loop decoupling control; FxLMS algorithm; Active vibration control; Vehicle NVH.

1 引言

近年来，增程式电动汽车凭借续航长、排放低的优势，在新能源汽车市场得到广泛应用，成为重载和特种车辆的核心技术路线之一[1]。与传统燃油车动力总成不同，增程器由发动机与集成启动发电机（Integrated Starter Generator，ISG）直接同轴耦合，取消了液力变矩器与变速箱，稳态发电工况下，发动机产生的转矩波动会通过悬置系统传递至传动系统与车身[2]。尤其在发动机启动和停机等瞬态工况下，气缸内喷油/断油切换产生非周期性的气体爆发压力突变与冲击性往复惯性力会激发曲轴剧烈扭转振动，并通过发动机缸体传导和弹性悬置系统进一步形成横扭摆耦合共振，显著放大车内振动与噪声，严重降低整车乘坐舒适性[3]。启停切换受能量管理策略控制，驾驶员无法预测发动机启停时刻，非预期的冲击振动造成主观体验恶化，此外，特种车辆运行工况更加复杂，且增程器普遍采用柴油机，振动冲击响应更大，启停切换更频繁，进一步恶化了整车舒适性指标。当前增程器系统减振主要分为被动减振与主动控制两类。双质量飞轮等被动减振装置宽频带减振效果有限，难以适配增程器多变的工况[4]；而主动控制以 ISG 电机为执行器，通过施加反向补偿转矩抵消发动机转矩波动，具有频带适配性强、控制精度高、无需改动机械结构的优势，已成为该领域的研究热点[5]。但现有主动控制策略普遍存在两个核心缺陷：一是多数研究将轴系扭振与悬置系统隔振作为两个独立系统处理，忽略了横扭摆耦合效应，导致控制策略无法从根源抑制车身振动[6]；二是 ISG 电机需同时兼顾稳态发电与扭振抑制，现有控制方法未完全解决两个控制回路的频域耦合问题，易引发系统失稳、影响发电性能[7]。

在增程器动力学特性研究领域，国内外学者已开展了大量工作。Chen 等[8]采用集总参数法建立了增程器三质量块扭振模型，量化了电机转动惯量对一阶扭振频率的影响；Bertrams 等[3]发现发动机产生的滚动力矩是增程器总成摇摆运动的直接驱动力，明确了曲轴扭振与机体横向振动的耦合关系；Xin 等[9]对动力总成悬置系统开展了多目标鲁棒优化，发现增程器重心与悬置刚度中心不对齐会加剧平动−转动耦合振动。但现有研究多聚焦于轴系单一扭振或悬置系统隔振性能，极少有研究揭示增程器−悬置系统横扭摆耦合振动的传递规律，未明确扭转振动与横向与垂向振动的定量映射关系，导致减振策略的制定缺乏核心理论依据。针对混合动力汽车动力总成扭振问题，国内外学者围绕主动控制算法开展了大量研究。Dejian 等[10]针对增程器系统提出了基于自适应反步法的主动扭振控制方法，降低了发动机转速波动；Zhang 等[5]针对功率分流式混合动力汽车提出了双回路主动减振策略，通过频域滤波实现了调速与减振的解耦；Song 等[11]针对增程器设计了基于 FxLMS 算法的主动振动控制策略，并通过仿真验证了算法的有效性。

但现有主动控制策略仍存在明显不足：一是多数控制策略仅聚焦于扭振的抑制，未结合耦合振动机理实现悬置系统横向与垂向振动的同步抑制；二是现有窄带控制算法未针对增程器主谐波激励开展靶向设计，减振效率有限。针对上述研究缺口，本文以某特种车用增程器−悬置系统为研究对象，开展基于横扭摆耦合振动机理的主动扭振控制研究，首先建立增程器−悬置系统多自由度集中参数动力学模型，分析系统受力与固有振动特性，揭示横扭摆耦合振动机理，验证抑制纯扭转振动可同步抑制横向与垂向振动的核心规律；提出面向扭振控制的电机双回路控制方法，针对发动机 2 阶、4 阶主谐波激励，设计并联窄带 FxLMS 主动扭振控制器，完成次级通道辨识以保证算法稳定性；最后

通过仿真与硬件在环试验，验证所提策略在稳态与动态变转速工况下的控制性能，量化其对扭振与耦合横向与垂向振动的抑制效果。

2 增程器–悬置系统耦合动力学建模

本文研究对象为某特种车用增程器（柴油发电）–悬置系统，主要结构如图 1 所示后续动力学建模将以其为基础，进行建模。

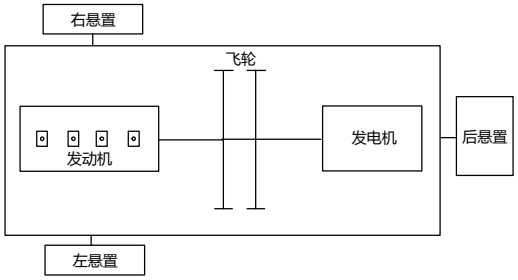
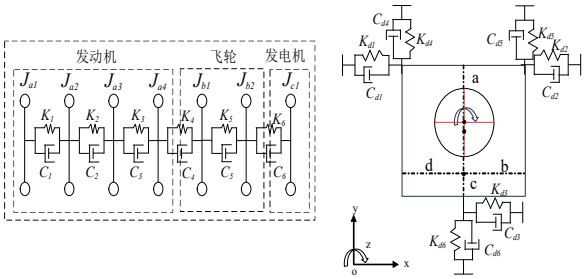


图 1　增程器–悬置系统结构简图

2.1 耦合动力学模型建立

在建模过程中，综合考虑各部件之间的扭转刚度和阻尼参数，并基于上述假设，建立增程器–悬置系统的动力学模型，其结构示意如图所示。由于对汽车舒适性要求的不断提升，三点式悬置系统在实际车辆中得到了广泛的采用[12],所以悬置采用三点式布置，悬置系统简化为横向与纵向的刚度阻尼，建模时将曲轴、飞轮与发电机视作集中惯量，减振橡胶环处理为弹性元件，增程器–悬置系统横向动力学模型如图 2 所示。



(a)增程器内部模型 (b)横扭摆耦合模型（侧视图）

图 2　增程器–悬置系统横扭摆模型

在建模过程中，通常将主飞轮与副飞轮分别简化为集中惯量，以便于系统动力学分析。另一方面，由于电机轴的惯量相对较小，可将其等效并入转子惯量中处理。此外，电机轴的扭转特性可通过等效为一根具有相应刚度的扭转弹簧来描述，从而简化轴系动力学模型。可得微分方程如式 1。

$$\begin{cases} J_{a1}\ddot{\theta}_{a1}+C_1(\dot{\theta}_{a1}-\dot{\theta}_{a2})+K_1(\theta_{a1}-\theta_{a2})=T_1 \\ J_{a2}\ddot{\theta}_{a2}+C_1(\dot{\theta}_{a2}-\dot{\theta}_{a1})+K_1(\theta_{a2}-\theta_{a1})+C_2(\dot{\theta}_{a2}-\dot{\theta}_{a3})+K_2(\theta_{a2}-\theta_{a3})=T_2 \\ J_{a3}\ddot{\theta}_{a3}+C_2(\dot{\theta}_{a3}-\dot{\theta}_{a2})+K_2(\theta_{a3}-\theta_{a2})+C_3(\dot{\theta}_{a3}-\dot{\theta}_{a4})+K_3(\theta_{a3}-\theta_{a4})=T_3 \\ J_{a4}\ddot{\theta}_{a4}+C_3(\dot{\theta}_{a4}-\dot{\theta}_{a3})+K_3(\theta_{a4}-\theta_{a3})+C_4(\dot{\theta}_{a4}-\dot{\theta}_{b1})+K_4(\theta_{a4}-\theta_{b1})=T_4 \\ J_{b1}\ddot{\theta}_{b1}+C_4(\dot{\theta}_{b1}-\dot{\theta}_{a4})+K_4(\theta_{b1}-\theta_{a4})+C_5(\dot{\theta}_{b1}-\dot{\theta}_{b2})+K_5(\theta_{b1}-\theta_{b2})=T_5 \\ J_{b2}\ddot{\theta}_{b2}+C_5(\dot{\theta}_{b2}-\dot{\theta}_{b1})+K_5(\theta_{b2}-\theta_{b1})+C_6(\dot{\theta}_{b2}-\dot{\theta}_{c1})+K_6(\theta_{b2}-\theta_{c1})=T_6 \\ J_{c1}\ddot{\theta}_{c1}+C_6(\dot{\theta}_{c1}-\dot{\theta}_{b2})+K_6(\theta_{c1}-\theta_{b2})=T_7 \end{cases} \tag{1}$$

式中，$J_{a1}, J_{a2}, J_{a3}, J_{a4}$为四个气缸的转动惯量；$J_{b1}, J_{b2}$为主副飞轮的转动惯量；$J_{c1}$为发电机的转动惯量；$\theta_{ai}$，$\theta_{bj}$，$\theta_{c1}$($i$=1,2,3,4；$j$=1,2)为各曲拐、飞轮以及发电机的扭转振动角位移；$K_{1\sim6}$表示各个轴之间的扭转刚度，$C_{1\sim6}$表示阻尼；$T_{1\sim7}$为作用在各个部件上的激振力矩。

将增程器视作一个整体，则增程器–悬置系统的动力学方程可简化概述为：

$$\begin{cases} J_z\ddot{\theta}_z+\left[(k_{d1}+k_{d2})a^2+k_{d3}c^2+k_{d4}d^2+k_{d5}b^2)\right]\theta_z=T_{\text{nei-z}} \\ \ddot{M}_1\ddot{x}+(c_{d1}+c_{d2}+c_{d3})\dot{x}+(k_{d1}+k_{d2}+k_{d3})x=F_{\text{nei-x}} \\ \ddot{M}_2\ddot{y}+(c_{d4}+c_{d5}+c_{d6})\dot{y}+(k_{d4}+k_{d5}+k_{d6})y=F_{\text{nei-y}} \end{cases} \tag{2}$$

式中，J_z 是整个增程器惯量，M_1 和 M_2 是增程器质量，M_1= M_2。θ_z 为壳体的扭转振动角位移；x,y 为壳体横向与垂向位移；$K_{d1\sim d6}$ 为作用在增程器上的悬置系统横向与垂向刚度；$C_{d1\sim d6}$ 为作用在增程器上的为悬置系统横向与垂向阻尼；a,b,c,d 为总成和悬置的距离；$T_{\text{nei-z}}$ 为壳体所受的内力矩；$F_{\text{nei-x}}$ 和 $F_{\text{nei-y}}$ 为壳体在横向与垂向的所受的力。

2.2 增程器受力分析与固有特性分析

为揭示气缸爆发压力如何转化为曲轴的驱动转矩以及作用于机体的激振力，本文采用牛顿–欧拉矢量力学方法，对各部件进行受力分析[12]。首先对单缸进行受力分析，可将其简化为曲柄–滑块机构[13]，其示意图如图 3 所示。

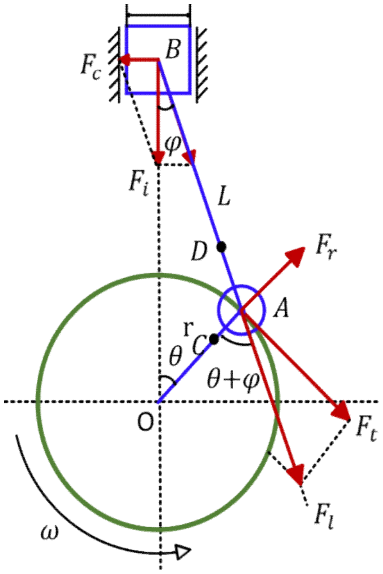


图 3　曲柄连杆机构受力分析

A, B, C, D 分别代表大端轴承位置、曲柄销位置、曲柄质心和连杆质心。r, L 为曲柄半径、连杆长度。θ,φ 为曲柄角、连杆角。设 P 代表第 i 缸的气缸爆发压力，A_i 代表活塞面积。

气体压力作用于活塞顶部，可以拆解成两个力：一个沿连杆方向 F_l，另一个垂直于缸壁 F_c。连杆将这些力转化为作用在曲柄销上的切向力 F_t 和径向力 F_r，从而分别产生转矩和轴承载荷，其大小如公式 3 所示。

$$\begin{cases} F_i=PA_1 \\ F_l=\dfrac{PA_1}{\cos\varphi} \\ F_c=PA_1\tan\varphi \\ F_t=\dfrac{PA_1}{\cos\varphi}\sin(\varphi+\theta) \\ F_r=\dfrac{PA_1}{\cos\varphi}\cos(\varphi+\theta) \end{cases} \tag{3}$$

根据力矩平衡原理[14]，单缸产生的激励扭矩为：

$$T = T_s + T_o - T_f \tag{4}$$

式中，T_s 为输出扭矩；T_o 为惯性扭矩；T_f 为摩擦扭矩。

对输出扭矩进行分析：

$$T_s = F_t r = \frac{PA_1 r}{\cos\varphi}\sin(\varphi+\theta) \tag{5}$$

对惯性扭矩进行分析：

$$T_o = -m_e a l \tag{6}$$

式中，m_e 活塞、活塞销和连杆小头的质量；a 为活塞的加速度；ω 为转速；l 为有效力臂。

对摩擦扭矩进行分析：

$$\nu_{\text{sgn}} = \sin\theta + \frac{\lambda\sin 2\theta}{2\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta}} \tag{7}$$

$$T_f = \mu F_c r \sin\left(\varphi+\theta\right)\nu_{\text{sgn}} \tag{8}$$

式中，μ 为摩擦系数，通常取 0.05~0.08；ν_{sgn} 为速度转换系数。

电磁场在转子和定子之间产生的洛伦兹力剪切扭矩。其发电机定子电磁反作用力矩 T_{ISG} 为：

$$T_{ISG} = K_t i_q \tag{9}$$

式中，i_q 为交轴电流；K_t 为电机的扭矩常数。

增程器壳体最终的内力激励扭矩为

$$\begin{aligned} T_{\text{nei-z}}(\theta,P) &= \sum_{i=1}^{4}\left(T_s + T_o - T_f - T_{ISG}\right) \\ &= \sum_{i=1}^{4}\left(F_t r - m_e a l - \mu F_c r\sin\left(\varphi+\theta\right)v_{\text{sgn}} - K_t i_q\right) \end{aligned} \tag{10}$$

而飞轮与发电机的激励扭矩为 0，即 $T_5 = T_6 = T_7 = 0$。

在水平方向，增程器与悬置系统受到的抖动由气体压力与往复惯性力 F_g 在连杆倾角下的水平分量构成，由于增程器内部曲轴平衡，曲柄销和连杆大头的旋转离心力不会产生一个水平分量，故总横向力为：

$$F_{nei-x}\left(\theta,P\right) = \sum_{i=1}^{4}\left(F_c + F_g\tan\varphi_i\right) \tag{11}$$

在垂向方向，由于气体压力在壳体内部互相抵消，净激励力完全等于往复惯性力的总和，则总垂向力为：

$$F_{nei-y}(\theta) = \sum_{i=1}^{4} F_{\text{g}} \tag{12}$$

系统各部分转动惯量、扭转刚度、阻尼等其他主要参数见表 1。

表 1　增程器 – 悬置系统动力学模型核心参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值
单缸曲轴转动惯量	0.015kg·m^2	主飞轮转动惯量	0.12kg·m^2
发电机转子转动惯量	0.063kg·m^2	曲轴段扭转刚度	8.5×10^{6}N·m^{-1}
			1.1×10^5 N·m^{-1}
动力总成总质量	400kg	悬置系统横向刚度	1.5×10^5 N·m^{-1}
			1.2×10^5 N·m^{-1}

	1.5×10^5 N·m^{-1}		
悬置系统垂向刚度	1.5×10^5 N·m^{-1}	曲柄半径	0.055m
	2×10^5 N·m^{-1}		
连杆比	0.28	活塞连杆组往复质量	0.82kg

3 增程器–悬置系统耦合转矩响应振动机理分析

3.1 横扭摆耦合振动机理验证

为了确保仿真分析的精确性，本章通过 Simulink 中的 Multibody 功能，设计并建立了增程器系统的三维模型，如图 4 所示。该物理模型与数学模型一一对应，能够直观反映系统在空间中的运动特征。系统模型主要由气缸活塞子系统、曲柄连杆子系统、机体子系统、ISG 电机子系统及三点悬置子系统五部分组成。各子系统通过运动副、自由度限制模块、变换传感器和连接端口进行耦合，所建立的增程器模型为柴油发电，增程器仿真模型总重量为 420kg，其物理模型如图 4 所示。

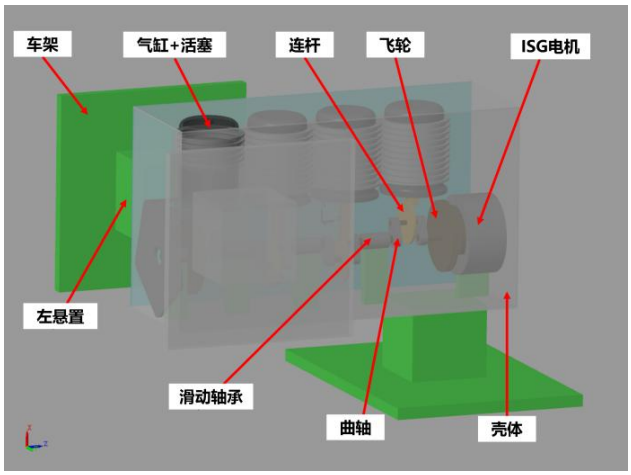


图 4　增程器–悬置系统物理仿真模型

增程器–悬置系统模型引入实测的发动机示功图数据，映射为随曲轴转角变化的压力曲线如图 5 所示，峰值点火压力为 20MPa，并按 1–3–4–2 的点火顺序相位差施加于各缸活塞。同时模型考虑了连杆的摆动惯量及主轴承的变刚度支撑特性，能够捕捉数学模型中难以描述的高阶非线性动态响应。

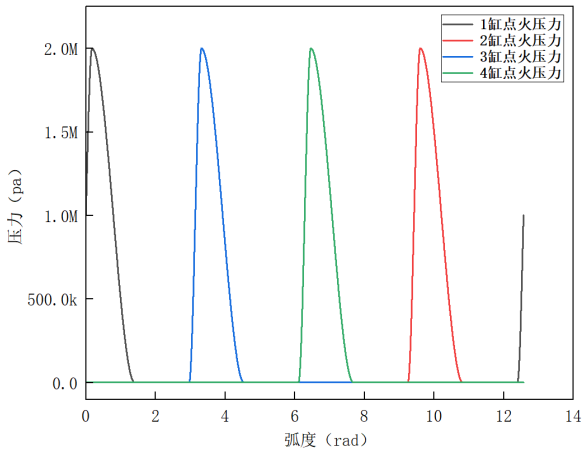
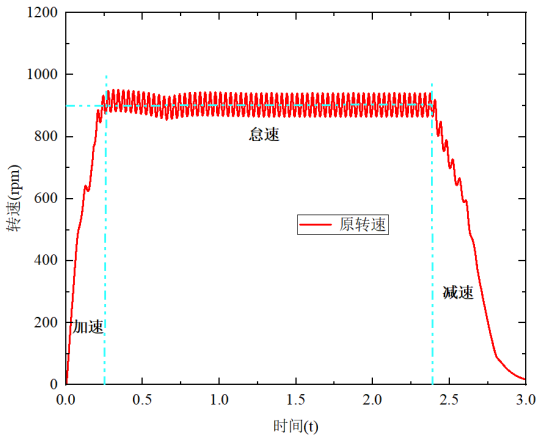


图 5　四缸发动机在发电工况下的单缸示功图

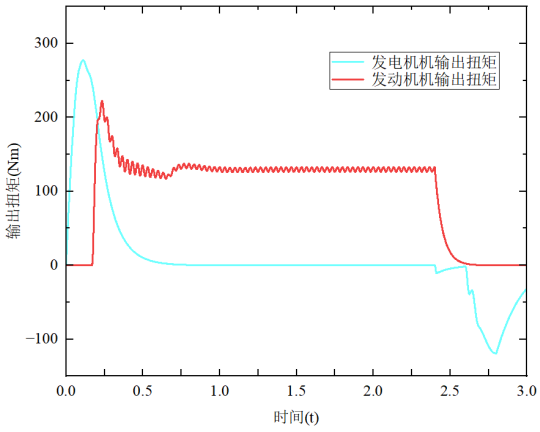
3.2 增程器启停工况分析

结合增程器系统模型和启停控制策略[15]，转速转矩控制策略的仿真结果如图 6 所示。从发动机转速变化曲线分析可知，在加速阶段，电机通过转速控制带动发动机从 0rpm 逐步提升至点火所需的

900rpm。当曲轴的转速提升至 700rpm 时，喷油和点火的过程会同时开始，发动机随即进入工作状态。随后在 0.28s 时，曲轴转速升至 900rpm。此刻，发动机输出恒定 130Nm 使转速稳定在 900rpm。从仿真结果看，发动机启动的时长满足设计标准。当转速达到 950rpm 时，几乎不出现超调，并且转速变化迅速，显示出优异的动力性能。在刹车过程中，发动机停止点火，通过曲轴摩擦力与电机的协同作用，实现发动机转速逐步降至零。



(a)发动机输出转速



(b)发动机与发电机输出扭矩

图 6　增程器系统启停转速与扭矩

3.3 增程器高频发电工况分析

发电机首先拖动发动机至点火转速，随后发动机启动逐步抬升转速，其发电转速为 2500rpm。仿真结果如图 7 所示。

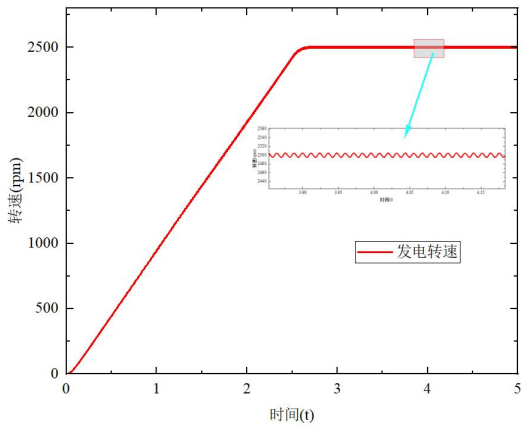


图 7　曲轴转速

图 7 仿真结果表明，在 2500rpm 稳态工况下，发动机转速波动率控制在±2%以内，表明转速与转矩的解耦控制策略在稳态发电状态下能够有效地保持稳定性和优化性能。如图 8 发动机合成转矩所示，合成转矩表现出显著的周期性脉动特征，转矩的直流分量约为 365Nm，此力矩用于克服阻力矩产生电能。转矩峰值波动幅度达到 380Nm，且呈现出明显的四波峰特征，其波动周期对应于点火间隔角，可知增程器系统内部产生的扭转振动，主要由显著的转矩变化引发。

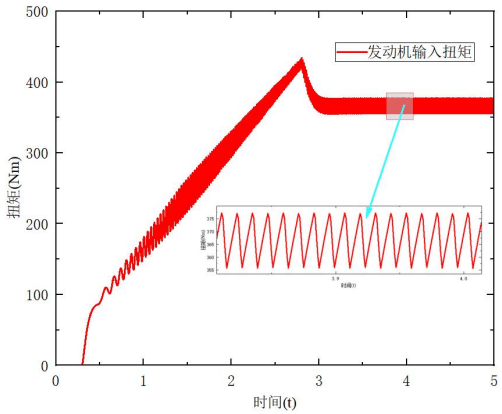


图 8　发动机合成转矩

为进一步揭示激励的频率成分，对稳态区间的输出转矩进行快速傅里叶变换，得到如图 9 所示的转矩频谱图。频谱分析表明，主要的激振能量集中在 2 阶，且 2 阶的分量幅值最大，达到了 19Nm，是 0 阶平均转矩的 11.9%，而 4 阶(200Hz)、6 阶(300Hz)等高次谐波幅值随阶次升高呈指数级衰减。

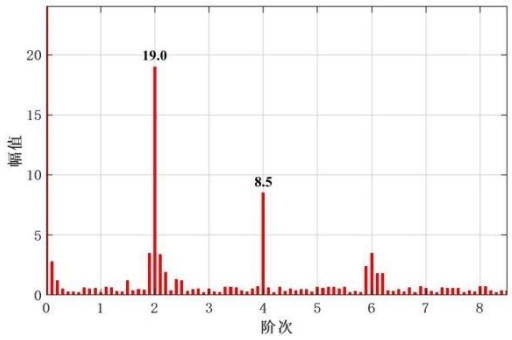


图 9　发动机 2500rpm 合成转矩的频域分析

3.4 增程器系统横扭摆耦合振动机理分析与验证

由于增程器在启停过程中有剧烈抖动感，本节主要以启停瞬态工况（0~900rpm）为例进行分析，模拟增程器介入与退出的动态过程，重点考察转速穿越悬置系统刚体共振带时的振动突变特性。传动系统的扭转振动，通过机体反作用力矩，直接且无损地转化为机体绕 x 轴的侧倾摆动，这是耦合的第一级传递。当转速升至怠速区间，得到增程器位移曲线如图 10 所示。

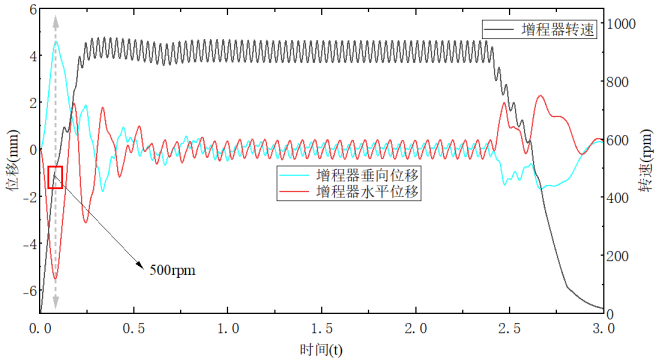


图 10　增程器垂向与水平位移

由图 10 可以发现曲轴在 500rpm 转速下抖动感最强，增程器最大垂向位移为 4.55mm，最大水平位移为 5.55mm，从图中可以看出，壳体在水平和垂直方向的移动与正弦扭矩的波动保持一致，说明存在横扭摆耦合振动。

为加强横扭摆耦合验证，发现增程器横摆也可能是因为气缸内部惯性力导致的。对 500rpm 转速下的稳态仿真模型中，在模型的扭矩输入端口输入 8.33Hz 频率的波动，在垂向位移里 8.33Hz 检测波动，用于证明扭矩波动通过耦合效应间接变成了垂向振动，频谱结果如图 11 所示。

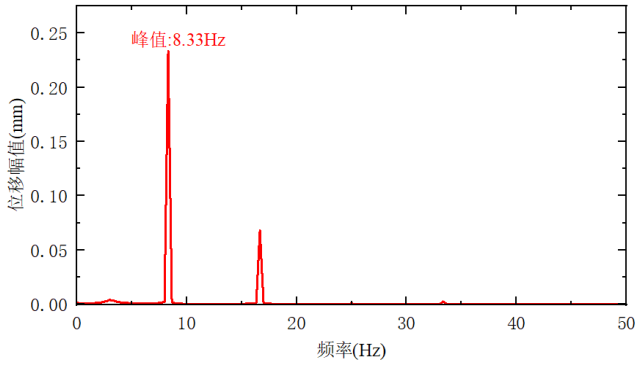


图 11　500rpm 的垂向位移频谱

通过频谱分析结果可知，在 8.33Hz 频率下出现尖峰，说明仅靠扭矩，就能激发出水平与垂向运动，壳体的水平位移与垂向位移随着扭矩一起波动，说明确实存在横扭摆耦合振动现象。如果转矩波动幅度越小，则水平和垂向的波动位移也会变小。因此，可以考虑通过抑制扭转振动从而达到间接减小横摆振动的目的。

4 基于 LMS 的扭振抑制补偿算法研究

4.1 面向扭振控制的电机双回路控制方法

在增程器系统传动控制中，发电机既要满足驱动发电的主任务，还要作为作动器实现扭振主动控制，据此，将系统的主回路设定为驱动发电控制环，辅助回路设定为扭转振动控制环[16]。本文基于反馈滤波策略的电机双回路控制方法，示意图如图 12 所示。

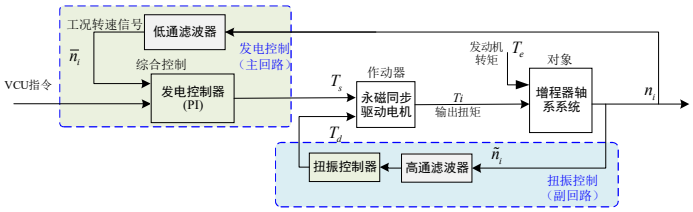


图 12　基于反馈滤波的电机双回路控制解耦方法示意图

采用带低通滤波器（LPF）的 PI 控制器。LPF 滤波除了反馈信号中的高频脉动，仅提取表征工况变化的低频平均转速。本节基于一种频域解耦的双通道控制架构如图 13 所示进行振动控制[5,16-17]。

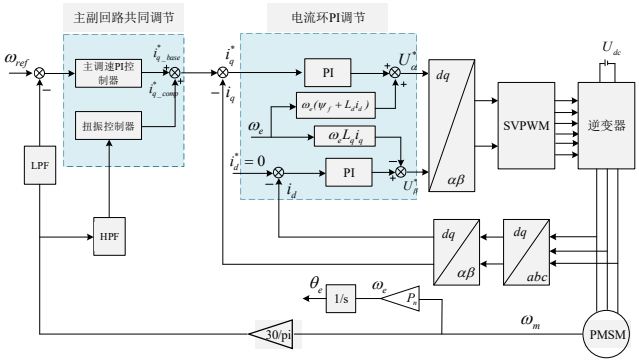


图 13　电机双回路控制架构图

采用高通滤波器（HPF）精准提取由发动机脉动引起的高频转速振荡信号。该信号经扭振控制器调节后，生成动态补偿电流指令。将副回路的补偿电流前馈叠加至主通道，驱使发电机输出与机械扭振相位相反的高频电磁转矩。

4.2 扭振主动抑制控制器设计

在实际车用增程器系统中，额外加装高频多轴加速度传感器不仅面临恶劣环境下的可靠性问题，还会大幅增加硬件成本。得益于本文第 3 节揭示的横扭摆强耦合传递机理，因此，本文在控制架构设计上仅选取发电机自带的、易于高精度获取的转速波动信号作为 Filtered−x LMS (FxLMS)算法[18-20]的单变量误差反馈（SISO）。FxLMS 方法的核心思想是在更新滤波器权重之前，需要先对参考信号 $x(n)$ 进行处理，使其通过一个与次级路径特性相匹配的系统 $\hat{S}(z)$，这样可以优化算法的收敛速度。设 n 时刻的参考信号矢量为 $x(n)=[x(n),x(n-1),...,x(n-L+1)]^T$，其中 L 为滤波器阶数。自适应扭振控制算法通过对输入的参考扭振激励信号进行处理，计算出电机所需的扭振控制转矩 $T'(n)$，从而实现对扭振的有效抑制，其数学表达式可表示为：

$$T'(n)=x^{\mathrm{T}}(n)\,w(n+1) \tag{13}$$

在本文研究中，电机不仅用来施加扭振控制力矩以主动抑制扭振与横振现象，还承担车辆行驶动力的发电功能。由于电机可输出的力矩存在上限，同时必须考虑整车能量消耗，因此需要在发电策略与扭振控制之间进行权衡，以实现整体性能的优化。所以，引入控制强度 f 的概念，即：

$$T(n)=f\cdot T'(n),\quad 0\le f\le 1 \tag{14}$$

在本文中，发动机与受控端之间的信号通路被称为初级路径 P，而电机与受控端之间的通路则称为次级路径 S。扭振控制结构如图 14 所示。

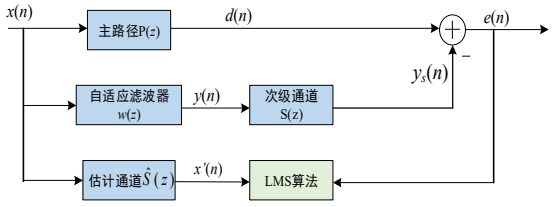


图 14　自适应扭振控制框图

针对所研究的增程器系统，其主要振动源为四缸发动机，其扭转振动具有显著的窄带特征，主要能量集中在点火频率及其 2 次和 4 次谐波上。因此，本节搭建了一种高效的双通道并联窄带主动控制架构如图 17 所示，在控制器内部构建两个独立的 LMS 计算通道，分别针对 2 阶和 4 阶振动分量进行精确的靶向抑制。相比于单通道控制，这种并行结构不仅能独立调节各阶次的步长因子 μ，还能避免不同频率分量之间的相互耦合干扰，从而提高收敛速度，能够在保证主阶次控制深度的同

时，有效兼顾高谐波的抑制，显著增强了系统在调试过程中的灵活性与控制的精确性。

本文采用波形合成法构建参考信号，利用发动机转速 n_{eng} 和曲轴转角 θ，针对特定的阶次 $k(k=2,\ 4)$，设计一组正交的信号源，选择正弦与余弦波形作为参考信号输入：

$$\begin{cases} x_{k\_a}(n)=\cos(k\cdot\theta(n)) \\ x_{k\_b}(n)=\sin(k\cdot\theta(n)) \end{cases} \tag{15}$$

此时，FxLMS 控制器退化为多个并联的自适应陷波器，对于每一个控制阶次 k，算法分别更新 w_{k_a} 和 w_{k_b}，从而合成出对应的反振力矩。

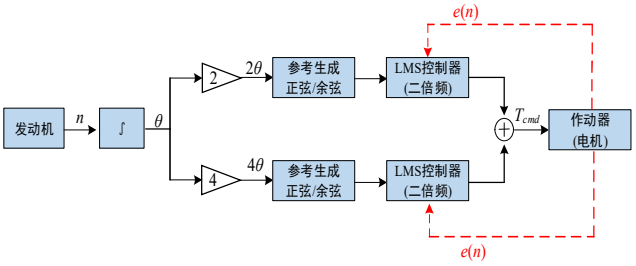


图 15 并联窄带主动控制架构

4.3 扭振主动抑制算法仿真验证与分析

4.3.1 稳态工况控制效果分析

为了验证本文提出的双回路 FxLMS 算法在系统扭振抑制中的有效性，本节设置了两种典型的测试工况进行仿真分析[21-24]。设定发动机转速恒定在 3000rpm，设置总运行时间 30s，其控制强度如下图所示，通过引入可调节的扭矩抑振策略，输出轴的力矩波动得到了显著缓解，整体振动幅度明显减小。

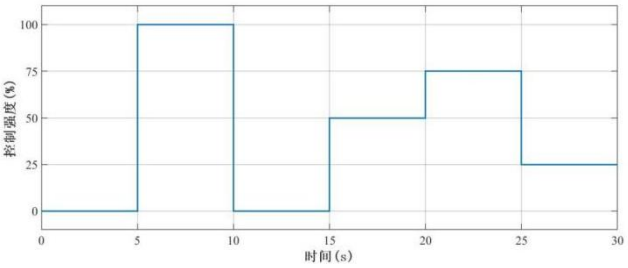


图 16 控制强度示意图

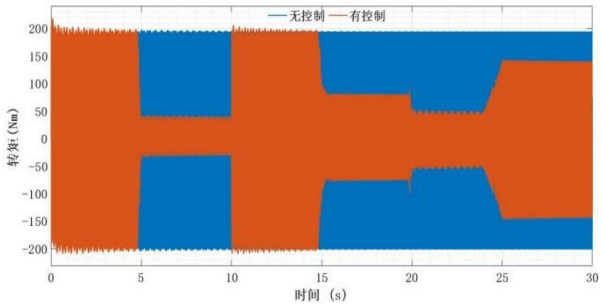


图 17 输出轴转矩波动时域图

从图 17 可以发现，将控制强度设为最大值 100%的时候，对增程器传动系统施加扭振主动抑制转矩，扭矩振动峰值可从约 200Nm 下降至 43Nm，振幅衰减幅度最高可达 80.2%。当控制强度为 50%仅施加一部分的扭振控制转矩，同样可以起到抑制扭振的作用，但其抑制幅度较小，由 200Nm 抑制到 82Nm，衰减比例 59%。同时还可以看出，对系统施加振动主动抑制转矩后，系统需要经过一段

时间才会达到稳定，在刚刚进行控制的一段时间内，传动轴上的转矩波动情况会更加明显，待自适应滤波器稳定之后则趋于平稳。

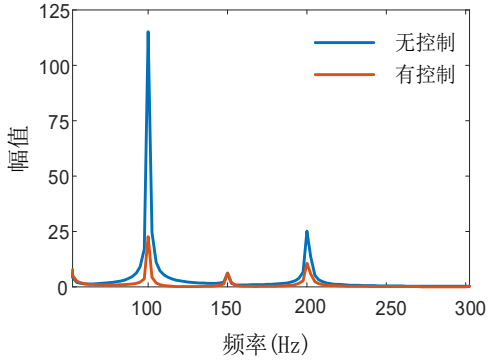


图 18　输出轴转矩频谱

图 18 呈现了施加振动控制力矩前后，转矩波动在频谱上的变化情况。此时发动机转速为 3000rpm，传动系统的激励振动频率主要是发动机的二倍频(100Hz)和四倍频(200Hz)。因此通过自适应扭振控制算法对主要的振动频率点进行振动控制，在振动主动抑制力的作用下，传动系统中由发动机转速引发的二倍频及四倍频扰动振动得到了显著控制。从频谱图上可以看出，输出轴转矩在共振点的振动幅值都有了大幅减小。通过对控制仿真结果的分析可以发现，在发动机处于稳态运行条件下，传动系统中的扭振现象得到了有效抑制。该策略还可以施加不同程度的控制力度，通过对各类控制强度下的实验结果分析，验证了所设计的自适应扭振控制算法在扭振抑制方面的可靠性与有效性。

4.3.2 动态工况控制效果分析

在定转速仿真验证的基础上，进一步验证动态转速时扭振抑制策略的效果，如图 19 所示，设置发动机包含定转速和变转速的多级转速切换的复合循环工况，旨在模拟从怠速起步至高速，再急减速回归怠速的完整动态过程。

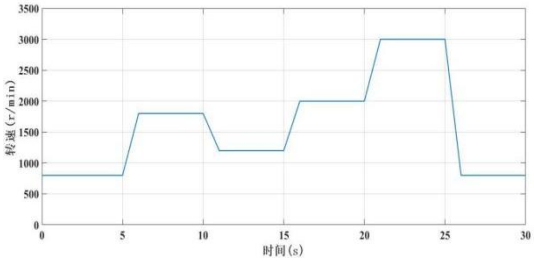


图 19　动态转速工况示意图

图 20 完整展示了在 30s 多阶段动态变速循环工况下，并联窄带 FxLMS 主动控制系统对传动系扭振的全局抑制效果。从图 20 中可以清晰地观察到，随着发动机工况从 800rpm 逐步加速至高速 3000rpm，原始扭振信号（蓝色曲线）的幅值呈现出显著的转速依从特性，其振动能量随转速升高而非线性剧增，特别是在 20~25s 的高转速区间，原始扭振峰值力矩已突破±200Nm，表现出极强的激振能量。然而，在施加主动控制后，无论处于转速稳定工况还是瞬态加减速过程，系统残留扭振始终被稳定抑制在一定范围内，与原始信号形成了鲜明对比。

在 0~30s 的全工况动态验证中，并联 FxLMS 算法展现出极高的实时追踪精度与系统鲁棒性。在低怠速（0~5s）和常规加减速（10~20s）工况下，算法有效滤除噪声并抑制瞬态抖动，扭振幅值分别衰减 47.6%（42 降至 22 Nm）、46.7%和 35.5%。在面对转速由 800 飙升至 1800 rpm 的中速爬升段，算法无相位失锁现象，实现了 34.7%的衰减。特别是在 20~25s 的极端急加速工况（转速 1s 内猛增至 3000 rpm），面对超±200 Nm 的高能激振冲击，控制系统成功实现靶向削峰，将转矩波动控制在±133 Nm 以内（减振率 33.5%）。随后的急减速停机阶段（3000 骤降至 800 rpm），系统在极大频率变化率下未发散并平稳回归怠速，减振率达 50.8%。全程数据有力证实了该算法在复杂瞬态工

况下的抗冲击能力与减振有效性。

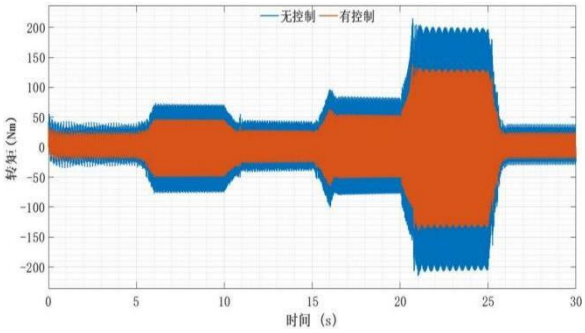


图 20　全过程转矩变化

图 21 展示了施加振动控制前后，输出轴波动转矩在频域上的对比。显然，传动轴转矩在各共振频率点的幅值均有所下降，特别是在 50Hz 和 100Hz 左右，与当前发动机工作频率的二倍频和四倍频相近，而这两种频率同时也是发动机激励信号中占主导地位的主要谐波成分。在动态运行过程中，发动机转速变化，因此其激振频率也随改变，所以从图中可以发现，传动轴转矩共振点并非单个频率点，在较短的一个频段内，其振动幅值都比较大。

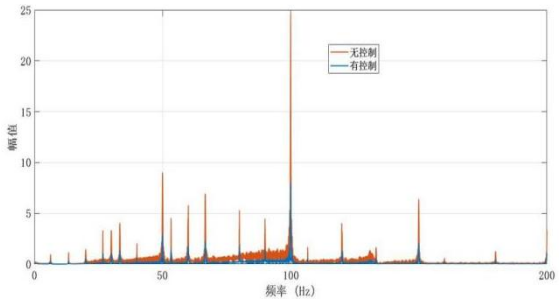


图 21　转矩波动频域曲线

根据图 16~图 21 的仿真结果可以看出，进行加速或减速时，其振动激励会明显增强，从而加剧增程器系统的扭振现象。针对这一情况，通过实施扭振主动抑制策略，所设计的控制算法仍能够稳定发挥减振作用，有效抑制增程器系统中的扭振波动，这一结果进一步验证了本章提出的自适应控制算法在复杂工况下的实际有效性。

为进一步验证主动扭振控制策略对整机系统级 NVH 性能的改善效果，本文提取并对比了施加 FxLMS 主动控制前后的增程器–悬置系统垂向与水平受力情况，如图 22 与图 23 所示。

由图 22 可知，在未施加主动补偿时，受发动机主谐波激励的直接影响，悬置系统垂向传递力呈现出剧烈的周期性波动，易引发车身共振。控制后将垂向激振力峰值进行了显著的削峰处理，最大衰减 56%，整体波动曲线的平滑度大幅提升。同理，观察图 23 中的水平受力对比曲线可以发现，水平方向的耦合激振载荷在施加反向电磁补偿后同样实现了同比例的衰减，最大衰减 60%。

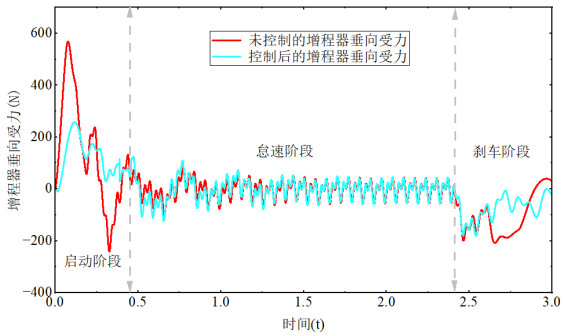


图 22　FxLMS 主动控制增程器垂向受力对比图

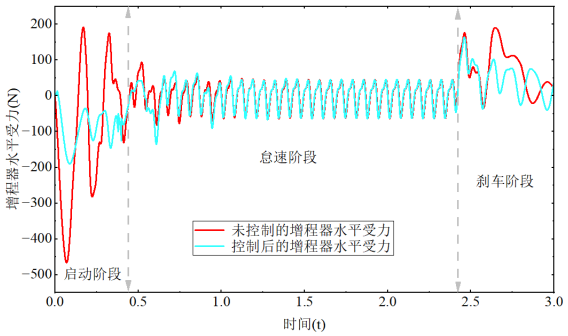


图 23　FxLMS 主动控制增程器水平受力对比图

5 硬件在环半实物验证与分析

5.1 仿真平台搭建与工况设置

上文针对增程器传动系统的扭振问题，提出了 FxLMS 算法扭振主动控制策略，并通过 MATLAB/Simulink 软件仿真验证了该算法动态工况下具有良好的收敛速度与振动抑制效果[25-26]。为了在接近真实的物理环境中验证并行 FxLMS 主动控制算法的实时性能，本节搭建了基于 dSPACE 的 HIL 实时仿真平台。HIL 平台的物理架构如图 24 所示。

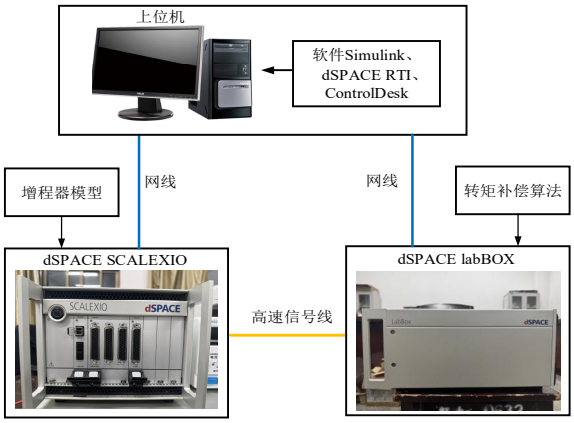


图 24　硬件在环仿真系统的物理架构

5.2 硬件在环仿真结果与分析

为确保扭振控制补偿转矩方法在动态条件下的适应性，本研究首先通过仿真模拟了加速状态下的响应。其加速仿真工况如表 2 所示

表 2　加(减)速状态仿真工况表

	工况					
加速状态仿真时间/s	0−5	5−10	10−15	15−22	22−27	27−30
转速/rpm	800	1400	2000	2500	3000	1800
减速状态仿真时间/s	0−5	5−10	10−15	15−21	20−26	25−30
转速/rpm	3000	2600	2200	1800	1200	1000

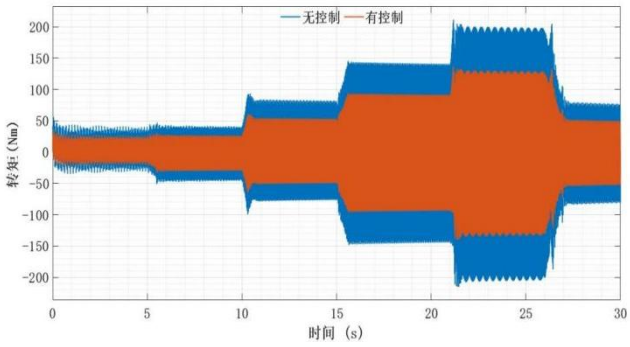


图 25　发动机动态加速工况输出轴时域响应图

图 25 反映了动态加速工况时输出轴的扭振响应时域情况，在整个 HIL 测试环节中，扭振幅度一直较高，但是随着自适应控制算法的引入，电机同样能够达到自适应抑制的效果。从整体图还可以发现，在动态加速工况下，补偿转矩算法能够进行稳定的自适应跟随。

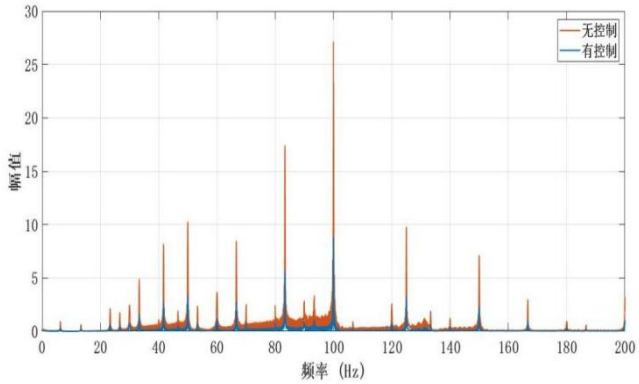


图 26　动态加速工况输出轴频域响应图

此外，由图 26 所示的频域响应图上可以看出，在转速所对应的二倍频和四倍频主谐次，能够有效降低共振幅值。

本文还对动态减速工况进行了效果验证。同样是 HIL 测试时间 30s，其减速工况如表所示，HIL 结果如图 27~图 28 所示。

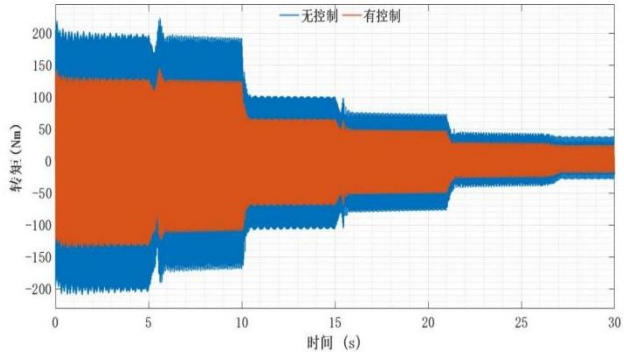


图 27　动态减速工况输出轴时域图

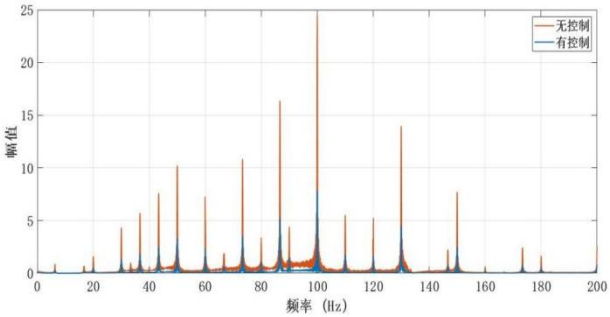


图 28　动态减速工况输出轴频域响应图

由图 28 可以看出，在动态减速条件下算法同样能够达到有效的振动抑制。未控制时随着发动机减速至稳定，转矩振动幅度随之减小，对系统进行扭振控制后，振动有了较大衰减。在振动控制初期，振动响应出现了短暂的增大现象。经过约 0.1 秒的自适应滤波器调节后，系统逐渐收敛，传动轴的振动随之开始减弱。在发动机保持 3000rpm 的过程中，传动轴转矩振动幅度较大，施加扭振控制转矩后，从时域上看转矩振动响应明显减小，相应的激振频率点的幅值也受到了有效抑制。

通过 HIL 仿真验证了 FxLMS 算法在控制扭振方面的性能，从时域和频域角度进行分析，结果表明在实际运行环境下，所设计的自适应扭振控制策略仍然可有效抑制扭振。

6 结论

本文针对车用增程器–悬置系统复杂的振动问题，揭示了横扭摆空间耦合机理，提出并验证了一种基于频域解耦的双回路 FxLMS 主动扭振控制策略，主要结论如下：

(1)揭示了以扭治横摆的耦合传递机制。建立的多自由度集中参数模型与仿真分析证实，增程器轴系扭振是激发总成横向与垂向振动的核心源头。系统存在显著的物理耦合效应，通过在发电机端实施纯扭转主动抑制，可使总成横向与垂向的振动位移及激振力同步降低，为整机 NVH 优化提供了新视角的理论依据。

(2)实现了发电机双重任务的频域解耦与靶向抑振。提出的双回路控制架构有效隔离了低频驱动发电（0~0.5Hz）与高频主动减振（27~100Hz）的相互干扰。设计的并联窄带 FxLMS 控制器精准靶向发动机 2 阶与 4 阶主谐波，在稳态工况下实现转矩波动幅值高达 57.7%的衰减。同时可同步降低悬置系统横向与垂向振动，有效改善了增程器系统的 NVH 性能。

(3)验证了算法在极限动态工况下的抗冲击鲁棒性。硬件在环(HIL)半实物试验表明，在面临转速 1 秒内跨越 1000rpm 的剧烈加减速与高能激励冲击时，该策略依然保持极快的微秒级收敛速度与系统稳定性，未出现相位失锁与发散现象，具备极高的工程落地价值与实车应用潜力。

后续研究将进一步分析极端工况下系统的疲劳寿命与可靠性，并开展实车道路试验，验证所提策略在整车环境下的工程应用效果。

参考文献：

[1] Ma, J.; Xu, M.Y. Analysis of market development trend and technology route of extended−range electric vehicles. *China Automot. Eng.* **2024**, *34*, 113–118. (In Chinese)

[2] Steffens, C.; Eisele, G.; Wolter, F. NVH comfort of range extenders for electric vehicles. *SAE Tech. Pap.* **2020**, 2020−01−1551.

[3] Bertrams; Sonnen, S.; Pischinger, M.; et al. Simulative investigation and optimization of a rolling moment compensation in a range−extender powertrain. *Vehicles* **2025**, *7*, 92.

[4] Long, C.; Shi, W.K.; Chen, Z.Y. Research on damping performance of dual mass flywheel based on vehicle transmission system modeling and multi−condition simulation. *IEEE Access* **2020**, *8*, 28064–28077.

[5] Zhang, W.; Liang, X.C.; Han, Z.D.; et al. Active torsional vibration suppression strategy for power−split−HEV driveline system based on dual−loop control. *Machines* **2025**, *13*, 418.

[6] Dou, J.; Li, Z.; Yao, H.; et al. Torsional vibration suppression and electromechanical coupling characteristics of electric drive system considering misalignment. *Appl. Math. Mech.* **2024**, 1–24.

[7] Lv, C.; Zhang, J.; Li, Y.; et al. Mode−switching−based active control of a powertrain system with non−linear backlash and flexibility for an electric vehicle during regenerative deceleration. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* **2014**, *229*, 1429–1442.

[8] Chen, J.; Kong, X.; Li, P. Analysis of the control strategy of range extender system on the vehicle NVH performance. *Vibroeng. Procedia* **2020**, *33*, 90–95.

[9] Xin, F.; Qian, L.; Du, H.; et al. Multi−objective robust optimization design for powertrain mount system of electric vehicles. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control* **2017**, *36*, 243–260.

[10] Ma, D.J.; Liu, H.Y.; Zhang, L.J.; et al. Analysis and active control of torsional vibration in range extender with internal combustion engine. *J. Vib. Control* **2023**, *29*, 2144–2159.

[11] Song, J.; Wang, Y.; Li, Z.; et al. Active vibration control strategy for online application in a range extender. *IEEE Access* **2023**, *11*, 32554–32568.

[12] Yue, X.Z. *Lumped parameter modeling and vibration characteristic analysis of gear transmission system*. Master's Thesis, South China University of Technology, Guangzhou, China, **2016**. (In Chinese)

[13] Huang, Y.; Yang, S.; Zhang, F.; Zhao, C.; Ling, Q.; Wang, H. Non−linear torsional vibration characteristics of an internal combustion engine crankshaft assembly. *Chin. J. Mech. Eng.* **2012**, *25*, 797–808.

[14] Wellmann, T.; Eisele, G.; Pischinger, M. Plug−in hybrid and range extender NVH – challenges and solutions. *SAE Tech. Pap.* **2025**, 2025−01−0101.

[15] Ren, W.; Huang, J.; Zhang, L.; Mei, Z.; Yin, J. Engine−Start Control for a Hybrid Electric Vehicle with a P2/P3 Configuration. *Int. J. Automot. Technol.* **2025**, 1–16.

[16] He, J.; Ning, Y.; Luo, Q.; et al. Active vehicle vibration control method based on model predictive control and adaptive FxLMS algorithm. *J. Technol. Innov. Eng.* **2025**, *1*, 1–12.

[17] Du, T.; Wang, J.; Zhang, W.; et al. Influence of multi−source electromagnetic coupling on NVH in automotive PMSMs. *Electronics* **2025**, *14*, 4652.

[18] Tang, X.; Yang, W.; Hu, X.; et al. A novel simplified model for torsional vibration analysis of a series−parallel hybrid electric vehicle. *Mech. Syst. Signal Process.* **2017**, *85*, 329–338.

[19] Sugimura, H.; Takeda, M.; Takei, M.; et al. Development of HEV engine start−shock prediction technique combining motor generator system control and multi−body dynamics (MBD) models. *SAE Int. J. Passeng. Cars Mech. Syst.* **2013**, *6*, 1363–1370.

[20] Zhang, X.; Liu, H.; Zhan, Z.; et al. Modelling and active damping of engine torque ripple in a power−split hybrid electric vehicle. *Control Eng. Pract.* **2020**, *104*, 104616.

[21] Xing, C.; Dan, P.; Wei, W.; et al. Active control of torsional vibration during mode switching of hybrid powertrain based on adaptive model reference. *Machines* **2022**, *10*, 647.

[22] Takahashi, K.; Jargalsaikhan, N.; Rangarajan, S.; et al. Output control of three−axis PMSG wind turbine considering torsional vibration using H infinity control. *Energies* **2020**, *13*, 5122.

[23] Yang, H.W.; He, H.W.; He, M. Study on torsional vibration characteristics and suppression of electric vehicles with dual−motor drive system. *J. Franklin Inst.* **2023**, *360*, 380–402.

[24] Hu, J.J.; Qi, G.; Shi, Z.C.; et al. Study on low−frequency torsional vibration suppression of integrated electric drive system considering nonlinear factors. *Energy* **2023**, *284*, 129258.

[25] Chen, J.S.; Hwang, H.Y. Engine automatic start−stop dynamic analysis and vibration reduction for a two−mode hybrid vehicle. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* **2013**, *227*, 1303–1312.

[26] Davis, R.I.; Lorenz, R.D. Engine torque ripple cancellation with an integrated starter alternator in a hybrid electric vehicle: Implementation and control. *IEEE Trans. Ind. Appl.* **2003**, *39*, 1765–1774.

特种车辆液压系统差动先导溢流阀热流固耦合变形分析与多目标优化

莫竞芳[2]，姜桓[1]，张伟[1]，邹孟柯[1]，赵佳俊[1]，肖锦洋[1]

（湘潭大学 机械工程与力学学院，湖南 湘潭 411105）

摘 要：特种车辆在越野、高原及高温等极端工况下作业时，其液压系统常处于高压差、大流量及长时间连续运行状态，作为压力调节核心元件的先导式溢流阀因热流固耦合效应，易发生阀芯—阀体配合间隙变化、运动卡滞及压力控制性能退化，严重影响车辆的机动性与任务可靠性。针对上述问题，采用单向热流固耦合方法分析阀内流场、温度场与结构变形规律。提取阀口附近 5 组关键点三向位移，构建相对位移差指标量化间隙演变特征。研究发现阀口周边属于热变形敏感区域，阀芯与阀体 Y、Z 向非均匀横向变形显著影响配合间隙，部分点位相对位移差达 0.050 mm，与初始 0.03~0.05 mm 配合间隙量级相当。以阀芯—阀体最大总变形、关键配合区相对位移差最小为目标，选取 4 项结构参数，依托径向基代理模型与 NSGA-II 算法开展多目标优化，并利用 TOPSIS 法优选方案。优化后阀芯 X 向最大变形下降约 2.1%，阀体 Z 向最大变形减小，局部高温区域收缩，温度梯度趋于缓和。研究表明，将热变形纳入优化体系能够改善阀芯—阀体配合状态，为特种车辆液压阀的可靠性设计提供理论支撑与方法参考。

关键词：特种车辆；差动式先导溢流阀；热流固耦合；结构变形；多目标优化

Thermo-Fluid-Solid Coupling Deformation Analysis and Multi-Objective Optimization of a Differential Pilot-Operated Relief Valve for Special Vehicle Hydraulic Systems

Jingfang Mo[1], Huan Jiang[1], Wei Zhang[1], Mengke Zou[1], Jiajun Zhao[1], Jinyang Xiao[1]

(School of Mechanical Engineering and Mechanics, Xiangtan University, Xiangtan 411105, China)

Abstract: To address the problems of spool-valve body clearance variation, motion sticking, and pressure control degradation in differential pilot-operated relief valves for special vehicle hydraulic systems under high pressure difference and high temperature conditions, a one-way thermo-fluid-solid coupling method was employed to systematically investigate the internal flow field, temperature field, and structural deformation. A relative displacement difference indicator was defined by extracting directional displacements at five key point pairs near the valve port region, enabling quantitative characterization of clearance variation. Results show that the valve port region is most sensitive to thermal deformation, with non-uniform transverse deformation in Y and Z directions significantly affecting fit clearance. The relative displacement difference at certain key point pairs reaches 0.050 mm, comparable to the initial clearance (0.03-0.05 mm). A multi-objective optimization model was established with minimization of maximum total deformation and relative displacement difference as objectives, using four key structural parameters and the RBF-NSGA-II-TOPSIS framework. After optimization, the maximum

X-direction deformation of the spool decreased by approximately 2.1%, the Z-direction deformation of the valve body decreased by approximately 4.1%, and the local high-temperature zone was narrowed. This study provides a theoretical basis for reliability-oriented design of hydraulic valves in special vehicle applications.
Keywords: special vehicle; differential pilot-operated relief valve; thermo-fluid-solid coupling; structural deformation; multi-objective optimization

0 引言

越野车辆、军用特种车辆及应急救援装备在复杂地形和高强度连续作业条件下，液压系统需在高压差、大流量工况下长期稳定运行。先导式溢流阀作为液压系统压力调节与安全保护的核心控制元件，其工作可靠性直接决定整车的机动性能与任务执行能力[1-3]。与直动式溢流阀相比，先导式溢流阀具有调压范围大、通流能力强、压力波动小的优势，在特种车辆液压系统中应用广泛[4-5]，其工作可靠性对车辆任务执行能力至关重要[16-18]。然而，随着车辆装备向高功率密度和轻量化方向发展，液压系统工作压力与温度持续攀升，溢流阀的可靠性面临严峻挑战[6-8]。

在特种车辆液压系统服役过程中，油液经节流口、阻尼孔及阀腔流动时产生局部压降与黏性耗散，伴随显著的温升效应[9-10]。阀芯与阀体因材料属性、结构尺寸及散热边界的差异，热膨胀规律不一致，易导致配合间隙非均匀变化：局部间隙减小引发摩擦阻力增大乃至卡滞，造成车辆液压系统压力失控；局部间隙增大则导致内泄漏加剧与调压精度下降[11-13]；在工程车辆领域，液压元件的工作参数匹配[27-28]与液压系统稳定性[29]同样受到广泛关注。因此，揭示热流固耦合作用下阀芯—阀体间隙演化机理，对提升特种车辆液压系统可靠性具有重要意义。

国内外学者围绕液压阀流场特性与热变形开展了广泛研究。流场方面，Lisowski 等[14]基于 CFD 分析了阀口形状对阀内流场的影响；An 等[15]对液压滑阀温升与空化进行了数值研究。在车辆液压系统可靠性方面，帅晓锋等[16]分析了特种车辆液压系统常见故障模式，周爱萍等[17]采用故障树方法对大型特种车辆液压系统进行了可靠性评估，胡际万等[18]基于模糊诊断方法研究了特种车辆液压油源回路故障识别问题，上述工作表明车辆液压系统的可靠性依赖于关键液压元件的服役性能。热变形方面，Deng 等[19]利用流固耦合方法评估了滑阀阀芯卡滞故障；Yang 等[20]将温度与压力共同作用纳入多物理场分析框架；许家祥等[21]探讨了节流槽结构对滑阀卡滞力的影响。结构优化方面，Gui 等[22]和 Mutlu 等[23]分别以液动力、压降为目标开展了多目标优化；国内学者采用代理模型方法对液压阀结构参数进行了优化设计[24-25]。此外，姚怀新[27-28]对工程车辆液压元件工作压力与转速的参数匹配进行了系统研究，张德等[29]分析了非平稳工况下闭式泵控马达液压系统的稳定性，陈为平等[30]综述了农机装备液压系统油污控制技术，上述研究为车辆液压元件的可靠性设计提供了重要参考。

然而，现有研究仍存在不足：一是热变形研究多集中于换向阀和一般滑阀，针对特种车辆用差动先导式溢流阀在极端工况下阀芯—阀体配合间隙演化的研究较少；二是多数研究仅获得温度场和总变形云图，对关键配合区域定向位移差及局部间隙变化的定量表征不够充分；三是将热变形指标直接纳入多目标优化模型的研究鲜有报道。

针对上述问题，本文以某型特种车辆液压系统用差动式先导溢流阀为研究对象，采用"流场分析—热流固耦合分析—多目标优化"的技术路线，系统研究高温高压工况下阀内流场特性、阀芯—阀体热变形机理及配合间隙演化规律，并通过多目标优化方法获取改善配合状态的最优结构方案，以期为特种车辆高性能液压阀的可靠性设计提供理论依据。

1 特种车辆差动式先导溢流阀工作原理及流场数值模拟

1.1 差动式先导溢流阀与工作原理

本文研究的差动式先导溢流阀集成于整体式电液单元阀体中，其结构如图 1 所示。主阀芯与弹

簧腔相连并在阀体孔内轴向滑动。进口压力油进入阀体后分为两路：一路作为主油路供给，另一路经先导油路进入控制腔，在主阀芯两侧形成差动面积上的控制压力。当系统压力较低时，液压力不足以克服弹簧预紧力，阀芯保持关闭；当系统压力升高至设定值附近时，控制腔压力使阀芯获得足够的开启净力，阀芯向开启方向移动，形成节流通道实现溢流卸荷；压力回落后，阀芯在弹簧力作用下复位关闭，实现闭环稳压过程。

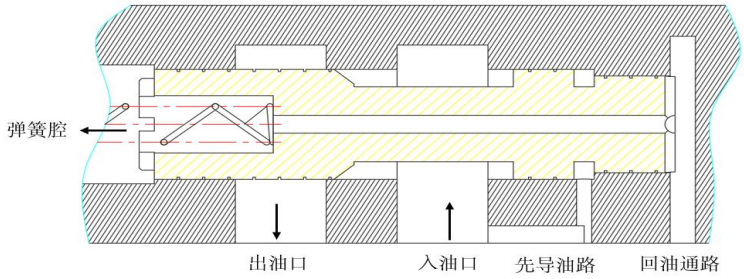


图 1　差动式先导溢流阀示意图

阀体材料为 2A14-T6 铝合金，阀芯材料为 45 号钢，流体介质为壳牌 5W-40 液压油，三种材质的具体参数如下表 1 所示。

表 1　材料参数表

属性名称	2A14-T6 铝合金	45 号钢	5w-40
密度	2800kg/m³	7800kg/m³	850kg/m³
导热系数	160W/(m.k)	45W/(m.k)	0.13W/(m.k)
弹性模量	73GPa	210GPa	-
泊松比	0.33	0.33	-
屈服强度	425 MPa	355MPa	-
比热容	880J/(kg.k)	461J/ kg.k	2000J/ kg.k

1.2 流场数值计算方法

对模型进行简化处理之后，采用 ANSYS Fluent 对阀内流场进行三维稳态数值模拟。流体域计算模型基于阀内真实流道抽取，对 0.6mm 开度下进口节流式阀口进行网格划分，采用非结构化多面体网格进行离散，对阀口节流区等流动参数梯度较大区域实施局部加密。经网格无关性验证，当网格数量达到约 150 万时，阀口压差变化稳定在 1%~2%范围内，满足计算精度要求。整体网格倾斜度小于 0.25，网格质量良好。图 2 为网格划分情况。

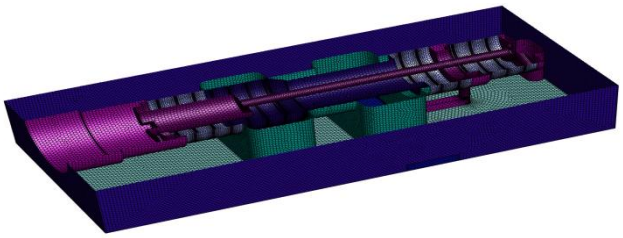


图 2　Fluent 网格划分(0.6mm)

进口边界条件：P 口为流量进口，设置温度单位为℃，进口温度设置为 120 ℃。模拟高温下的大流量油液对阀芯阀体壁面的影响。

出口边界条件：将计算模型的 T 口设为压力出口，T 口接油箱，通过调节 T 口背压来调节阀芯阀口两边的压差。

阀内油液流动属于黏性不可压缩湍流流动，采用雷诺时均 Navier-Stokes(RANS)方程进行求解。考虑到先导式溢流阀内部存在强逆压梯度、分离流动及节流射流冲击等特征，湍流模型选用 SST k-ω 模型[26]，该模型在近壁区采用 k-ω形式、在主流区向 k-ε过渡，对分离流动与射流问题具有较好的

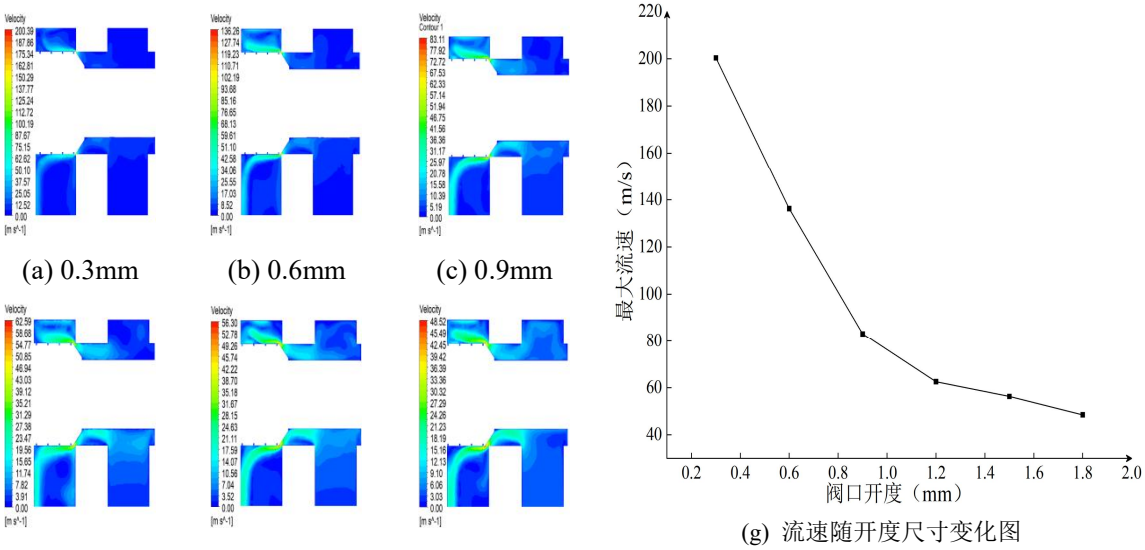
适用性。开启能量方程以求解温度场分布，流固共轭传热在 Fluent 中直接求解。

1.3 等效阀口开度对流场特性影响

以进口流量 100 L/min、进油温度 120 ℃为恒定边界条件，选取 0.3～1.8 mm 梯度等效阀口开度开展数值仿真，系统探究阀口开度对阀内速度场、温度场与压力场的调控机制：

1.3.1 等效阀口开度对速度的影响

如图 3 所示，节流狭缝为阀内流速极值核心区域。随等效阀口开度增大，阀口有效过流面积同步提升，节流射流峰值流速呈持续衰减趋势，且小开度区间流速下降速率显著高于大开度区间。小开度工况下阀腔内无明显回流结构；随开度逐步提升，阀腔拐角及射流下游区域流体易发生边界层分离，形成稳定旋涡区，且漩涡尺度随开度增加逐步扩大。



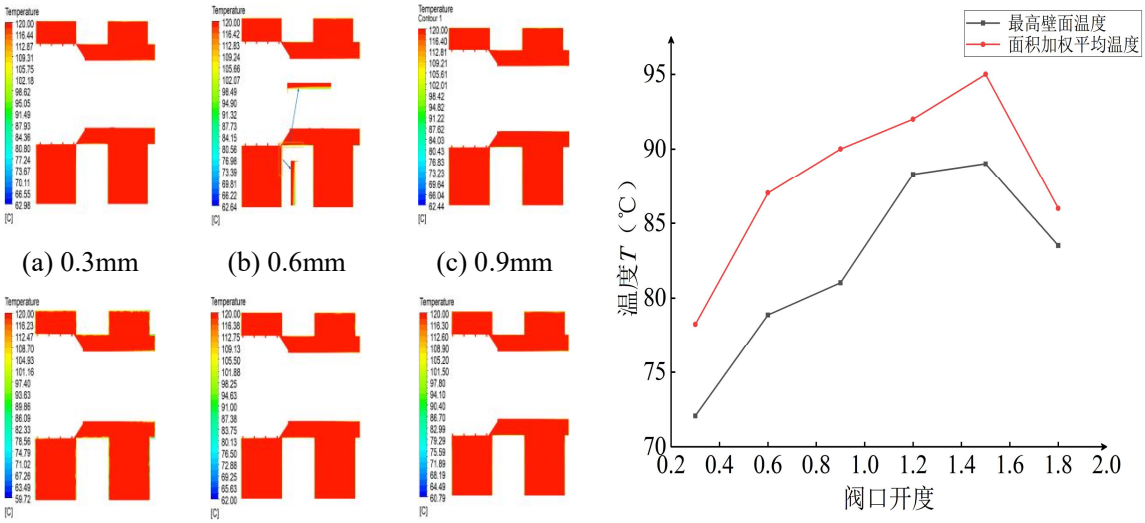
(a) 0.3mm　(b) 0.6mm　(c) 0.9mm

(d) 1.2mm　(e) 1.5mm　(f) 1.8mm　(g) 流速随开度尺寸变化图

图 3　不同等效阀口开度下的速度场分布及曲线图

1.3.2 等效阀口开度对温度分布的影响

如图 4 所示，油液黏性耗散产生的热量主要聚集于阀口固液交界面，近壁区域形成低温换热边界层。当等效阀口开度由 0.3 mm 增至 1.5 mm 时，节流区流体对壁面冲刷范围持续拓宽，壁面最高温度与面积加权平均温度同步升高；开度进一步提升至 1.8 mm 后，节流约束效应大幅弱化，壁面局部换热强度下降，壁面温度出现回落。



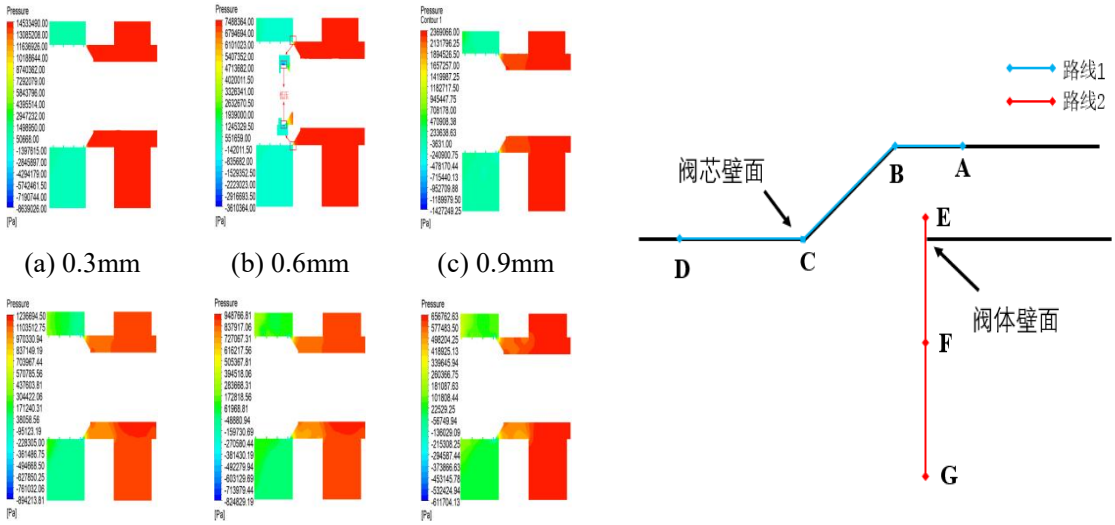
(a) 0.3mm　(b) 0.6mm　(c) 0.9mm

(d) 1.2mm　(e) 1.5mm　(f) 1.8mm　(g) 温度随开度尺寸变化图

图 4　不同等效阀口开度下的温度场分布及曲线图

1.3.3 等效阀口开度对压力分布的影响

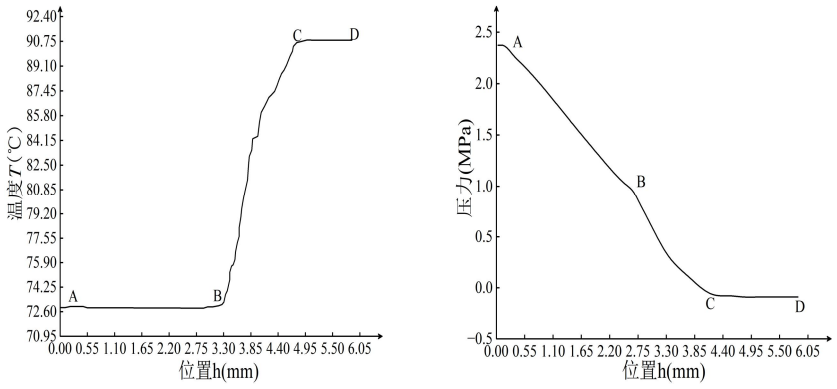
如图 5 以及图 6 所示，流体流经节流狭缝时产生剧烈压力损失，节流拐角与旋涡核心处易形成局部负压区。随等效阀口开度增大，节流作用持续减弱，阀口压降幅值与低压负压区范围同步收缩。选取 0.9 mm 开度工况下两条特征监测路径开展定量分析，结果表明：流体通过节流段时压力骤降、油温显著抬升，验证节流口是阀内压力损耗与黏性生热的核心敏感区域。



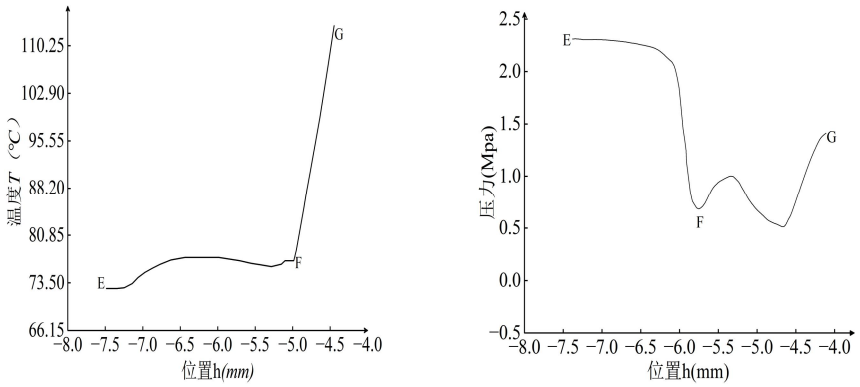
(a) 0.3mm (b) 0.6mm (c) 0.9mm

(d) 1.2mm (e) 1.5mm (f) 1.8mm (g) 0.9mm 阀口简图及路径标注

图 5　不同等效阀口开度下的压力场分布及路线图



(a)路线 1 温度分布 (b)路线 1 压力分布



(c) 路线 2 温度分布 (d) 路线 2 压力分布

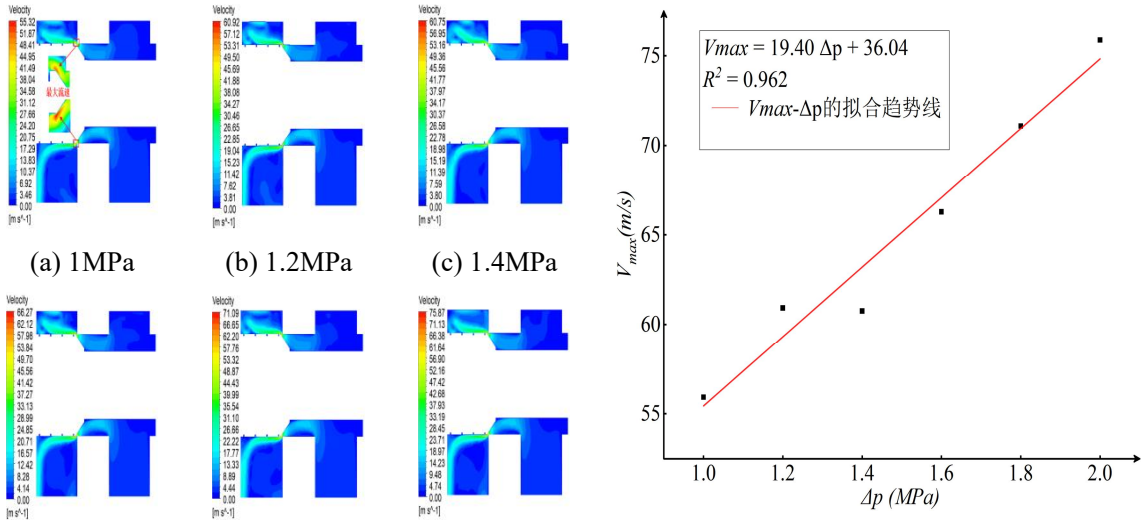
图 6　不同路线温度与压力曲线图

1.4 进出口压差对流场特性影响

固定等效阀口开度 0.9 mm、出口背压 0.2 MPa，设置进出口压差区间 1.0～2.0 MPa 完成多工况仿真，分析压差对阀内多物理场的影响规律：

1.4.1 阀口压差对速度分布的影响

如图 7 所示，压差仅改变节流射流流动强度，不会改变阀内整体流场拓扑结构与射流偏转方向。随进出口压差升高，阀口峰值流速近似线性增长，节流区高速流动覆盖范围同步扩张，而阀腔主流大容积区域流速始终维持较低水平；流速 - 压差拟合曲线决定系数较高，二者相关性显著。



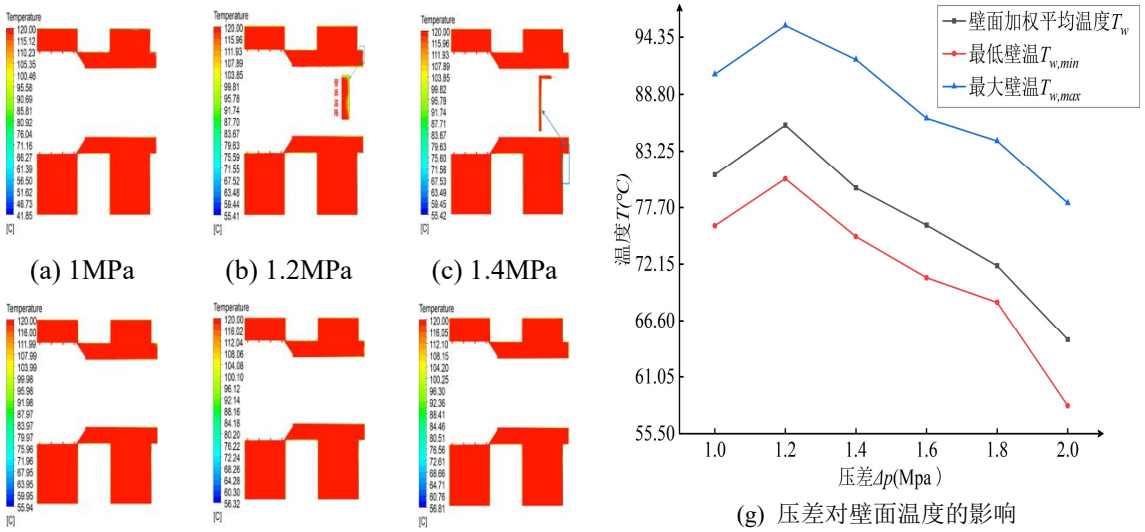
(a) 1MPa　(b) 1.2MPa　(c) 1.4MPa

(d) 1.6MPa　(e) 1.8MPa　(f) 2.0MPa　(g)拟合趋势图

图 7　不同压差下的速度场分布及曲线图

1.4.2 阀口压差对温度分布的影响

如图 8 所示，阀腔主流区油液温度基本维持进口 120 ℃，压差对阀内整体温度分布影响微弱。压差增大会加剧节流区域流体剪切作用，强化固壁对流换热效应，使阀腔壁面局部低温换热带特征更加显著，温度差异仅集中于近壁薄层区域。



(a) 1MPa　(b) 1.2MPa　(c) 1.4MPa

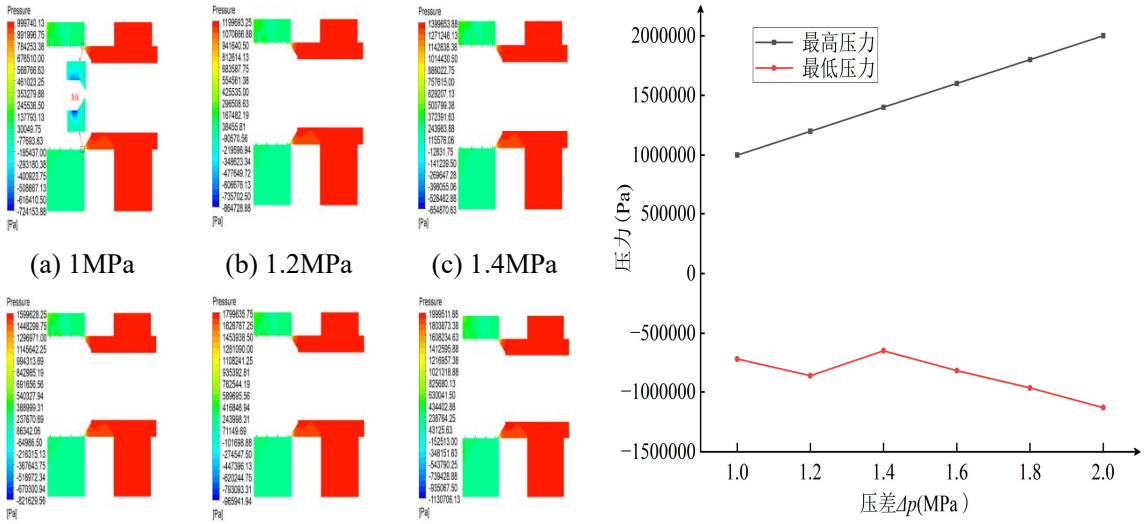
(d) 1.6MPa　(e) 1.8MPa　(f) 2.0MPa　(g) 压差对壁面温度的影响

图 8　不同压差下的温度场分布及曲线图

1.4.3 阀口压差对压力分布的影响

如图 9 所示，进出口压差提升会加剧节流处压力梯度突变，阀口低压负压区压力数值进一步降

低、分布范围小幅拓宽，阀内流体能量损耗显著增大。



(a) 1MPa (b) 1.2MPa (c) 1.4MPa

(d) 1.6MPa (e) 1.8MPa (f) 2.0MPa (g) 压差对阀口压力的影响

图 9　不同压差下的压力场分布及曲线图

1.5 小结

等效阀口开度通过改变有效过流面积，可对阀内流速、壁面温度、全域压降产生全局性调控作用；进出口压差仅作用于节流局部，主要改变射流强度，对阀腔整体温度、流场拓扑形态影响有限。两类工况仿真结果共同证实，节流狭缝是差动式先导溢流阀内部流动、传热效应最为敏感的关键区域。

2 基于单向热流固耦合的特种车辆溢流阀阀芯-阀体热变形机理分析

2.1 研究思路与理论基础

液压阀高压节流工况下黏性耗散引发温升，阀芯、阀体材料、散热边界差异造成非同步热膨胀，诱发配合间隙畸变、阀芯卡滞失效，该过程属于典型热流固多场耦合问题。本章采用单向热流固耦合求解框架：将第 1 章 CFD 求解得到的压力场、温度场作为结构场外载荷导入，联立固体导热方程与弹性力学控制方程，量化阀芯与阀体的热膨胀变形及配合间隙变化规律。计算过程如图 10 所示。

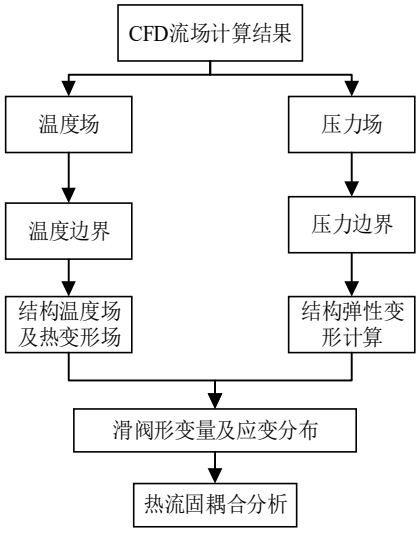


图 10　热流固耦合计算流程图

2.2 阀芯阀体变形位移量分析

分别开展仅温度载荷、温度 + 压力耦合载荷两组仿真，提取关键配合面轴向、径向定向位移，计算阀芯 - 阀体相对位移差，定量表征配合间隙演化：

为定量评估热变形对阀芯—阀体配合间隙的影响，本文提出关键点对相对位移差表征方法。在阀口邻近区域沿配合面周向选取 5 对对应特征点（A1~A5 为阀体侧，B1~B5 为阀芯侧），分别位于：阀口上边缘内壁(A1-B1)、阀口下边缘内壁(A2-B2)、阀孔左侧内壁(A3-B3)、阀孔右侧内壁(A4-B4)及窗口圆角过渡区(A5-B5)，如图 11 所示。

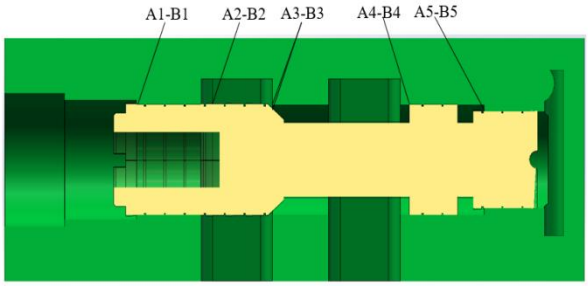
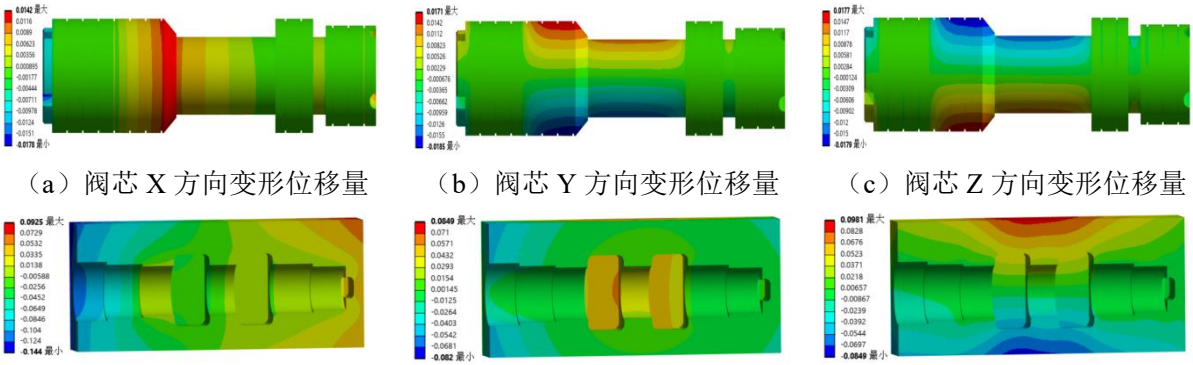


图 11　五组关键点位图

定义相对位移差$\Delta u = u_A - u_B$，其中u_A为阀体侧对应点位移，u_B为阀芯侧对应点位移。该相对位移差能够更直接反映局部间隙变化趋势。

2.2.1 只考虑导入温度的阀芯阀体变形位移量分析



（a）阀芯 X 方向变形位移量　（b）阀芯 Y 方向变形位移量　（c）阀芯 Z 方向变形位移量

（d）阀体 X 方向变形位移量　（e）阀体 Y 方向变形位移量　（f）阀体 Z 方向变形位移量

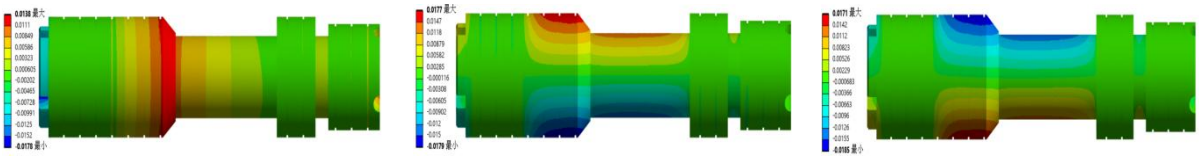
图 12　单温度阀芯以及阀体变形位移量

表 2　单温度结果下各方向形变位移量分析

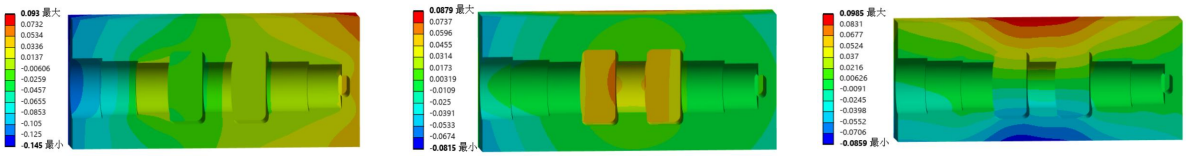
点对	ΔX	ΔY	ΔZ
A1-B1	0.015	0.034	-0.022
A2-B2	0.013	0.024	0.024
A3-B3	0.005	0.015	-0.001
A4-B4	0.020	0.030	0.004
A5-B5	0.018	0.037	-0.017

由图 12 以及表 2 可知，单一温度载荷下阀芯、阀体均发生热膨胀，但二者线膨胀系数、受热面积不一致，节流邻近配合区域径向、轴向变形量存在明显差值，局部间隙收缩，具备卡滞风险。

2.2.2 考虑温度和压力的变形位移量分析



（a）阀芯 X 方向变形位移量　（b）阀芯 Y 方向变形位移量　（c）阀芯 Z 方向变形位移量



（d）阀体 X 方向变形位移量　（e）阀体 Y 方向变形位移量　（f）阀体 Z 方向变形位移量

图 13　考虑温度和压力的阀芯和阀体的变形位移量

表 3　考虑温度和压力的各方向位移形变量

点对	ΔX	ΔY	ΔZ
A1-B1	0.018	0.046	-0.029
A2-B2	0.016	0.031	0.031
A3-B3	0.006	0.019	-0.002
A4-B4	0.025	0.041	0.005
A5-B5	0.022	0.050	-0.022

由图 13 以及表 3 可知，温度以及压力联合载荷下：流体压力附加挤压变形，进一步放大阀芯、阀体变形不协调程度；阀口小开度工况温升与节流压力损失更强，相对位移差达到峰值，间隙畸变最严重。

2.3 小结

本章建立差动先导溢流阀单向热流固耦合仿真体系，揭示了节流区域集中温升诱发阀芯、阀体非同步膨胀的变形机理；通过定向位移与相对位移差量化表征配合间隙变化，证实阀口开度、流场温压载荷共同决定间隙畸变程度，阐明热 - 力耦合作用下阀芯卡滞失效的内在机制，为后续多目标结构优化提供变形评价依据。

3 面向特种车辆可靠性的溢流阀结构多目标优化研究

依托第 1、2 章热流固耦合揭示的温升、间隙畸变失效机理，剔除阀体安装等无关几何结构，通过参数化预仿真对比各尺寸对阀芯总变形、配合相对位移、节流温升的响应程度，筛选出 4 个主导性几何参数作为优化变量：节流区附近阀芯关键圆柱段外径 Ds、节流区附近阀体局部壁厚 tb、节流边局部过渡圆角半径 rs 以及节流边相邻台肩轴向尺寸 Lt，关键参数具体位置如图 14 所示，参数选择依据以及优化范围如表 4 所示。

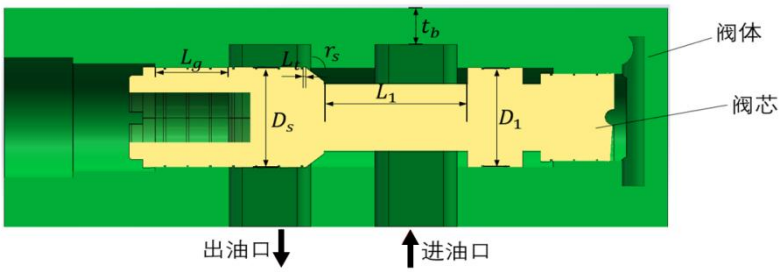


图 14　差动式先导溢流阀需优化的关键参数

表 4　设计变量表

符号	含义	选取依据	数值（mm）	取值范围（mm）
D_s	节流区附近阀芯关键圆柱段外径	影响局部受流面积、结构刚度及热变形分布	25.00	23.75-26.25
t_b	节流区附近阀体局部壁厚	影响阀体局部热刚度、导热能力及孔口胀大量	6.00	5.40-6.60
r_s	节流边局部过渡倒角	影响流动过渡特性、局部温度梯度及应力集中	0.50	0.35-0.65
L_t	节流边附近相邻台肩的轴向尺寸	影响节流区局部受热、受力及变形分布	16.00	13.60-18.40

选取最恶劣工况（阀口开度 0.6 mm，进口流量 100 L/min，油温 120 ℃）作为优化基准工况。采用拉丁超立方抽样方法在设计空间内生成 40 组样本点，对每组样本完成热流固耦合数值计算，提取最大总变形、最大相对位移差、最大等效应力及压降作为响应指标。选取 32 组为训练集、8 组为验证集，构建径向基函数(RBF)代理模型以替代高成本的完整耦合计算。表 5 列出了 40 组拉丁超立方抽样中的 5 个代表性最优样本点。

表 5　拉丁超立方抽样样本点

序号 \ 参数	D_s	t_b	r_s	L_t	Δ_{max}	$U_{\max}$	$\sigma_{\max}$	Δp
1	25.47	5.83	0.59	17.57	0.035	0.041	7.12	2.11
2	25.14	6.53	0.51	14.94	0.042	0.052	8.52	3.14
3	23.92	6.57	0.55	14.12	0.041	0.015	9.43	4.12
4	25.75	5.51	0.59	13.99	0.015	0.024	10.25	5.13
5	23.77	5.75	0.48	17.86	0.064	0.036	11.54	4.14

以阀芯—阀体最大总变形$U_{\max}$和关键配合区域最大相对位移差Δ_{max}最小为优化目标，以最大等效应力不超过材料屈服强度和压降不超过许用范围为约束条件，建立多目标优化模型。

采用 NSGA-II 算法进行多目标优化求解，参数设置为：种群大小 80，交叉概率 0.9，进化代数 100。获得 Pareto 最优解集后，采用 TOPSIS 方法进行综合决策，以贴近度最大为准则筛选综合最优方案。代理模型精度评价采用决定系数 R^2和均方根误差 RMSE，Δ_{max}和$U_{\max}$的 R^2值以及 RMSE 如表 6 所示，表明代理模型拟合精度满足优化要求。

表 6　R2 和 RBF 的 RMSE

	R^2	RMSE
$\Delta_{\max}$	0.955	0.048
$U_{\max}$	0.986	0.052

4 优化结果与讨论

图 15 为 NSGA-II 算法获得的 Pareto 前沿及 TOPSIS 最优解位置。Pareto 前沿分布均匀，收敛性良好，反映了最大总变形$U_{\max}$与最大相对位移差Δ_{max}两个目标之间的权衡关系。TOPSIS 最优方案对应 Ds=24.85 mm，tb=6.35 mm，rs=0.58 mm，Lt=14.50 mm。

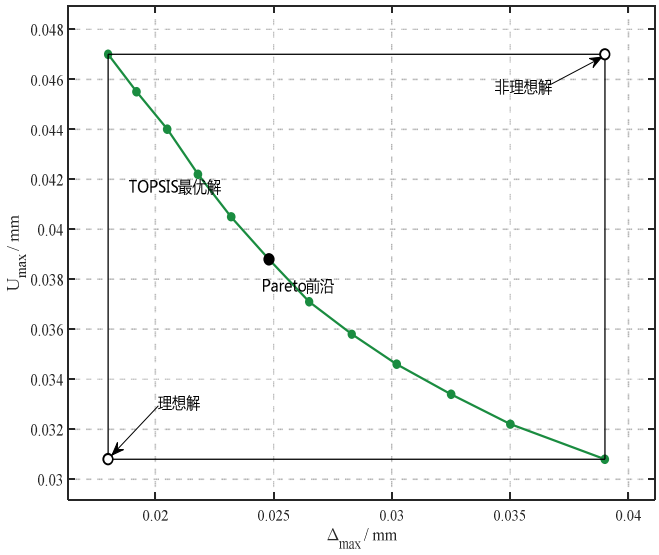
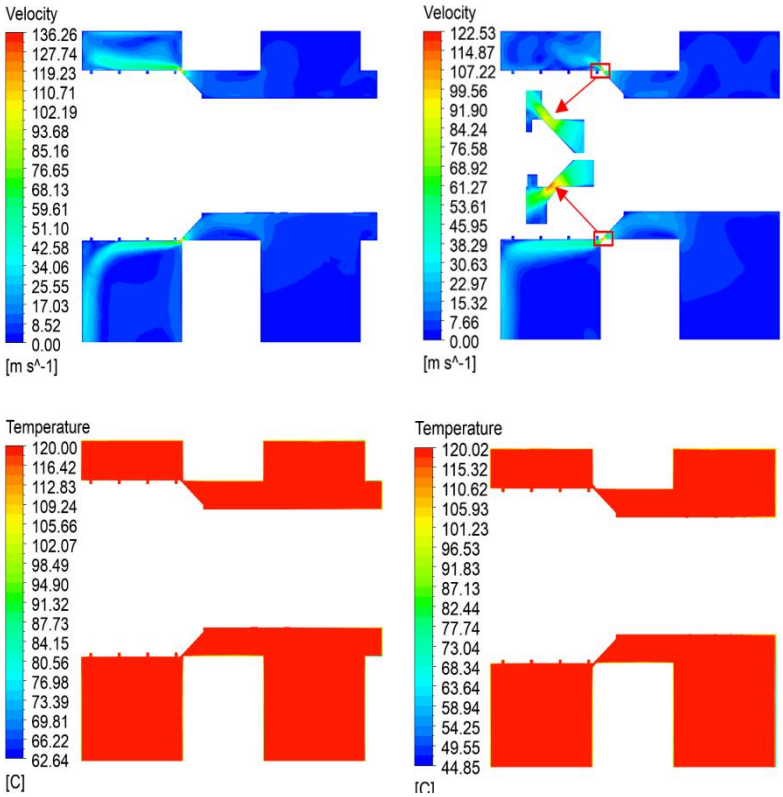
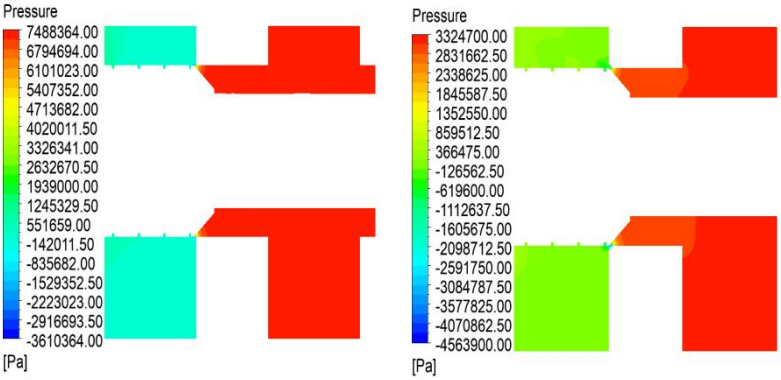


图 15　差动式先导溢流阀结构多目标优化 Pareto 前沿及 TOPSIS 最优解示意图

表 7 对比了优化前后阀内流场关键参数的变化。优化后阀口最大流速由 136.26 m/s 降至 122.53 m/s，说明优化后阀口节流强度有所降低，流动更加平缓。最大压力由 7.48 MPa 降至 3.32 MPa，最小压力由−3.61 MPa 变为−4.56 MPa。最高油温保持 120 ℃不变，最低温度由 62.64 ℃降至 44.85 ℃，表明壁面附近换热有所增强。





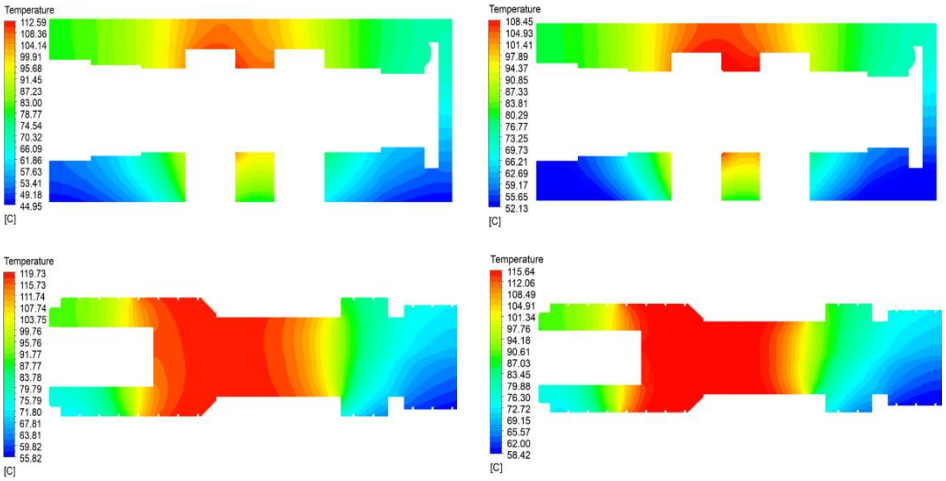
（a）优化前　　（b）优化后

图 16　优化前后对比图

表 7　优化对比

方案 \ 结果	最大速度/（m·s⁻¹））	最低温度/（°C）	最高温度/（°C）	最大压力/MPa	最小压力/MPa
优化前	136.26	62.64	120	7.48	-3.61
优化后	122.53	44.85	120	3.32	-4.56

图 17 和表 8 内容表明了优化前后阀芯与阀体的温度场，两者温度场分布规律总体一致，高温区域仍集中于阀口及阀芯—阀体配合面附近，说明结构优化未改变阀内基本传热特征。优化后阀体最高温度由 112.6 ℃降至 108.5 ℃，阀芯最高温度由 119.7 ℃降至 115.6 ℃，中部高温区范围有所缩小，温度过渡更加平缓，表明优化后局部热量集中现象得到一定缓解。



（a）优化前　　（b）优化后

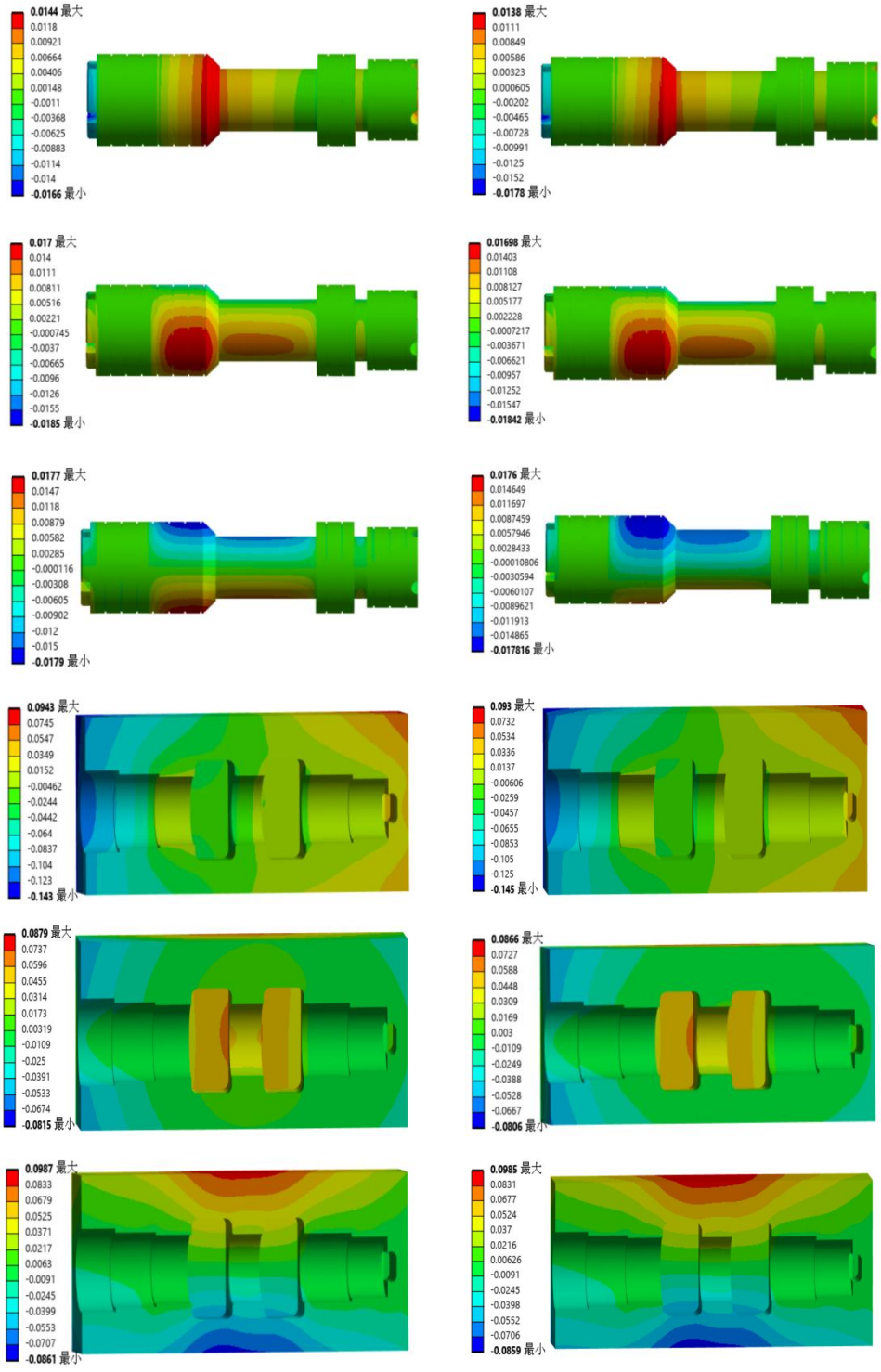
图 17　阀芯阀体温度对比

表 8　优化前后温度对比

构件	优化前最高温度/°C	优化后最高温度/°C	降低值/°C	降幅/%
阀体	112.6	108.5	4.14	3.68
阀芯	119.7	115.6	4.09	3.42

图 18 和表 9 给出了优化前后阀芯与阀体各方向最大形变量的对比。优化后阀芯 X 方向最大形变量由 0.0144 mm 降至 0.0138 mm，Y 方向最大形变量由 0.0170 mm 降至 0.0169 mm。阀体 X 方向最大形变量由 0.094 mm 降至 0.092 mm，Y 方向由 0.088 mm 降至 0.086 mm，Z 方向由 0.098 mm 降至 0.094 mm（。优化后阀芯与阀体局部高变形区域范围有所收缩，变形集中现象得到缓解。其中阀

体 Z 方向降幅最大，该方向正是配合间隙变化的敏感方向之一，表明优化对改善配合状态具有针对性。



(a) 优化前　　(b) 优化后

图 18　阀芯和阀体优化前后各方向形变量大小

表 9　阀芯以及阀体变形量优化前后对比（单位 mm）

方案 \ 结果	X 方向	Y 方向	Z 方向
阀芯优化前	0.0144	0.0170	0.0177
阀芯优化后	0.0138	0.0169	0.0176

阀体优化前	0.094	0.088	0.098
阀体优化后	0.092	0.086	0.094
阀芯降幅	4.20%	0.58%	0.56%
阀体降幅	2.10%	2.30%	4.10%

综合来看，优化方案在保证阀内基本流场特性不明显恶化的前提下，有效减小了阀芯与阀体的形变量和局部相对位移差，改善了热变形协调性。优化效果的机理在于：适当调整阀芯外径 Ds 和阀体壁厚 tb 优化了局部结构刚度与热容量匹配，增大过渡圆角 rs 降低了节流边的应力集中与温度梯度，调整台肩轴向尺寸 Lt 改善了局部受热与受力分布的均匀性。上述参数的协同调整使得阀芯与阀体在热载荷下的变形更加协调，从而降低了局部相对位移差和卡滞风险。

5 总结与展望

5.1 总结

(1) 节流阀口为差动式先导溢流阀流动与热效应敏感核心，高速射流、局部温升与压力骤降均集中于节流区域。阀口开度、进出口压差是调控阀内多物理场的关键参数。在特种车辆 0.3~1.8 mm 阀口开度、1.0~2.0 MPa 压差典型工况下，小开度节流效应剧烈；随开度提升，节流约束弱化，全域流场分布趋于平缓。

(2) 阀芯与阀体受热后热变形失配特征显著，Y、Z 向横向变形对配合间隙起主导作用；阀口附近特征点最大相对位移差达 0.050 mm，与 0.03~0.05 mm 初始配合间隙处于同一量级，极易诱发阀芯卡滞、系统调压性能劣化。本文提出的关键点对相对位移差量化方法，可精准定位间隙畸变敏感区域与变形主导方向。

(3) 采用 RBF 代理模型结合 NSGA-II 算法构建以热变形最小化为目标的多目标优化框架，依托 TOPSIS 法完成 Pareto 最优解集综合决策。优化后阀芯 X 向最大变形降低 4.2%，阀体 Z 向最大变形降低 4.1%，阀口局部高温区域收缩、温度梯度趋于缓和，证明该优化体系可有效改善阀芯 - 阀体热变形协调性。

(4) 本文构建“流场仿真分析 — 单向热流固耦合变形解析 — 结构多目标优化”完整技术路线，系统揭示高温高压下溢流阀热致失效内在机制，可为特种车辆液压阀可靠性优化设计提供理论支撑。

5.2 展望

本文采用单向热流固耦合开展数值分析，尚未考虑流体与固体之间双向动态交互效应；后续可构建双向热流固耦合模型，并结合试验测试，进一步验证仿真结果。同时可拓展考虑油液物性随温度变化、振动载荷等复合工况，完善极端条件下溢流阀多场耦合特性研究。

参考文献：

[1] 徐兵, 沈俊, 刘顺, 等. 面向工业 4.0 的电液控制阀研究与发展[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 33(2): 13-32.

[2] Elsaed E, Linjama M. A review of pilot-operated hydraulic valves—development, challenges, and a comparative study[J]. International Journal of Fluid Power, 2023: 683-724.

[3] 钱锦远, 姚怀宇, 吴嘉懿, 等. 先导式阀门先导结构的研究进展[J]. 液压与气动, 2021, 45(3): 14-24.

[4] 蒋佳骏, 吴张永, 杨文勇, 等. 永磁弹簧先导式溢流阀导阀设计与性能分析[J]. 液压与气动, 2020(5): 155-161.

[5] 吴万荣, 田广天, 郝前华. 高频交变压力下先导式溢流阀响应特性研究[J]. 工程设计学报, 2018, 25(6): 718-724.

[6] He J, Zhang Y, Liu X, et al. Experiment and simulation study on cavitation flow in pressure relief valve at different hydraulic oil temperatures[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2023, 89: 102289.

[7] Zhang Y, Liu X, Wan X, et al. Drag reduction mechanisms and cavitation inhibition effect of coupling bionic design on pressure relief valve[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2025, 102: 102796.

[8] Wang L, Wang Z, Ding X, et al. Dynamic behaviors of large-diameter pilot-operated pressure safety valves[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2025, 101: 102752.

[9] Tamburrano P, Plummer A R, Distaso E, et al. A review of electro-hydraulic servovalve research and development[J]. International Journal of Fluid Power, 2018: 1-23.

[10] Domagala M, Fabis-Domagala J. A review of the CFD method in the modeling of flow forces[J]. Energies, 2023, 16(16): 6059

[11] Qian J, Gao Z, Hou C, et al. A comprehensive review of cavitation in valves[J]. Bio-Design and Manufacturing, 2019, 2(2): 119-136.

[12] Angadi S V, Jackson R L. A critical review on the solenoid valve reliability, performance and remaining useful life[J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 136: 106231.

[13] Chen Q, Ji H, Xing H, et al. Experimental study on thermal deformation and clamping force characteristics of hydraulic spool valve[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 129: 105698.

[14] Lisowski E, Filo G. CFD analysis of the characteristics of a proportional flow control valve with an innovative opening shape[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 123: 15-28.

[15] An W, Ren L, Bai Y, et al. Numerical simulation of the temperature rise and cavitation flow in a hydraulic slide valve[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2024, 96: 102553.

[16] 帅晓锋, 刘克金, 叶新娜. 特种车辆液压系统故障分析[J]. 河南科技, 2015(20): 123-124.

[17] 周爱萍, 王显会. 大型特种车辆液压系统的故障树分析研究[J]. 液压气动与密封, 2010, 30(11): 55-58.

[18] 胡际万, 谢武德, 汪育, 等. 某型特种车辆液压系统油源回路故障模糊诊断方法研究[J]. 液压气动与密封, 2018, 38(1): 64-67.

[19] Deng J, Shao X M, Fu X, et al. Evaluation of the viscous heating induced jam fault of valve spool by fluid-structure coupled simulations[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(4): 947-954.

[20] Yang M, Lian K, Luo S, et al. Simulation analysis and optimization of pilot type electro-hydraulic proportional directional valve based on multi field coupling[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2024, 100: 102726.

[21] 许家祥, 林振浩, 聂家熙, 等. 节流槽形状对液压滑阀卡滞力的影响[J]. 液压与气动, 2024, 48(4): 1-8.

[22] Gui S, Zhang S, Fu B, et al. Fluid-dynamic analysis and multi-objective design optimization of piezoelectric servo valves[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2022, 85: 102157.

[23] Mutlu Y, Dönmez A H, Karadağ M A, et al. Pressure drop and cavitation optimization of a relief valve featuring quick coupling used in radar systems[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2025, 50(4): 2321-2334.

[24] 李若海, 桂肃尧, 张靖雨, 等. 液压伺服阀阀芯结构优化及实验验证[J]. 液压与气动, 2024, 48(11): 154-162.

[25] 隋帆, 徐东涛, 彭思达, 等. 抑制调节阀流场空化的响应面结构优化[J]. 液压与气动, 2024, 48(4): 133-141.

[26] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.

[27] 姚怀新. 工程车辆液压元件工作压力的合理选择与匹配[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2002, 22(4): 70-74.

[28] 姚怀新. 工程车辆液压元件工作转速的选择及参数匹配[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2002, 22(2): 69-72.

[29] 张德, 谷立臣, 耿宝龙, 等. 非平稳工况下闭式泵控马达液压系统的稳定性分析[J]. 机电工程, 2021, 38(3): 300-305.

[30] 陈为平, 任志英, 陈学永. 农机装备液压系统油污控制研究: 现状、挑战与发展趋势[J]. 中国农机化学报, 2026, 47(1): 231-240.

双电机驱动履带拖拉机防跑偏控制研究

戴可欣[1]，张伟[1]，李杰[1]，易君泰[1]，尹坤[1]，李言覃[1]，莫竞芳[2]

（1. 湘潭大学机械工程与力学学院，湘潭 411105；2. 江麓机电集团有限公司，湘潭 411100)

摘　要:针对南方黏质水稻田高含水率、强黏聚力的软地面作业场景，双电机驱动履带拖拉机易因履带 - 土壤作用时变特性与随机扰动发生行驶跑偏，现有控制策略普遍存在工况适配性差、响应滞后、模型失配导致精度不足等问题。本文以双电机驱动履带拖拉机为研究对象，基于贝克软地面理论建立耦合驱动系统动力学模型并完成控制通道解耦；提出融合扩张状态观测器与模型预测控制（MPC）的车速控制器，结合模糊逻辑辅助 MPC 的横摆角速度控制器，构建分层防跑偏控制策略。多工况联合仿真表明，相较于传统 MPC，该策略平地转向与直线变速工况下车速超调量、稳态误差最高降幅分别达 87.4%、72.2%，横摆角速度稳态误差显著降低，扰动收敛时间缩短约 60%；轨迹跟踪精度与控制平顺性明显提升，可有效抑制电机力矩抖振。该策略适配南方黏质水田强非线性时变扰动工况，能显著提升履带拖拉机航向保持能力，为水稻精准种植提供技术支撑。

关键词：电驱动履带车辆；MPC 控制；防跑偏控制；履带拖拉机

Research on anti deviation control of tracked tractor driven by double motors

DAI Kexin[1], ZHANG Wei[1], LI Jie[1], YI Juntai[1], YIN Kun[1], LI Yanqin[1],

MO Jingfang[2]

(1.School of Mechanical Engineering and Mechanics，Xiangtan University，Xiangtan 411105；
2.Jianglu Electromechanical Group Co.,Ltd；xiangtan 411100)

Abstract：Aiming at the soft ground operation scenario of clayey paddy fields in southern China with high water content and strong cohesion, dual-motor driven crawler tractors are prone to driving deviation due to time-varying track-soil interaction characteristics and random disturbances. Existing control strategies generally suffer from poor working condition adaptability, response lag, and insufficient accuracy caused by model mismatch.Taking the dual-motor driven crawler tractor as the research object, this paper establishes a dynamic model of the coupled drive system based on Bekker soft ground theory and realizes control channel decoupling. A vehicle speed controller integrating the extended state observer (ESO) and model predictive control (MPC) is proposed, and a yaw rate controller with fuzzy logic system (FLS)-assisted MPC is adopted to construct a hierarchical deviation prevention control strategy.Multi-condition co-simulation results demonstrate that compared with traditional MPC, the proposed strategy reduces the peak vehicle speed overshoot and steady-state error by up to 87.4% and 72.2% respectively under flat steering and linear variable speed conditions. The steady-state error of yaw rate is significantly reduced, and the disturbance convergence time is shortened by approximately 60%. Meanwhile, the trajectory tracking accuracy and control smoothness are remarkably improved, and motor torque chattering is effectively suppressed.This strategy adapts to the strongly nonlinear time-varying disturbance conditions of clayey paddy

fields in southern China, and can significantly enhance the heading keeping capability of crawler tractors, providing technical support for precision rice planting.
Key words: Electric driven tracked vehicles;MPC control;Anti-deviation;control;crawler tractor

引言

近年来，面向智能农业机械的自主作业技术已成为研究热点[1-4]，轨迹跟踪控制凭借其在路径跟随精度、作业一致性与自动驾驶集成方面的优势，得到了广泛深入的研究[5-9]，成果大多聚焦于上层导航决策与路径跟踪算法设计，通过优化转向控制、速度规划与姿态补偿不断提升轨迹跟踪精度。然而，在实际作业中，双电机独立驱动履带拖拉机极易因非预期的驱动同步误差出现行驶跑偏。这种底层执行误差无法由上层轨迹跟踪算法补偿，因此开展底层防跑偏控制研究是提升实际作业精度的关键前提。

在轮式农业车辆中，PID 类算法因结构简单、可靠性高得到广泛应用。Zhu 等[10]针对山地四轮转向拖拉机提出前馈+横摆角速度反馈的模糊 PID 策略，将横摆角速度稳定时间缩短 72.2%；Zhang 等[11]将其应用于拖拉机辅助驾驶速度控制，实现了±0.5km/h 的跟踪精度；An 等[12]开发的数字 PID 电动转向系统，为农业车辆低成本自动化改造提供了可行方案。但传统固定参数 PID 对土壤工况变化适应性不足，且现有模糊 PID 研究多聚焦轮式车辆，未考虑履带与软地面的复杂相互作用。

在履带式车辆控制领域，Weijian Jia[13]等建立高速履带车辆转向动力学模型，分析了 5 种典型路面的转向稳定性边界，但未提出闭环控制算法；早期转速、转矩单一控制策略分别存在负载适应性差、转向半径精度低的缺陷，Hu[14]等提出的转矩-转速集成控制虽融合了二者优势，但仍采用传统 PID 控制器，对履带滑转滑移扰动的鲁棒性有限。盖江涛等[15]通过建立转向修正系数映射关系将转向偏差降至 5.6%，但修正系数依赖预先标定的路面参数，工况泛化能力不足。Haijun Zhang[16]等开发高隙植保机分层扭矩分配策略，改善了低附着路面稳定性，但无法直接应用于履带式双侧驱动系统。张晨曦等[17]、陈兵等[18]将扩张状态观测器、滑模控制引入分层控制架构，显著提升了跟踪精度，但滑模控制固有抖振问题仍未完全消除；侯旭朝等[19]提出的非线性自抗扰控制虽有效抑制了高速转向侧滑，但参数整定复杂、计算量较大；卢佳兴等[20]开发的双参数自适应 MPC 算法在精度与效率间取得平衡，但其依赖大量离线训练数据，极端工况下性能易退化。

综上，现有研究虽在农业车辆运动控制领域取得显著进展，但多数模型基于硬路面或平地假设，未充分考虑南方黏质水稻田高含水率、低承载能力导致的履带大滑移与非线性侧向力特性，部分先进算法工程化适配性不足，难以满足水田作业的严苛要求。针对上述问题，本文以双电机驱动履带拖拉机为研究对象，基于贝克软地面理论建立履带-土壤相互作用动力学模型，采用逆奈奎斯特阵列法完成车速与横摆角速度控制通道解耦，提出融合扩张状态观测器与 MPC 控制的车速控制器及模糊逻辑系统辅助 MPC 控制的横摆角速度控制器，形成一套适配南方黏质水稻田的分层防跑偏控制策略，有效解决软地面工况下的模型失配问题，同时满足低速大负载作业下的防跑偏与精准转向需求，为南方水稻精准种植提供关键技术支撑。

1 系统建模

1.1 车辆转向动力学模型

B 为履带中心距，L 为履带的接地长度，R 为转向半径，o 为车辆的几何中心，Os 为履带车辆瞬时转向中心，D 为转向中心纵向偏移量，A_1、A_2 为内外侧履带转向极的横向偏移量，F_l、F_r 为内外侧履带牵引力，ω为横摆角速度，v 为车速，履带车辆转向动力学模型如图 1 所示。

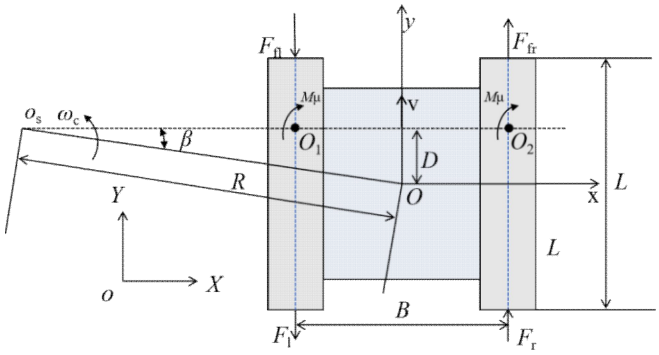


图 29　履带车辆转向动力学模型

根据履带车辆行驶理论，其动力学方程为：

$$\begin{cases} F_r + F_l - F_{fl}(v) - F_{fl}(v) - F_d = m\dot{v} \\ (F_r - F_l)\dfrac{B}{2} - M_u - M_d = J\dot{w} \end{cases} \tag{1}$$

式中：F_{fl}、F_{fr}是两侧履带纵向行驶阻力（N）；F_d是坡道阻力、风阻等不确定纵向阻力（N）；M_μ是车辆转向阻力矩，主要与车速和横摆角速度相关（Nm）；M_d是瞬时转向中心偏移造成转向阻力矩的不确定变化量（N·m），J是整车转动惯量（$kg\cdot m^2$）；m是质量（kg）。

其中转向阻力矩为：

$$M_u = \frac{\mu G L}{4} \tag{2}$$

式中：μ是转向阻力系数；G 是履带拖拉机车重（kg）；L 为履带接地长度（m）。

$$\mu = \frac{B\mu_{\max}}{0.925 + 0.6R} \tag{3}$$

式中：$\mu_{\max}$为最大转向阻力系数；R为转向半径（m）；B 为车宽（m）。

1.2 车速和横摆角速度控制变量的解耦

整车系统为基于油门与转向指令的双输入双输出耦合系统。为实现车速与横摆角速度的精准独立控制，需通过解耦将其转化为两个单输入单输出控制系统。

公式(1)可得车速和横摆角速度与两侧履带牵引力的关系式为:

$$\begin{cases} \dot{v} = \dfrac{F_r + F_l - F_{fl}(v) - F_{fl}(v) - F_d}{m} \\ \dot{w} = \dfrac{(F_r - F_l)B - 2(M_u - M_d)}{2J} \end{cases} \tag{4}$$

将两侧履带牵引力、地面阻力和转向阻力矩的表达式分别带入车速和横摆角速度与两侧履带牵引力的关系式中再进行拉普拉斯变换，可得到整车系统的运动控制方程为：

$$\begin{pmatrix} v(s) \\ \omega(s) \end{pmatrix} = G(s)\begin{pmatrix} T_1(S) \\ T_2(S) \end{pmatrix} - \psi(s, v, \omega) - f(s) - d(s) \tag{5}$$

式中 G(s)——控制量增益矩阵：

$$G(s) = \begin{pmatrix} \dfrac{in}{mrs} & \dfrac{in}{mrs} \\ -\dfrac{iB}{2rJs} & \dfrac{iB}{2rJs} \end{pmatrix} \tag{6}$$

整车系统中的控制量增益矩阵 G(s)是一个非对角阵，这就表明两侧电机的输出力矩 T_1、T_2之间

存在耦合关系。为了在车速和横摆角速度的调节过程中，其中一个控制通道的控制量调整不会对另一个控制通道产生影响，可按照逆奈奎斯特阵列法（INA）将控制量增益矩阵 $G(s)$化为对角优势阵 $Q(s)$，从而消除控制的耦合作用。

$$Q(s)=\begin{pmatrix} Q_{11}(s) & 0 \\ 0 & Q_{22}(s) \end{pmatrix}=G(s)K_{\mathrm{p}} \tag{7}$$

矩阵 G(s)化为对角优势阵 Q(s)得到解耦后的整车系统的运动控制方程为：

$$\begin{pmatrix} v\ (s) \\ \omega\ (s) \end{pmatrix}=Q(s)\begin{pmatrix} u_1(s) \\ u_2(s) \end{pmatrix}-\psi(s,v\ ,\omega\ )-f(s)-d(s) \tag{8}$$

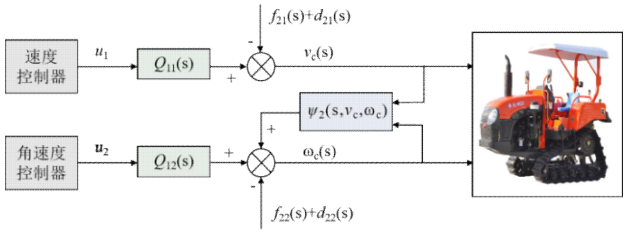


图 30　控制变量的解耦示意图

2 车辆控制器设计

首先将规划模块生成的期望车速 v^*与期望横摆角速度ω^*作为指令输入。上层双补偿 MPC 控制系统完成车速与角速度的闭环控制，基于车辆模型并融合实时状态反馈，通过滚动时域优化求解基础控制量 u_1、u_2；同时引入 ESO 扩张状态观测器观测系统总扰动，输出补偿量 u_{c1} 对速度环进行前馈校正，结合 FLS 模糊逻辑系统基于角速度偏差生成补偿量 u_{c2} 补偿转向环节非线性不确定性。下层解耦及补偿系统将上层生成的综合力矩与差速力矩指令，经动力学解耦运算转化为左、右履带驱动力矩指令 T_{L}、T_{R}，最终驱动电驱动履带车辆高精度跟踪期望轨迹，控制逻辑总图如图 3 所示。

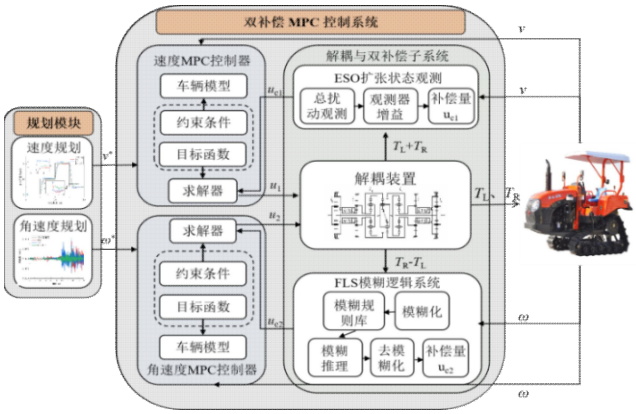


图 31　控制逻辑图

2.1 车速控制器搭建

2.1.1 传统 MPC 车速控制器

传统模型预测控制（MPC）通过构建车辆动力学模型，在滚动优化过程中求解带约束的优化问题，实现对车速的跟踪控制。

履带车辆的纵向动力学方程可简化为：

$$m\dot{v}=F-F_{\lambda} \tag{9}$$

其中：v 为车辆实际车速（m/s）；m 为车辆总质量(（kg）；F 为履带驱动力（N）；F_{λ}为总阻

力（N），包括滚动阻力、空气阻力等，传统 MPC 中视为未知扰动。

将式（9）离散化，得到状态空间模型：

$$v(k+1)=v(k)+\frac{T}{m}[F(k)-F_{\lambda}(k)] \tag{10}$$

由于传统 MPC 无法直接观测 F_{λ}，通常假设 $F_{\lambda}(k)\approx 0$ 或视为常值扰动，模型简化为：

$$v(k+1)=v(k)+\frac{T}{m}F(k) \tag{11}$$

基于式（11），未来 N_p 步的车速预测值为：

$$\hat{v}(k+i\,|\,k)=v(k)+\frac{T}{m}\sum_{j=0}^{i-1}F(k+j\,|\,k)(i=1,2,...,N) \tag{12}$$

其中，$\hat{v}(k+i\,|\,k)$ 为第 k 时刻对第 $k+i$ 时刻的车速预测，$F(k+j\,|\,k)$ 为第 k 时刻优化得到的第 $k+j$ 时刻的驱动力。

MPC 是通过二次型目标函数平衡“跟踪精度”与“控制代价”，则目标函数与加权系数设计表达式为：

$$\begin{aligned} J=&\sum_{i=1}^{N_p}Q\cdot[v_{ref}(k+i\,|\,k)-\hat{v}(k+i\,|\,k)]^2+\\ &\sum_{j=0}^{N_c-1}R\cdot[F(k+j\,|\,k)]^2 \end{aligned} \tag{13}$$

其中 N_p 为预测时域，N_c 为控制时域（$N_c\le N_p$）；λ为控制量惩罚系数；Q 为状态权重；R 控制量权重。

2.1.2 ESO-MPC 车速控制器

传统 MPC 因忽略未知阻力 F_{λ}易导致跟踪误差，引入扩张状态观测器（ESO）可用于观测非线性外部扰动、模型中不确定参数等，实时估计阻力扰动，形成 ESO-MPC 控制器，对不确定纵向行驶阻力项 F_{λ}进行观测，通过扰动前馈补偿提升抗扰能力。

$$\begin{cases} e_1=v-\hat{v}\\ \dot{\hat{v}}=\dfrac{u_v}{m}+\dfrac{\hat{F}_{\lambda}}{m}+\beta_{01}e_1\\ \dfrac{\dot{\hat{F}}_{\lambda}}{m}=\beta_{02}\,\mathrm{fal}(e_1,a_1,\zeta_1) \end{cases} \tag{14}$$

式中：v、$\hat{v}$ 分别为车速的实际值和观测值（m/s），$\hat{F}_{\lambda}$ 为 ESO 对不确定项 F 的观测值（N），β_{01}、β_{02}是误差校正系数，非线性函数 $\mathrm{fal}(e_1,a_1,\zeta_1)$ 的表达式如下所示：

$$\mathrm{fal}(e_1,a_1,\zeta_1)=\begin{cases} |e_1|^{a_1}\,\mathrm{sgn}(e_1) & |e_1|>\zeta_1\\ e_1/\zeta_{e_1}^{1-a_1} & |e_1|\le\zeta_1 \end{cases} \tag{15}$$

式中：a_1、ζ_1为非线性参数，a_1=0.5，$\zeta_1>0$。

ESO 离散化方程为：

$$\begin{cases} e_1(k)=v(k)-\hat{v}(k) \\ \hat{v}(k+1)=\hat{v}(k)+T\cdot(\dfrac{u_v(k)}{m}+\dfrac{\hat{F}_\lambda(k)}{m}+\beta_{01}e_1(k)) \\ \dfrac{\hat{F}_\lambda(k+1)}{m}=\hat{F}_\lambda(k)+T\cdot(\beta_{02}\,\mathrm{fal}(e_1(k),a_1,\zeta_1)) \end{cases} \tag{16}$$

ESO-MPC 将 ESO 估计的阻力 $\hat{F}_\lambda$ 纳入预测模型，修正后的预测方程为：

$$\begin{aligned} J=&\sum_{i=1}^{N_p}Q\cdot[v_{ref}(k+i\,|\,k)-\hat{v}(k+i\,|\,k)]^2 \\ &+\sum_{j=0}^{N_{c-1}}R\cdot[F(k+j\,|\,k)]^2 \\ &+\gamma(F_\lambda(k)-\hat{F}_\lambda(k))^2 \end{aligned} \tag{17}$$

2.2 横摆角速度控制器搭建

2.2.1 基于 MPC 的角速度控制器

履带车辆转向的核心是绕回转中心的角运动，建立转向角速度动力学方程：

$$J\dot{\omega}=\Delta T\cdot\frac{B}{2}-M_f \tag{18}$$

式中：J 为履带车辆转向转动惯量 $\mathrm{kg\cdot m^2}$；w 为转向角速度（rad/s），目标跟踪值记为 ω^*；ΔT 为两侧履带驱动力矩差（N·m），B 为履带车辆轮距（m）；M_f 为转向阻力矩（N·m）。

为适配模型预测控制（MPC）的离散化求解需求，采用前向欧拉法对式(1)离散化

$$w(k+1)=w(k)+\frac{T_s}{J}(\Delta T(k)\cdot\frac{B}{2}-M_f(k)) \tag{19}$$

定义转向角速度跟踪误差：

$$e(k)=w^*(k)-w(k) \tag{20}$$

忽略短时内参考角速度的变化，将式(19)改写为误差状态方程：

$$e(k+1)=e(k)+\frac{T_s}{J}(\Delta T(k)\cdot\frac{B}{2}-M_f(k)) \tag{21}$$

以转向角速度误差 $e(k)$为核心状态变量，式(20)即为 MPC 的预测模型。基于该模型，可预测未来 N_p 步（预测时域）的误差序列：

$$\begin{aligned} e(k+i\,|\,k)=&e(k+i-1\,|\,k)+\frac{T_s}{J}(\Delta T(k+i-1\,|\,k)\cdot\frac{B}{2} \\ &-M_f(k+i-1\,|\,k)) \end{aligned} \tag{22}$$

式中 $e(k+i\,|\,k)$ 表示时刻 k 对 k+i 时刻误差的预测值，$\Delta T(k+i-1\,|\,k)$ 表示时刻 k 对 k+i-1 时刻控制量的决策值。

兼顾跟踪精度与控制量平滑性，设计滚动优化目标函数：

$$\begin{aligned} J_{MPC}=&\sum_{i=0}^{N_{P-1}}e^2(k+i\,|\,k)\cdot Q+\sum_{i=0}^{N_{c-1}}\Delta T^2(k+i\,|\,k)\cdot R \\ &+e^2(k+N_p\,|\,k)\cdot P \end{aligned} \tag{23}$$

2.2.2 FLS-MPC 的角速度控制器

履带车辆转向动力学分析中，最大的非线性和不确定性因素是车辆纵向行驶阻力和转向阻力矩，纵向行驶阻力由 ESO 可以得到。转向阻力矩受车辆速度、转向角速度、地形地貌等众多因素影响。如果能够确定转向阻力矩对系统的影响，可以提高控制系统抗干扰性，同时减小滑模控制系统切换增益，进而降低控制量抖振。由于模糊逻辑系统（FLS）具有万能逼近特性，采用 FLS

对横摆角速度子系统中不确定转向阻力矩 M_λ进行估计，将估计值 c 反馈到控制系统中，提高其抗干扰性。

采用“乘积推理机+单值模糊器+加权平均解模糊”策略：

模糊规则形式为：

$$\text{Rule}:\text{IF } e_w \text{ is } A^l \text{ AND } \Delta T \text{ is } B^m \text{ AND } \mu \text{ is } C^n \text{ THEN } \hat{M}_f \text{ is } D^{lmn}$$

隶属度计算，输入变量的高斯隶属度函数：

$$\mu_A(x)=\exp\left(-\frac{(x-c_l)^2}{2\sigma^2}\right) \tag{24}$$

式中，c_l为模糊集中心，均匀分布在变量取值范围；

采用乘积推理机、单值模糊器和平均解模糊器，得到模糊系统的输出为：

$$\hat{M}_f=\frac{\sum_{l=1}^{75} f_l\cdot\prod_{i=1}^{3}\mu A_i(x_i)}{\sum_{l=1}^{75}\prod_{i=1}^{3}\mu A_i(x_i)+10^{-8}} \tag{25}$$

式中，f_l为输出模糊集中心，x_i为 FLS 的 3 个输入变量，分母添加微小量避免除零。

引入前馈补偿力矩差：

$$u_{\text{ff}}=\frac{2\hat{M}_f}{B} \tag{26}$$

总控制量为：

$$u_{total}=u_{MPC}+u_{\text{ff}} \tag{27}$$

式中，u_{MPC}为 MPC 优化量；

修正后的误差状态方程为：

$$e(k+1)=e(k)-\frac{T_sB}{2J}u_{total}(k)+\frac{T_s}{J}\tilde{M}_f(k) \tag{28}$$

式中，$\tilde{M}_f(k)$为 FLS 逼近误差，远小于$M_f(k)$，MPC 仅需处理该小幅度误差，优化复杂度显著降低。

结合履带转向动力学模型与 FLS 前馈补偿，FLS-MPC 的控制输出为两侧履带驱动力矩差，其形式与理想控制关系一致，表达式为：

$$u_{FLS-MPC}=J\left(\frac{2\dot{w}^*}{B}+\frac{2c_2e_w}{B}+\frac{2\hat{M}_f}{J\cdot B}+\frac{2k_2sat(s_2)}{B}\right) \tag{29}$$

3 仿真分析

为验证电驱动履带车辆分层控制转向算法的有效性，分别在 MATLAB/Simulink、RecurDyn/LM 中构建了控制系统模型和电驱动履带车辆模型实现联合仿真，履带车辆仿真模型如图 4 所示。

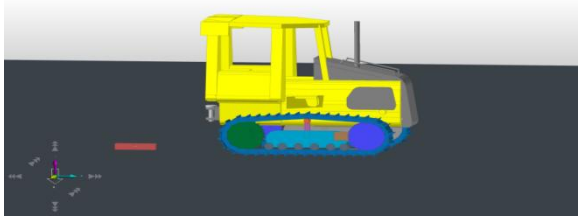


图 32　履带拖拉机 RecurDyn 仿真模型

电驱动履带车辆仿真参数如下表 1 所示

表 1　电驱动履带车辆参数表

参数	数值
车辆质量	5587kg
主动轮半径	0.34m
履带车辆中心距	2.46m
履带接地长	3.1m
电机最大转矩	600N·m
电机额定转速	3000r/min
传动比	10

针对履带拖拉机田间作业所处的非结构化耕作层软地面工况，为精准表征低速大负载作业下履带与农田土壤的相互作用力学特性，仿真中土壤模型选用基于贝克（Bekker）理论的软地面模型开展计算，根据贝克地面力学理论，履带受到的地面支持力为：

$$P=(\frac{k_c}{b}+k_\varphi)\cdot z^n \tag{30}$$

其中，P 为接地压力（N）；K_c 为土壤内聚系数，K_φ为摩擦变形模量；b 为履带板宽度（m）；z 为变形深度；n 为土壤变形指数

土壤卸载与重加载过程中，压力-沉陷量关系的变化规律可以近似看成线性函数：

$$P=P_n-k_n(z_n-z) \tag{31}$$

其中，Pn 为卸载开始时的压力（N）；Zn 为卸载开始时的沉陷量；Kn 为加载-卸载线的平均斜度

地面的切向变形及受力关系式如下：

$$\tau=(c+P\tan\varphi)(1-e^{-\frac{j}{K}}) \tag{32}$$

其中，τ为剪应力；c 为土壤粘聚系数；φ为土壤摩擦角；j 为剪切位移；K 为土壤剪切模量

为适应南方小型履带拖拉机核心作业的双季稻区水田场景，为精准表征 0~15cm 常规耕作层黏质水稻土的软地面力学特性，还原低速作业下履带-土壤相互作用带来的行驶阻力波动等行驶跑偏核心诱因，仿真土壤模型采用基于贝克地面力学理论的软地面模型构建，根据贝克理论，典型土壤贝克理论核心参数表为：

表 2 土壤参数表

参数	数值
内聚变形模量	48.2kN/m^{n+1}
摩擦变形模量	142kN/m^{n+2}
土壤变形指数	0.55
土壤粘聚力	7.8kPa
土壤内摩擦角	34°

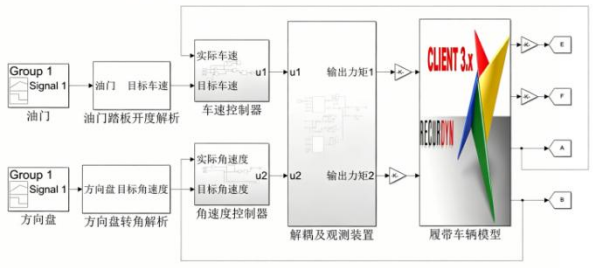


图 33　联合仿真模型结构图

3.1 直线变速行驶仿真分析

本次直线变速行驶仿真对标南方黏质水稻田双电机驱动履带拖拉机实际作业流程，覆盖起步、耕作、运播、远距离转场、制动减速全流程典型变速场景。

水田直线作业中，车速跟踪精度与稳态稳定性是决定耕深、碎土、幅宽等核心作业质量的关键。仿真结果如图 6 所示，传统 PID 初始响应最快，但多阶跃变速下超调量最大、调节时间最长，稳态车速波动剧烈、误差最大，无法保障作业质量与行驶平顺性；常规 MPC 依托模型预测与滚动优化，综合性能显著优于 PID，可满足常规工况需求，但抗扰能力与低速稳速精度不足，难以适配水田全流程复杂扰动；本文提出的 ESO-MPC 复合控制，通过扩张状态观测器实时观测并前馈补偿系统非线性、模型不确定性与软地面总扰动，结合 MPC 的优化与约束能力，在各变速工况下均实现无超调快速响应，调节时间最短，稳态车速波动极小，稳态误差较 PID、MPC 分别降低 85%以上、50%以上，在强扰动环境下仍保持优异的跟踪与抗扰性能，可全面满足水稻田直线作业的车速控制要求。

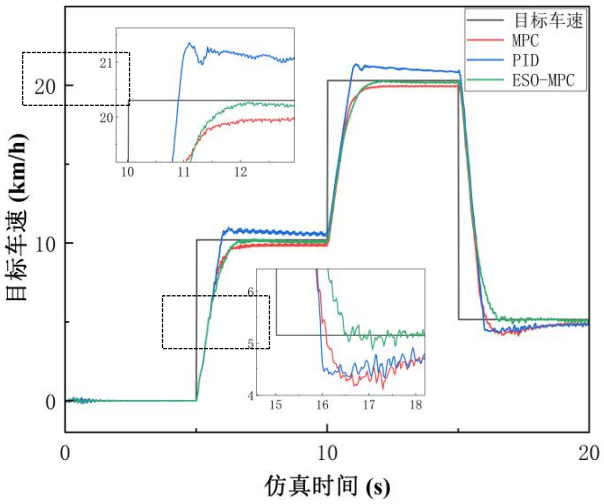


图 34　车辆直驶工况速度曲线图

表 3　车辆直驶工况车速性能参数表

性能指标	PID	MPC	ESO-MPC
调节时间(s)	1.60	1.1	0.8
超调量(%)	7.8	1.6	0.3
稳态误差(km/h)	0.8	0.3	0.14

黏质水稻土软地面环境中，双履带-土壤相互作用的不对称性、车速动态变化引发的纵横向耦合扰动，是直线行驶航向偏移的核心诱因。

仿真结果如图 7 所示，传统 PID 无主动扰动补偿机制，在软地面不对称扰动与车速阶跃工况下，角速度波动幅值大、收敛速度慢、稳态均方根误差最大，极易引发作业行跑偏，无法满足水田直线耕作的航向精度要求；常规 MPC 低速标称工况下性能优于 PID，但无法对软地面未知不对称扰动进行前馈补偿，模型失配时抗扰能力显著下降，强扰动工况下角速度峰值偏差大，难以保障复杂水田工况的作业一致性；本文提出的 ESO-MPC 复合控制算法，调节时间较 PID 与 MPC 缩短 50%以上，最大偏差幅值与稳态均方根误差较二者降低 65%以上。

该算法可快速抑制软地面扰动引发的航向偏移，在车速动态切换的强耦合工况下仍保持极高航向精度，具备优异的抗干扰能力与鲁棒性可充分满足双电机驱动履带拖拉机水稻田直线耕作的高精度航向控制需求。

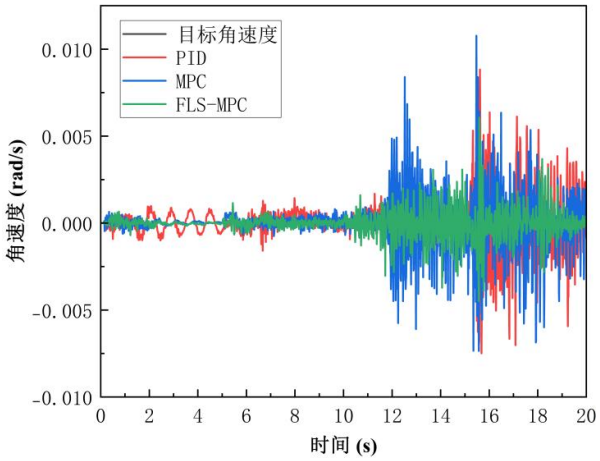


图 35　车辆直驶工况横摆角速度图

表 4　车辆直驶工况横摆角速度性能参数表

性能指标	PID	MPC	FLS-MPC
调节时间(s)	2.20	1.60	1.00
最大偏差幅值(rad/s)	0.0078	0.0105	0.0032
稳态均方根误差(rad/s)	0.0021	0.0028	0.0008

黏质水稻土软地面耕作工况下，驱动电机的转矩输出平稳性，直接决定上层车速与航向的控制精度，更关乎整机动力系统服役寿命、连续作业可靠性与耕作能耗，是整车控制器工程化落地的核心评价指标。

仿真结果如图 8 所示，传统 PID 输出转矩全工况大幅高频振荡、稳态波动最大，持续变载冲击会加剧电机发热与机械磨损、缩短驱动系统寿命，无法适配水田长期连续耕作需求；MPC 可有效抑制转矩极端突变，平稳性与执行器友好性显著优于 PID，但稳态仍存在明显转矩振荡，无法同时兼顾耕作控制精度与驱动系统平滑运行，长期作业仍有动力部件疲劳损耗风险。

本文提出的 ESO/FLS-MPC 复合控制算法，通过扩张状态观测器与模糊系统实时观测并前馈补偿系统总扰动，解决了 MPC 模型失配的核心痛点，在保证转矩动态响应速度、精准匹配车速阶跃需求的同时，实现了稳态转矩平滑输出，其转矩波动幅度较 PID 与 MPC 分别降低 50%、33%以上。该算法既保障了水田耕作的车速与航向高精度跟踪，又大幅降低了驱动电机工作负荷、变载冲击与整机能耗，有效提升了双电机驱动驱动系统在水田高负荷连续作业环境下的可靠性与服役寿命，可全面适配双电机驱动履带拖拉机水稻田软地面的长期耕作需求。

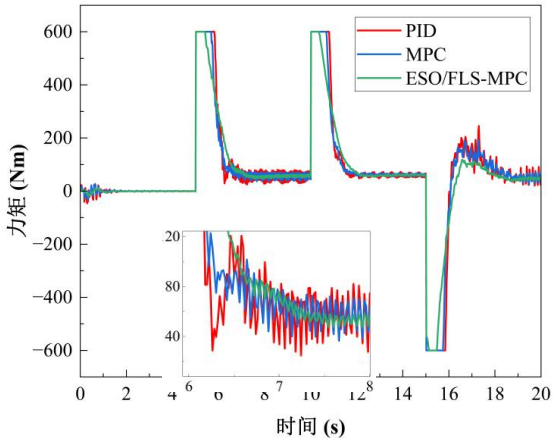


图 36　车辆直驶工况单侧驱动电机输出转矩

图 9 为本文设计的扩张状态观测器（ESO）对双电机驱动履带拖拉机黏质水稻土软地面变速行

驶工况下纵向行驶阻力的实时观测曲线。0~4s 车辆静止与低速起步阶段，阻力观测值稳定在 0 值附近，仅存在小幅测量噪声波动，与车辆该阶段的行驶阻力特性一致；4s、10s 两次加速阶跃过程中，观测值可快速跟踪行驶阻力的阶跃变化，有效捕捉到加速过程中履带-土壤相互作用带来的阻力峰值；15s 减速阶跃工况下，观测值准确复现了车辆制动滑行过程中阻力的反向变化规律；各匀速稳态阶段，观测值平稳收敛，可有效反映软地面耕作时行驶阻力的小幅时变特性。该观测结果为 ESO-MPC 复合控制器的扰动前馈补偿提供了可靠的输入依据，基于此构建的 ESO-MPC 控制算法，相较传统 PID 控制与常规 MPC 控制，在车速跟踪、航向保持的动态响应性能与稳态控制精度上均有显著提升，同时有效抑制了驱动电机输出转矩的高频振荡，在软地面强扰动作业环境下具备更优的抗干扰能力与综合控制性能，能够满足履带拖拉机水稻田变速耕作的实际作业控制需求。

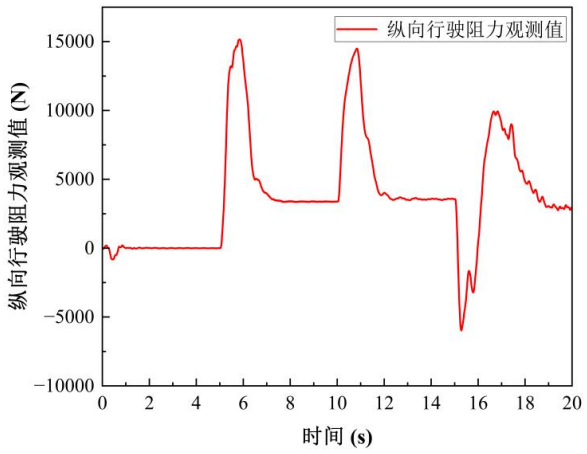


图 37　车辆直驶工况纵向行驶阻力观测

3.2 平地 R=5B 转向工况仿真分析

为验证整车转向控制器的横摆角速度跟踪性能与抗干扰能力，本次仿真设置 20km/h 阶跃车速目标，车辆达稳态后于 5s 施加 0.45rad/s 转向扰动，开展转向半径 R=5B 的转向工况仿真，对标南方黏质水稻田双电机驱动履带拖拉机的核心转向作业场景。

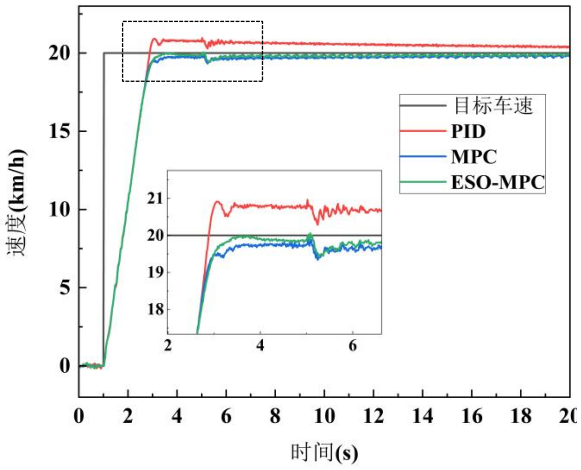


图 38　平地 R=5B 转向工况车速曲线

表 5　平地 R=5B 转向工况车速性能参数表

性能指标	PID	MPC	ESO-MPC
调节时间(s)	1.600	1.10	0.80
超调量(%)	5.00	-0.75	0.40
稳态误差(km/h)	0.75	0.40	0.05

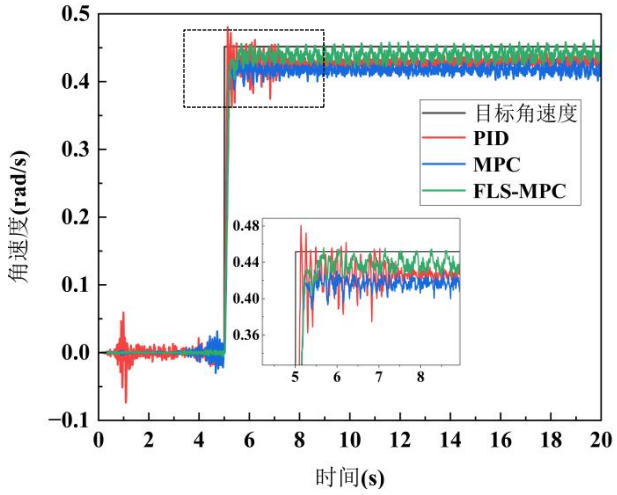


图 39　平地 R=5B 转向工况角速度曲线

表 6　平地 R=5B 转向工况角速度控制性能参数表

性能指标	PID	MPC	FLS-MPC
调节时间(s)	4.20	2.80	1.20
超调量(%)	7.78	0	1.10
稳态均方根误差(rad/s)	0.015	0.009	0.003

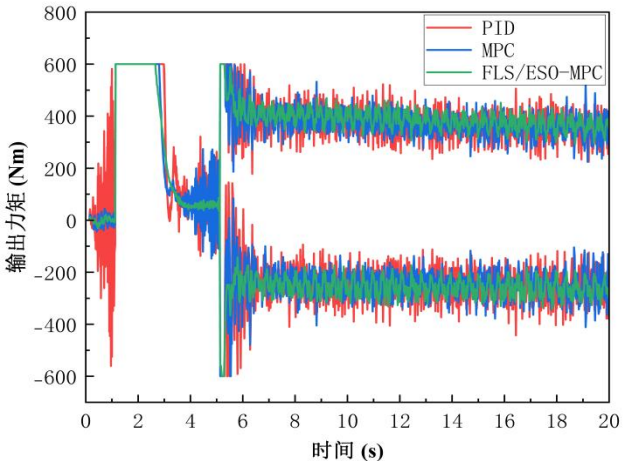


图 40　平地 R=5B 转向工况双侧电机输出转矩曲线

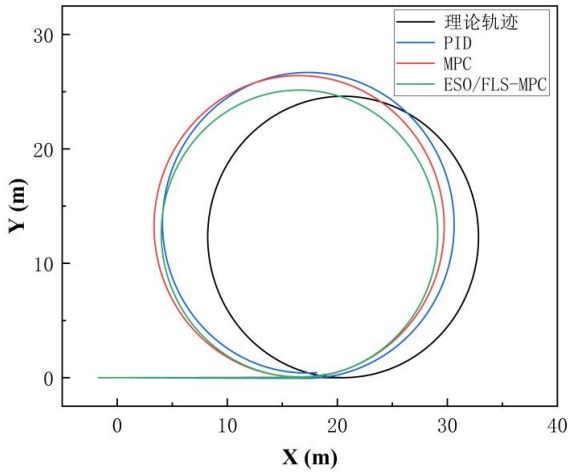


图 41　平地 R=5B 工况行驶轨迹

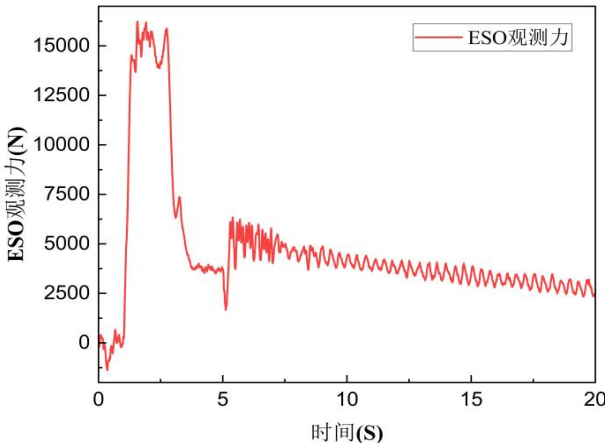


图 42　R=5B 转向工况纵向行驶阻力估计值

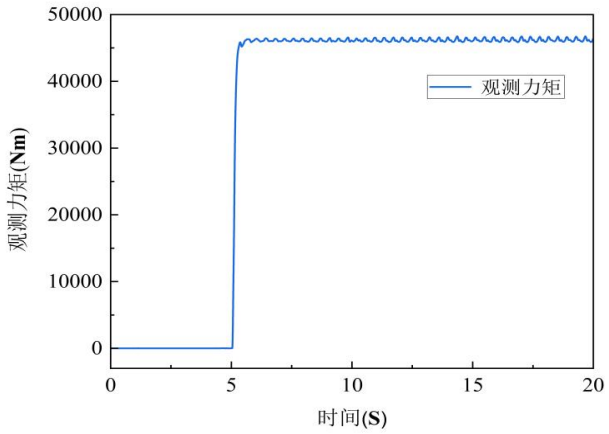


图 43　R=5B 转向工况转向阻力矩估计值

本文对比了 PID、传统 MPC 与本文提出的复合 MPC 算法的控制性能：车速跟踪方面，PID 加速超调 5.00%、转向扰动后波动大，传统 MPC 无正超调但软地面扰动补偿不足，ESO-MPC 加速调节时间仅 2.6s、超调量 0.40%、转向扰动后恢复时间 0.4s、稳态误差低至 0.05%，性能显著更优；横摆角速度跟踪方面，PID 超调 7.78%、调节时间 4.2s 且稳态振荡明显，传统 MPC 调节时间缩短至 2.8s 但仍无法有效补偿未建模扰动，FLS-MPC 超调仅 1.11%、调节时间 1.2s、稳态均方根误差低至 0.003rad/s，可精准控制转向半径；电机力矩特性方面，PID 存在大幅高频波动，传统 MPC 波动显著降低但仍有高频振荡，FLS/ESO-MPC 力矩输出最为平滑稳定，大幅降低了执行器机械冲击与动力系统损耗；定半径转向轨迹方面，PID 轨迹明显发散，传统 MPC 仍存在可观测偏差，ESO/FLS-MPC 实际轨迹与理论值几乎一致，综合路径跟踪性能最优。图 14、图 15 的观测结果表明，ESO 与 FLS 可高精度、无滞后地捕捉加速、直线稳态、转向全工况的扰动动态，为控制器前馈补偿提供了精准依据。

3.3 15°坡地 R=5B 转向工况仿真分析

本次 15°坡道、R=5B 转向工况仿真，精准对标我国南方丘陵山地梯田双电机驱动履带拖拉机的典型作业场景，覆盖坡地作业行切换、田埂边缘围边耕作及上下梯田衔接段的坡地转向作业。该工况叠加坡道重力负载、软地面转向阻力与纵横向强耦合扰动，是丘陵水田耕作中控制难度最高、对车速恒定性要求最严苛的环节，车速稳定直接决定坡地耕作的耕深一致性、作业安全性与整机动力能效。

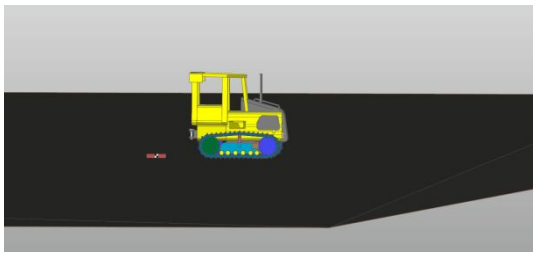


图 44　履带车辆坡道转向 RecurDyn 仿真模型

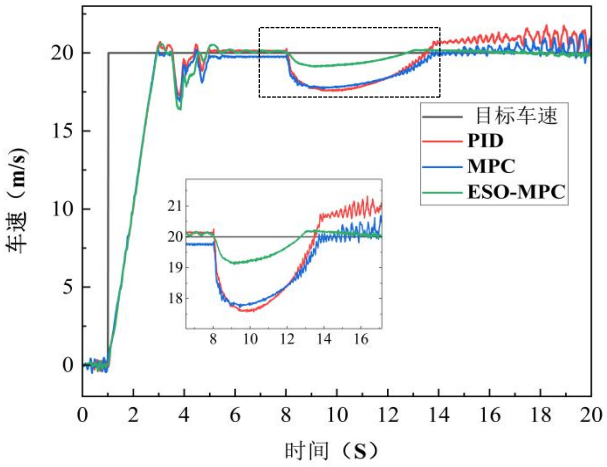


图 45　坡地 R=5B 转向工况车速曲线

表 7　坡地 R=5B 转向工况车速性能参数表

性能指标	PID	MPC	ESO-MPC
调节时间(s)	4.80	4.20	3.50
超调量(%)	5.00	3.50	2.00
稳态误差均值(km/h)	0.45	0.25	0.10

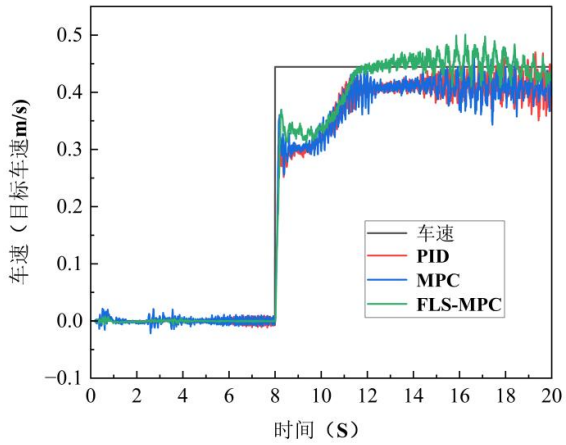


图 46　坡地 R=5B 转向工况车速性能参数表

表 8　坡地 R=5B 转向工况角速度性能参数表

性能指标	PID	MPC	FLS-MPC
调节时间(s)	13.50	12.80	11.20
最大偏差幅值(rad/s)	0.13	0.11	0.08
稳态均方根误差(rad/s)	0.042	0.03	0.02

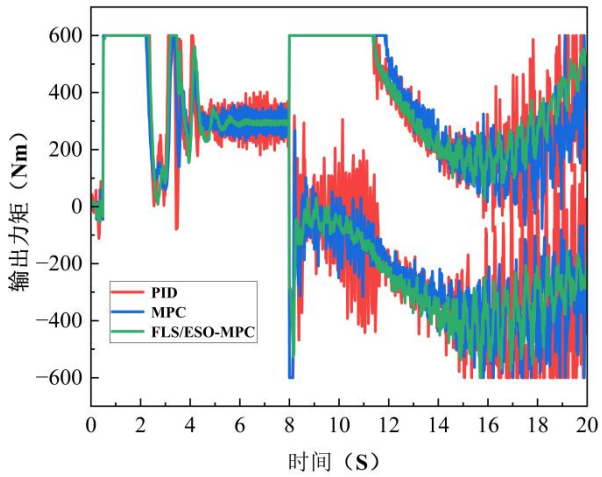


图 47　坡地 R=5B 双侧电机输出转矩曲线

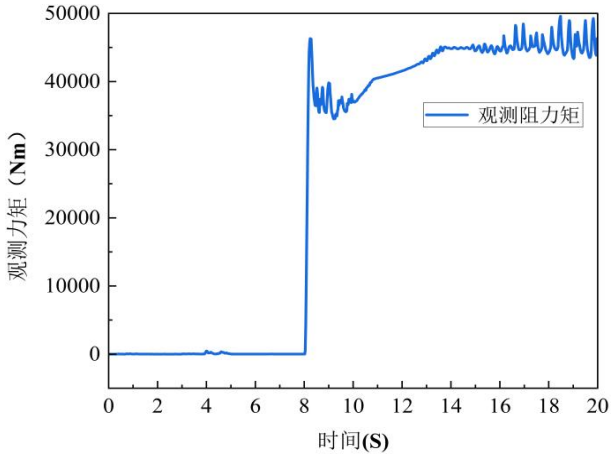


图 48　坡地 R=5B 转向工况观测阻力矩

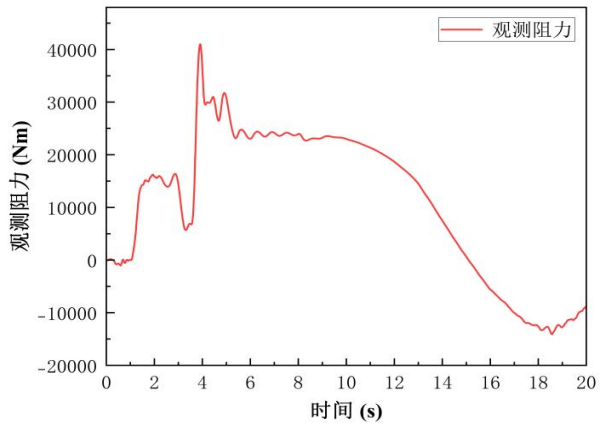


图 49　坡地 R=5B 转向工况观测转向阻力矩

图 17 为 15°坡道 5 倍车宽转向工况的纵向车速跟踪曲线：PID 控制超调量大、调节时间长，坡道转向叠加扰动下车速跌落显著、稳态波动明显，无法满足丘陵梯田作业要求；传统 MPC 性能有所提升，但对耦合扰动补偿不足；本文提出的 ESO-MPC 通过实时估计并前馈补偿总扰动，解决了强耦合下的模型失配问题，车速跟踪超调量仅 2.0%，调节时间 3.5s，稳态误差控制在±0.10m/s 以内，性能显著优于前两者。图 18 的横摆角速度跟踪结果显示：PID 响应滞后严重，最大偏差 0.13rad/s；传统 MPC 精度有所改善但难以适配强非线性；FLS-MPC 通过自适应逼近系统不确定性，调节时间缩短至 11.2s，最大偏差降至 0.08rad/s，稳态均方根误差仅 0.018rad/s，转向跟踪精度与鲁棒性显著

提升。图 19 的驱动力矩曲线表明：PID 力矩剧烈抖振（-600Nm~600Nm），易引发执行器饱和与机械冲击；传统 MPC 抖振有所缓解但波动仍大；ESO/FLS 复合 MPC 力矩输出最为平滑，无极端冲击载荷，有效降低了执行机构负担。联合仿真结果表明，ESO 可快速响应阻力矩阶跃扰动并精准辨识总扰动时变特性，FLS 能有效捕捉系统强非线性项。基于二者的复合 MPC 算法，通过实时观测补偿未知阻力与非线性项，有效解决了履带车辆坡道转向工况下纵横向强耦合、模型非线性与未知扰动带来的控制精度不足问题，在车速跟踪、转向控制与执行器平顺性方面均显著优于传统 PID 与常规 MPC，验证了其在复杂工况下的有效性与优越性。

4 硬件在环试验

为了验证 ESO/FLS-MPC 策略的有效性和优越性，在湘潭大学机械工程与力学学院构建了硬件在环(HIL)测试平台。

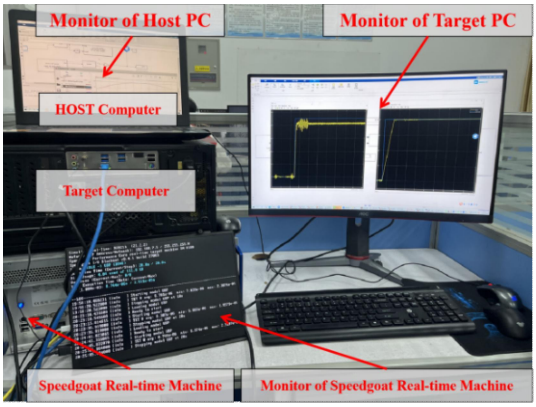


图 50　硬件在环试验平台

该平台如图 22 所示，该 HIL 平台由显示器、Speedgoat 实时仿真机、宿主机和目标机组成。Speedgoat 实时仿真机负责控制器的实时仿真，宿主机负责将模型代码下载至 Speedgoat 实时仿真机并监控试验数据，目标机则运行双电机驱动履带拖拉机动力学模型，以模拟被控对象。各组件之间通过用户数据报协议在以太网实现通信。基于该平台，进行了 FLS/ESO-MPC 策略、PID 和 MPC 的性能对比试验。

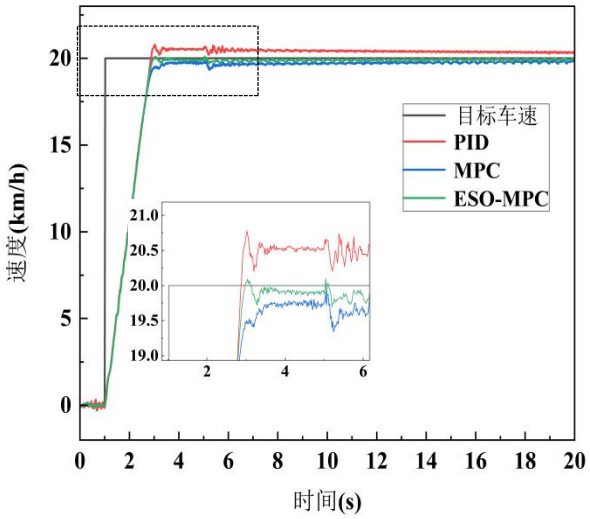


图 51　硬件在环平地 R=5B 转向工况车速曲线

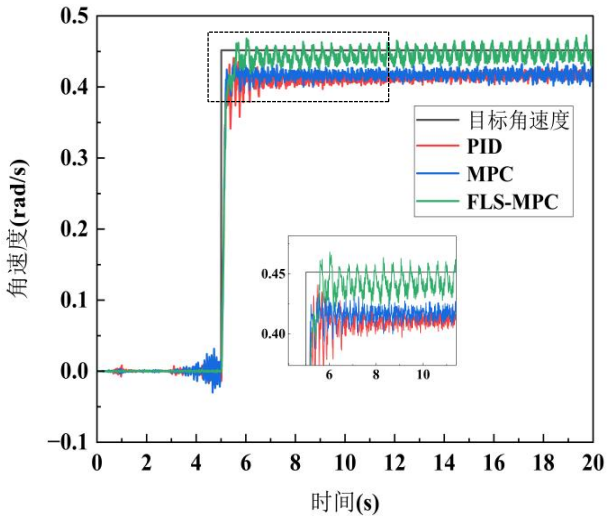


图 52　硬件在环平地 R=5B 转向工况角速度曲线

如图 23、24 所示：车速跟踪方面，传统 PID 响应快但超调 2.5%，稳态速度波动峰峰值约 0.4km/h；传统 MPC 无明显超调，但软地面模型失配导致稳态误差最大达 2.5%；所提 ESO-MPC 通过主动补偿未知扰动实现无超调快速跟踪，稳态误差小于 0.5%，速度波动峰峰值仅为 PID 的 50%，稳定性显著提升。

角速度跟踪方面，PID 存在明显阶跃超调尖峰，稳态波动峰峰值约 0.03rad/s；传统 MPC 超调量降低稳态误差仍达 4.4%~8.9%；所提 FLS-MPC 通过自适应调节参数有效抑制转向扰动，稳态误差小于 1.1%，实现了转向角速度的精准平稳控制。

综上，所提复合 MPC 算法在跟踪精度、抗扰性和鲁棒性方面均显著优于传统 PID 和 MPC，能够有效适应黏质水稻土软地面的复杂作业环境。

为了验证所提 ESO-FLS 复合 MPC 控制策略在黏质水稻土软地面工况下的车速与转向控制性能，开展了变速转向联合工况测试：设置目标车速为 20 km/h、目标转向角速度为 0.45 rad/s，模拟履带拖拉机在耕作层的典型作业场景。根据图 23、图 24 所示硬件在环仿真结果，面对软地面扰动带来的模型失配问题，ESO-MPC 车速控制策略通过扩张状态观测器主动补偿未知扰动，实现了车速的无超调精准跟踪；同时 FLS-MPC 转向控制策略通过模糊逻辑自适应调整控制量，有效抑制了转向过程中的角速度振荡。两种控制策略协同作用，保障了车辆在软地面工况下的稳定作业，且单次任务执行耗时远小于控制步长，整体控制策略具有良好的鲁棒性与实时性。

5 结论

本文针对南方黏质水稻田非结构化软地面作业场景下，双电机驱动履带拖拉机易行驶跑偏、现有控制策略适配性差的问题，开展了防跑偏控制策略研究，主要结论如下：

1、基于贝克软地面理论建立了双电机耦合驱动系统动力学模型，采用逆奈奎斯特阵列法完成了车速与横摆角速度控制通道的解耦，消除了双侧电机输出力矩的耦合影响，为精准独立控制奠定了模型基础。

2、提出了融合扩张状态观测器（ESO）与模糊逻辑系统（FLS）的分层双补偿 MPC 防跑偏控制策略，通过 ESO 实现纵向总扰动的实时前馈补偿，借助 FLS 完成转向环节非线性不确定性的在线自适应补偿，有效解决了传统 MPC 的模型失配问题。

3、多工况联合仿真与硬件在环试验结果表明，相较于 PID 与传统 MPC 算法，所提策略在直线变速作业下车速平均超调量低至 0.40%、稳态误差仅 0.05km/h，横摆角速度稳态误差绝对值均值仅 5.0×10^-5 rad/s，扰动收敛时间缩短 60.0%；在平地与 15°坡地转向工况下，轨迹跟踪精度、控制平顺性显著提升，同时有效抑制了电机力矩抖振。

4、该控制策略对南方黏质水稻田强非线性时变扰动的软地面作业场景具有优异适配性，可显著提升履带拖拉机水田作业的直驶同步性与航向保持能力，为南方水稻精准种植与无人化耕作提供了关键技术支撑。

参考文献：

[1] 白学峰，常江雪，滕兆丽，等。我国智能农业拖拉机关键技术研究进展[J].智能化农业装备学报(中英文),2022,3(2):10-21.DOI: 10.12398/j.issn.2096-7217.2022.02.002.

[2] 沈跃，张亚飞，刘慧，等。农业装备自动控制技术研究综述[J].农业机械学报，2023,54(8):1-18.DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2023.08.001 张智刚，殷珍，吴潇，等。农业机械自动导航技术研究进展[J].农业工程学报，2025,41(23):1-13.DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.202505262.

[3] 刘成良，林洪振，李彦明，等。农业装备智能控制技术研究现状与发展趋势分析[J].农业机械学报，2020,51(1):1-18.DOI:
10.6041/j.issn.1000-1298.2020.01.001.

[4] WANG M,NIU C H,WANG Z F,et al.Model and parameter adaptive MPC path tracking control study of rear-wheel-steering agricultural machinery[J].Agriculture,2024,14(6):823.DOI:10.3390/agriculture14060823.

[5] LIU L X,WANG X,WANG X S,et al.Path planning and tracking control of tracked agricultural machinery based on improved A*and fuzzy control[J].Electronics,2024,13(1):188.DOI:10.3390/electronics13010188.

[6] YIN C,WANG S,LI X,et al.Trajectory tracking based on adaptive sliding mode control for agricultural tractor[J].IEEE Access,2020,8:113021-113029.DOI:10.1109/ACCESS.2020.3002814.

[7] LIU Z D,ZHENG W X,WANG N,et al.Trajectory tracking control of agricultural vehicles based on disturbance test[J/OL].International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2020,13(2):138-145.2020-04-10[2026-04-25].https://ijabe.org/index.php/ijabe/article/view/4506.DOI:10.25165/j.ijabe.20201302.4506.

[8] LI H,LIU K,YANG B,et al.Path tracking of autonomous vehicle based on NMPC with pre-steering[J].IEEE Transactions on Consumer Electronics,2024,70(1):966-979.DOI:10.1109/TCE.2023.3331843.

[9] ZHU J W,FENG T C,KANG S Y,et al.Design and simulation of steering control strategy for four-wheel steering hillside tractor[J].Agriculture,2024,14(12):2238.DOI:10.3390/agriculture14122238.

[10] ZHANG X R,ZHOU Z L.Speed control strategy for tractor assisted driving based on chassis dynamometer test[J].International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2021,14(6):169-175.DOI:10.25165/j.ijabe.20211406.6380.

[11] AN G S,YU C,DU J,et al.Development of the electric automatic steering system for agricultural vehicles[J].International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2024,17(1):209-214.DOI:10.25165/j.ijabe.20241701.8493.

[12] JIA W J,LIU X X,ZHANG C Q,et al.Research on steering stability of high-speed tracked vehicles[J].Mathematical Problems in Engineering,2022,2022:4850104.DOI:10.1155/2022/4850104.

[13] HU J,TAO J,ZHAO W,et al.Modeling and simulation of steering control strategy for dual-motor coupling drive tracked vehicle[J].Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering,2019,41(4):190.DOI:10.1007/s40430-019-1692-0.

[14] 盖江涛，刘春生，马长军，等。考虑履带滑转滑移的电驱动履带车辆转向控制[J].兵工学报，2021,42(10):2092-2101.DOI:10.3969/j.issn.1000-1093.2021.10.005 .

[15] ZHANG H J,GUAN M W,JI G J,et al.Mode switching torque distribution strategy of timely four-wheel driven high-gap plant protection machine[J].International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2024,17(4):176-184.DOI:10.25165/j.ijabe.20241704.8752.

[16] 张晨曦，马凯璇，蔡文斌，等。双侧独立电驱动履带车辆转向分层控制[J/OL].控制工程，2026:1-10[2026-04-27].DOI:10.14107/j.cnki.kzgc.20230413.

[17] 陈兵，马凯璇，刘洋，等。双电机驱动履带车辆直驶稳定性分层控制策略[J].吉林大学学报(工学版),2023,53(10):2752-2760.DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20211358.

[18] 侯旭朝，马越，项昌乐。电驱动履带车辆转向稳定性控制研究[J].机械工程学报，2024,60(8):233-244.DOI: 10.3901/JME.2024.08.233.

[19] 卢佳兴，刘海鸥，关海杰，等。基于双参数自适应优化的无人履带车辆轨迹跟踪控制[J].兵工学报，2023,44(4):960-971.DOI：10.12382/bgxb.2022.0009.

[20] HUSSAIN F.Model predictive control system based on direct yaw moment control for 4WID self-steering agriculture vehicle[J].International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2021.DOI:10.25165/j.ijabe.20211402.5283.

[21] ZHANG Z G,HUANG H X,LUO X W,et al.Steering control system for a tractor using electric steering wheel [J].Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2024,40(1):48-57.DOI:10.11975/j.issn.1002-6819.202309075.

[22] ZHENG Y,JIANG W,QIU X G.A variable parameter method based on linear extended state observer for position tracking[J].Actuators,2022,11(2):41.DOI:10.3390/act11020041.

极端工况下四驱混动越野车分层多阈值能量管理与电气可靠性协同研究

刘翔，耿志彬

襄阳职业技术大学

摘　要：高原、涉水、陡坡、宽温、重载等复合极端越野工况下，4 挡插混四驱重型越野存在动力耦合控制复杂、电池衰减快、高低压电气易故障、能量分配失衡等技术难题。本文以满载 5800kg、P1+P2 双行星排 DHT 特种越野车辆为对象，提出 SOC-扭矩-转速三维阈值分层协同能量管理策略，构建整车一体化电气故障诊断与分级运维体系。通过 AVL-Cruise 与 MATLAB 联合仿真、CHTC-HT 工况测算及六个月实车耐久试验验证：该策略可让发动机八成以上工况处于高效区，制动能量回收 28.6%，百公里油耗较基准方案下降 11.56%；配套运维规范使电气故障发生率降低 37%，车辆平均无故障里程提 22%。

关键词：混合动力越野车；双行星排 DHT；分层多阈值能量管理；车载高低压电气故障；高压三电预防性维护

1 引言

1.1 研究背景

插混全时四驱融合燃油车长续航大功率与电动车低能耗、高扭矩、能量回收优势，是重型特种越野主流路线，但现有控制算法多适配干线货运平缓路况，未针对越野冲击、宽温、低速重载、涉水等极端工况优化。 混动车型新增整套高压三电，电气系统变为高低压耦合架构；越野振动、温变、水汽易引发线束绝缘失效，电磁干扰扰乱总线，多电控匹配缺陷加剧电池频繁充放电，形成故障、能量失衡、电池劣化的恶性循环，降低车辆可靠性、增加运维成本。 本文围绕能量管控、电气诊断、极端工况运维开展一体化研究，构建算法、仿真、实车、运维完整技术体系，契合多学科交叉创新方向。

1.2 国内外相关领域研究现状梳理

1.2.1 混动车辆能量管理策略研究现状

能量管理策略直接决定混动车辆经济、动力与电池耐久，ECMS、动态规划等算法已工程应用，但相关研究多针对乘用车、公路商用车，重型越野 DHT 混动多目标优化领域存在研究空白。ECMS 适配公路工况，极端越野易出现电池、电机故障；动态规划算力需求高，仅能离线标定；模糊控制缺少越野工况样本，鲁棒性差。李涛等人研发的越野混动规则策略仅兼顾动力与油耗，未考虑电气故障、电池热衰退。现有越野混动能量管理普遍偏重经济性与动力性，缺少动力控制与高压电气保护协同机制。

1.2.2 越野车辆车载电气可靠性研究现状

现有文献多研究越野车底盘机械优化，缺乏三电一体化运维方案；陕汽延安 250 燃油军用越野底盘难以适配混动改造，急需高压电气诊断与分级维护体系。欧美军工虽研发混动越野电气监测系统，但技术保密，仅公开基础电压监测，未公开极端工况多场耦合失效机理与分层阈值能量控制逻辑，不适配国产 DHT 架构与国内标准、运维体系。国内外暂无兼顾能量优化、高低压电气诊断、极端工况预维护的一体化成套方案，这是本文主要研究切入点。

1.3 本文四项核心创新点

1.3.1 架构适配分层多阈值能量管理策略创新

适配 P1+P2 双行星排 DHT 四驱越野动力架构，搭建 SOC-扭矩-转速矩阵决策、扭矩分配、电气安全约束三层控制结构，设计五类驱动模式平顺切换逻辑。策略兼顾越野大扭矩、油耗、电池热安全三大目标，内置高压绝缘、电池超温等电气保护阈值，联动管控动力与电气安全，弥补现有混动控制缺少电气约束的短板。

1.3.2 高低压耦合故障机理模型与标准化诊断流程创新

区分高低压部件失效诱因，量化振动、温变、涉水、电磁干扰等故障传导路径，建立链式耦合失效机理模型。搭建五层闭环标准化诊断流程，覆盖信息采集、外观初检、电控数据分析、仪器检测、工况复现归档，攻克越野车辆隐性间歇电气故障排查难、检修效率低的痛点。

1.3.3 能量控制与电气预维护双向协同体系创新

采用算法主动防护+运维提前干预双向方案：控制底层嵌入极端工况保护阈值，出现电气异常自动限功率、切换安全模式，遏制故障恶化；配套高原、涉水、重载等四类极端场景专属检修规范，针对高压部件设置烘干、绝缘复测等防护运维手段，实现控制策略与后勤运维协同增效。

1.3.4 国标仿真加实车耐久一体化评价体系创新

依据 GB/T38146.2019，采用 CHTC-HT 工况开展 AVL 与 MATLAB 联合仿真，覆盖各类典型越野路况；选取三台同车型开展六个月野外耐久对照试验，通过油耗、故障率、电池衰减等量化指标验证方案效果。整套测试流程可支撑特种混动越野车辆试验评价标准制定，工程实用性强。

2 整车混动架构与极端工况失效机理分析

2.1 挡插电式全时四驱混动整车基础参数

本文样机为满载总质量 5800kg 重型特种越野车，搭载 P1+P2 双行星排 DHT 专用混动动力耦合架构，匹配机械分动箱高低速四驱传动系统，可实现分时扭矩放大，满足 30°以上陡坡、交叉轴、岩石路面极限越障动力需求。整车电气系统分为 12V 低压车载设备与 384V 高压三电两大独立子系统，全部信号通过 CAN2.0B 整车总线交互传输；VCU 整车控制器作为整车控制中枢，同步采集动力、电池、电气故障全维度信号，统筹扭矩分配与安全保护逻辑输出。整车动力系统核心硬件参数如表 1 所示。

表 1　整车动力系统核心硬件参数

参数类别	硬件参数名称	额定 / 峰值数值
燃油动力单元	发动机峰值功率/峰值扭矩	140kW/620N·m
发电单元	P1 集成式发电电机峰值功率/扭矩	110kW/110N·m
主驱动单元	P2 驱动电机峰值功率/峰值扭矩	160kW/355N·m
储能单元	动力电池额定电压/额定容量	384V/100Ah
DHT 变速器	4 挡传动比	3.286、1.519、1、0.585
四驱分动箱	高低速扭矩放大速比	高挡 1，低挡 2.35
行走机构	前后驱动桥主减速比	4.79

双行星排 DHT 机构通过两套行星排、多片离合器与制动器组合切换，可实现 7 种基础机械传动工作模式，配合 P1、P2 电机协同工作衍生五大整车行驶模式。P1 电机同轴布置于发动机前端，承担发动机启动、行车发电、功率波动补偿功能；P2 驱动电机布置于变速器输入轴，作为整车电驱动核心，独立完成纯电行驶、并联助力、制动能量回收；分动箱低速挡可将输出扭矩放大 2.35 倍，适配满载极限越障工况。

2.2 越野极端工况能量损耗与电池劣化机理

公路商用车行驶状态平稳，而极端越野工况瞬时载荷大、温差跨度大、低速制动频繁，传统固定阈值能量管理难以适配，既浪费能量又加速电池老化，具体存在三方面问题。

一是瞬时超大扭矩需求。陡坡、越障时需求扭矩超发动机极限，电机满负荷工作，充放电电流骤增。单阈值策略仅靠固定 SOC 切换驱动模式，不随实时扭矩调整功率，电池短时大电流放电，电芯压差拉大，一致性快速衰退。

二是大范围温度交替。海拔 3000 米以上高原低至- 20℃，电池内阻翻倍、可用容量缩水超 30%；戈壁高温超 45℃，低速散热差，电芯超 42℃会发生不可逆容量衰减。传统策略仅设单一温度阈值，无法区分高低温差异化限制，低温过放、高温快充大幅缩短电池寿命。

三是低速蠕行、频繁制动。沙漠、泥泞路面制动频次高，回收潜力充足，但固定回收阈值会切断低速能量回收，动能白白损耗；频繁冷启动也让发动机长期工作在低效区间，油耗偏高。

1.3 混动越野车高低压电气耦合故障诱因

相较于传统燃油越野车单一低压电气架构，混动车型高低压系统并存、多电控单元协同工作，故障诱因分为环境载荷（机械振动、高低温循环老化、涉水高湿泥沙侵蚀）、系统交互设计（大功率改装负载干扰、电机逆变电磁干扰、多电控协同逻辑缺陷）、人为运维操作三类，各类故障并非独立存在，而是形成链式传导，反向干扰能量管理系统正常决策。

2 分层多阈值协同能量管理控制策略设计

2.1 三层分层控制整体架构搭建

本文设计三层递进式协同控制架构，自上而下依次为 SOC-扭矩-转速多维阈值决策上层、动力源转矩动态分配中层、整车电气安全约束底层，三层架构实时数据互通，同步实现动力性、经济性、电池热安全、电气可靠性多目标协同优化。

2.1.1 上层：SOC-扭矩-转速三维阈值矩阵决策层

上层为整车工作模式判定核心，预先搭建三维阈值数据库，输入变量包含动力电池实时 SOC、整车驱动需求扭矩、发动机实时转速、电池包温度、高压绝缘电阻、CAN 总线故障标志位六类关键信号。通过三维矩阵划分五大工作模式切换边界，设置分级 SOC 保护阈值：高电量区间（SOC＞70%）优先采用电驱降低油耗；中等电量区间（30%≤SOC≤70%）采用油电混合协同驱动，维持 SOC 稳定；低电量区间（SOC＜30%）强制启动行车充电模式 P1 电机介入发电补能；极限保护阈值（SOC＜20%）直接限制 P2 电机输出功率，切换发动机直驱为主，规避电池深度放电老化。

同时引入发动机经济转速区间约束，当整车需求扭矩落在发动机高效扭矩区间、转速满足经济工况要求时，优先锁止离合器进入直驱模式，降低机电耦合能量损耗；检测到电池温度高于 40℃、低于-10℃时，同步调整充放电功率阈值，限制电池大功率工作，抑制电芯热劣化。

2.1.2 中层：动力源转矩协同分配层

中层承接上层模式判定指令，完成发动机、P1 发电电机、P2 驱动电机三者实时扭矩分配，集成 CRBS 协作制动回收系统控制逻辑，协调机械制动与电制动能量回收功率。

1、混合驱动模式扭矩分配：陡坡、越障大扭矩工况，发动机输出基础稳定扭矩，剩余扭矩缺口由 P2 驱动电机瞬时补足；P1 电机动态微调发电功率，平衡整车母线电压，抑制瞬时功率波动；

2、制动能量回收分配逻辑：设置分级回收车速阈值，低速区间（车速＜15km/h）以机械制动为主，仅小功率回收能量保护电机控制器；中高速区间（车速≥15km/h）最大化 P2 电机回馈发电功率，回收电能优先供给车载低压大功率负载，剩余电量存入动力电池；

3、行车充电模式功率分配：SOC 低于设定下限后，发动机输出功率分为两路，一路满足行驶扭矩需求，多余功率驱动 P1 电机发电；充电电流根据电池温度动态调节，高温环境降低充电倍率，规避热失控风险。

2.1.3 底层：整车电气故障安全约束层

底层为整车安全防护屏障，实时读取高低压电气监测信号，设置多级故障保护阈值，检测到电气失效风险时主动干预上层、中层控制逻辑，切断故障恶化链条：

1、高压绝缘保护：高压绝缘电阻低于国标 20MΩ安全阈值时，逐步限制 P2 电机峰值输出功率；绝缘严重劣化时切换发动机纯直驱，切断高压动力输出；

2、电池热保护：电池单体温度高于 42℃、低于-15℃时，大幅降低电池充放电功率，暂停高强度能量回收与电驱动助力；

3、CAN 总线故障保护：总线波形异常、信号丢失时，锁定发动机直驱模式，禁止频繁切换油电混合、纯电模式，规避电控逻辑紊乱；

4、低压供电保护：12V 母线电压低于 10V 时，提升 P1 发电电机输出功率，保障传感器、控制器基础供电稳定。

2.2 五大工作模式切换完整判定规则

基于三层控制架构阈值矩阵，划分纯电动、发动机直驱、混合并联驱动、行车充电、制动能量回收五大工作模式，明确各模式触发条件、动力部件工作状态、切换保护逻辑，实现工况平滑过渡，无动力顿挫。

2.2.1 纯电动模式

触发条件：动力电池 SOC 高于低电量保护阈值、整车驱动需求扭矩≤P2 电机峰值输出扭矩、车速≤60km/h、无高压绝缘/电池超温故障报警。

工作逻辑：发动机熄火停机，离合器分离，仅 P2 驱动电机独立输出扭矩；P1 电机无发电动作，动力电池单独为电驱动系统供电，适配平坦土路、低速勘探、静音隐蔽机动场景，实现零油耗、低噪音行驶。

退出条件：SOC 回落至切换阈值、需求扭矩超出电机峰值、车速突破 60km/h、电池高温预警，自动切换至混合驱动或发动机直驱模式。

2.2.2 发动机直驱模式

触发条件：中等车速区间、整车需求扭矩完全落在发动机高效经济扭矩区间、SOC 维持 30%~70%平衡区间、无极限大扭矩越障需求。

工作逻辑：DHT 内部离合器锁止，发动机动力直接经变速器、分动箱传递至驱动桥，P1、P2 电机空载零扭矩运转，不参与驱动与发电，机电耦合损耗降至最低，最大化燃油利用效率，适配长途公路转场、平缓高原铺装路面行驶。

2.2.3 混合并联驱动模式

触发条件：陡坡爬坡、交叉轴越障、满载重载瞬时大扭矩需求，发动机单独输出扭矩无法满足整车动力要求。

工作逻辑：发动机输出基础稳定扭矩，扭矩缺口由 P2 驱动电机并联助力补足；P1 发电电机实时调节发电功率，平衡高压母线电压，抵消电机瞬时大功率带来的电压波动；分动箱可切换低速挡放大总输出扭矩，整车联合峰值扭矩可达 975N·m，满足极限越野动力需求。

2.2.4 行车充电模式

触发条件：动力电池 SOC 接近 20%最低保护阈值，车辆持续行驶、无极限大扭矩需求。

工作逻辑：发动机输出功率一部分用于驱动车辆，剩余机械能驱动 P1 电机发电，为动力电池补能；充电倍率根据电池温度动态调整，高温降低充电电流，低温适度提升充电功率，兼顾充电效率与电池热安全；该模式下 P2 电机仅按需小幅助力，避免电量持续跌落。

2.2.5 制动能量回收模式

触发条件：制动踏板行程超过回收开启阈值、车速≥15km/h、电池无满电、无高温故障限制。

工作逻辑：P2 驱动电机反转作为发电机，将车辆动能转化电能回馈储能；回收电能优先供给绞盘、通信电台等低压大功率车载设备，剩余电量存入动力电池；制动强度较大时，CRBS 系统协同分配机械制动与电制动力，在保障制动安全前提下最大化能量回收率；车辆完全静止后回收功能自动关闭。

模式切换完整逻辑：VCU 同步采集需求扭矩、SOC、车速、电池温度、高压绝缘、总线故障六类信号输入分层控制器，经上层三维阈值矩阵判定目标工作模式，中层下发发动机、P1/P2 电机扭矩分配指令，底层同步输出电气系统功率保护限值；整套控制逻辑运算周期 0.01s，模式切换扭矩过渡平滑，无明显动力冲击。

2.3 AVL-Cruise 与 MATLAB/Simulink 联合仿真模型搭建

为验证分层多阈值能量管理策略动力性、经济性、电池保护效果，搭建机电-控制联合仿真平台，整车动力学模型依托 AVL-Cruise 搭建，分层能量管理控制算法在 MATLAB/Simulink 中建模，通过软件接口实现数据实时交互，仿真参数严格匹配国标工况。

2.3.1 仿真模型分模块搭建

1.AVL-Cruise 整车机械动力学模块：包含发动机、P1/P2 双电机、双行星排 DHT 变速器、高低速分动箱、5800kg 满载车身、动力电池热模型、制动系统、越野轮胎阻力模型，完整还原泥泞、陡坡、沙地工况滚动阻力、爬坡阻力、空气阻力力学特性；仿真运算步长 0.1s，满足整车动力学计算精度要求。

2.MATLAB/Simulink 控制算法模块：搭建三层分层控制逻辑、五大模式切换规则、电池热保护模型、高压电气故障约束逻辑，通过自定义 Function 模块完成阈值矩阵运算，控制算法运算步长 0.01s，实现高速实时控制模拟；设置双向数据交互接口，实时向 Cruise 下发扭矩、离合器控制指令，同步读取车速、SOC、扭矩、电池温度反馈数据。

3.越野阻力标定模块：针对泥泞、沙地、陡坡修正滚动阻力系数，复刻 CHTC-HT 循环低速蠕行、连续爬坡、频繁制动特征载荷。

2.3.2 仿真循环工况选择、

仿真测试采用 GB/T38146.2019 规定 CHTC-HT 重型商用越野循环工况，该工况专为重型越野车辆设计，覆盖低速越野蠕行、中速山路行驶、高速公路机动、连续制动回收全场景，完整复刻特种车辆野外作业典型行驶特征；满载 5800kg 载荷完成全循环仿真，同步采集油耗、SOC 波动区间、发动机高效区间占比、制动能量回收率、电池最高温度五大核心评价指标。

3 混动越野车载电气系统化诊断与分级维护体系

混动越野车高低压电气耦合故障隐蔽性强、故障传导链条复杂，传统燃油车简易目视排查无法定位间歇性隐性故障。本文结合混动高压部件特有失效机理，搭建五层标准化仪器辅助故障诊断闭环流程，配套四大极端场景专项预防性维护规范，同步从故障修复、事前防护两端降低电气故障发生率。

3.1 越野车载电气系统特有故障底层机理

相较普通乘用车、燃油越野车，混动特种越野车辆电气故障具备多载荷耦合、间歇性隐性故障占比高、高低压系统相互干扰三大独有特征，为整套诊断、维护体系设计底层依据：

1. 多场环境载荷耦合失效：持续颠簸振动造成线束针脚疲劳断裂、搭铁点锈蚀松动；高温加速线束绝缘层、电容、IGBT 模块老化击穿；高原低温蓄电池容量骤降、锂电池内阻大幅上升；涉水、泥沙工况破坏插接器密封结构，水汽侵入引发绝缘下降、短路隐患；单一环境载荷一般不会直接造成重大故障，多因素叠加将加速部件失效。

2. 高低压系统电磁交互干扰：混动大功率电机、高压逆变模块工作产生高频电磁辐射，屏蔽缺失时干扰 CAN 总线传输，传感器采集电压、温度、扭矩数据漂移失真；车载绞盘、大功率电台改装后低压负载突变，12V 母线电压剧烈波动，电控单元供电不稳定，随机弹出无规律故障码。

3. 运维操作失范诱发持续性软故障：野外维修后高压插接器未彻底烘干、未定期升级电控程序、熔断器超期服役、搭铁螺栓未按规定扭矩紧固，此类操作不会直接造成车辆抛锚，但会产生反复出现的间歇性隐性故障，大幅提升野外突发失效风险。

4. 机电耦合故障传导闭环：线路接触不良→传感器信号异常→能量管理策略扭矩分配误判→动力电池非计划大功率充放电→电池包热积聚、高压绝缘衰减→整车动力限功率保护，故障从电气系统传导至动力储能系统，引发不可逆损伤。因此诊断流程必须高低压一体化检测，运维体系同步兼顾故障修复与事前预防性防护。

3.2 五层系统化闭环故障诊断完整流程

整套诊断流程遵循“由浅入深、先低压后高压、先外观后仪器、复现验证闭环”核心原则，分为故障信息采集、感官外观初筛、电控数据流解析、多仪器定量精准测试、工况复现归档五大层级，覆盖电源、感知传感器、控制单元、执行机构、高压三电、车载辅助全电气子系统。

第一层：故障全维度信息采集（诊断前置基础）

故障检测前完成全维度信息记录，缩小故障排查范围，同步落实高压维修安全规范：

1. 精细化记录故障现象：明确故障触发工况（爬坡/涉水/低温/重载）、触发车速、故障特性（间歇偶发/永久常发）、报警灯状态、是否伴随动力受限、异响、焦糊气味；

2. 调取车辆基础档案：记录整车满载重量、双行星排混动构型、累计行驶里程、大功率改装设备、历史电气维修台账；

3. 高压维修安全前置确认：高压部件检测前断开整车高压维修开关，静置 15 分钟释放电容残余高压；维修人员穿戴 1000V 绝缘防护装备，维修区域铺设绝缘垫，杜绝触电风险；

4. 标准化输出《重型混动越野车电气故障信息采集表》，标注故障环境、车辆改装信息，为故障树逻辑分析提供原始依据。

第二层：感官+外观零成本初检（快速定位显性故障）

无需精密仪器，通过目视、手感、听觉、嗅觉完成全域线束、电控、电池外观筛查，重点排查越野高频损伤点位，分为低压系统、高压三电、车载功能简易验证三部分。低压车载系统检查：蓄电池桩头、全车搭铁点氧化物与螺栓松动情况；底盘、悬架运动区域线束波纹管磨损、护套脱落、泥沙堆积；保险盒、继电器触点烧蚀；各类传感器支架断裂、壳体开裂。 高压三电专项检查：高压插接器密封圈破损、针脚氧化、进水痕迹；动力电池包壳体磕碰、冷却管路渗漏、接线盒锈蚀；P1/P2 电机接线盒、MCU 控制器密封胶老化、散热风道堵塞。车载功能简易复现：依次开启灯光、雨刮、制动、绞盘，复现故障现象，区分局部线路故障或整车总线故障。

第三层：电控故障码+实时数据流深度解析（定位隐性电控故障）

使用整车专用 VDS 诊断仪连接 OBD 接口，读取 VCU、ECU、BMS、MCU、BCM、ABS 多控制单元故障数据，针对性解决振动、电磁干扰引发的间歇性软故障：

1. 故障分类筛选：区分当前持续故障、历史偶发冻结帧故障，调取故障快照，记录故障发生瞬间车速、扭矩、电池温度、母线电压原始数据，还原故障触发工况；

2. 持续观测越野关键数据流：低压 12V 静态/动态电压、搭铁回路电阻、传感器原始信号；高压动力电池单体压差、绝缘电阻、电机三相电流、IGBT 温度；CAN 总线 CAN-H/CAN-L 波形差值，判断电磁干扰信号失真；

3. 故障树分层推导：以故障码为顶层失效事件，按照线束、传感器、执行器、电控单元四层梳理潜在故障点，依据野外故障统计概率排序检测顺序，减少无效操作。

第四层：多仪器定量精准测试（锁定故障根本诱因）

基于数据流异常点位，分层选用万用表、汽车示波器、高压兆欧表、电池内阻测试仪开展量化检测，区分线路虚接、元件老化、电控本体损坏三类故障：

1. 数字万用表：测量高低压回路静态/动态电压、接地电阻、元件通断，快速判定断路、接头虚接；

2. 汽车示波器：捕捉曲轴、轮速、电机控制脉冲波形，识别振动导致的信号间断、波形漂移，定位电磁干扰点位；

3. 高压绝缘兆欧表：分段检测高压线束、电池包、电机绝缘电阻，国标安全阈值≥20MΩ，涉水维修后未达标禁止上电；

4. 电池内阻测试仪：检测铅酸蓄电池、锂电动力电池内阻，内阻大幅升高判定极板硫化、电芯老化；

5. 执行器主动驱动测试：通过诊断仪驱动冷却水泵、制动电磁阀、驱动电机，验证线圈断路、机械卡滞故障。

第五层：工况复现、修复验证与故障台账归档（诊断闭环管控）

故障部件维修更换后完成全工况复测，建立整车电气故障数据库，形成完整闭环：

1. 模拟复刻故障触发条件（爬坡、深水涉水、低温怠速）连续运行 30 分钟，实时观测数据流无异常、无新增故障码、无动力限功率报警；

2. 高压系统专项复测：电池、高压线束、电机维修完成后，兆欧表复测绝缘电阻，达标后方可交付使用；

3. 数字化归档故障信息：记录故障位置、失效机理、更换配件、预防性优化措施，存入车辆专属电气故障数据库，为同型号车辆定期预防性维护提供数据支撑。

3.3 四大极端场景专项预防性维护规范

3.3.1 四大极端越野场景专项预防性维护规范

针对高寒高原、涉水泥泞、长时重载山地、大功率改装四类高频故障场景，制定标准化定期维保流程，前置消除电气故障隐患。

高寒高原（-20℃以下、海拔 3000m 以上）：低温会造成铅酸电池容量骤降、锂电内阻升高、线束护套脆裂、插接器油脂凝固接触不良。每月测试蓄电池负载放电、检查电池加热回路；线束加装防冻波纹管，插接器加注耐低温润滑脂；调整能量管理低温充放电阈值，限制低温大功率输出；每季度检测高压线束绝缘，更换绝缘性能衰减配件。

涉水泥泞（越野电气故障高发场景）：泥沙水汽易侵入接头，降低高压绝缘电阻，引发漏电短路。涉水后静置风干 2 小时，拆解全部高压插接器冲洗烘干；用兆欧表分段复测绝缘，不达标禁止上电；疏通通气孔防止水汽倒灌，更换老化密封圈并重新密封插接针脚。

长时重载山地越野：持续振动易撕裂线束支架，电机电控高温、发电机碳刷磨损加剧。每 5000km 紧固线束支架与搭铁螺栓，清理三电散热风道、检查冷却管路；校准制动回收参数，避免长下坡大功率充电；定期检测发电机碳刷，磨损超限提前更换。

大功率改装特种装备：电台、绞盘等附加负载易造成 12V 电压波动、电磁干扰扰乱 CAN 总线。每季度检查改装设备屏蔽接地；核算峰值用电负荷，功率不足则加装辅助发电机；高低压线束加装滤波屏蔽件，定期监测 CAN 总线波形，优化布线削弱干扰。

4 联合仿真与实车耐久测试结果分析

本文依托 AVL-Cruise/Simulink 联合仿真完成动力、经济性能定量测算，选取 3 台同型号 5800kg 混动重型越野车开展 6 个月高原、泥泞、陡坡复合越野耐久对比实车试验，分别验证分层多阈值能量管理策略、电气分级诊断与预防性维护体系实际应用效果。

4.1 整车动力性能仿真测试结果

CHTC-HT 满载越野循环工况下，对纯电动、混合并联驱动、发动机直驱三种工作模式动力指标仿真测算，全部指标优于原厂设计标准：

1. 纯电动模式 0~100km/h 加速时长 30.2s，优于原厂≤34s 设计指标，低速电驱动动力储备充足，适配静音勘探、隐蔽机动任务；

2. 混合并联驱动模式 0~100km/h 加速时长 17.4s，较预设目标缩短 13%，发动机与 P2 电机联合峰值扭矩 975N·m，配合分动箱低速扭矩放大，可稳定攀爬 32°连续陡坡，顺利通过交叉轴、岩石极限越障工况；

3. 发动机直驱模式稳定最高车速 136km/h，超出 130km/h 原厂高速转场标准，满足长途公路快速机动需求。

综合动力仿真数据证明，分层多阈值控制策略可根据扭矩需求动态切换油电驱动模式，极限工况充分释放电机瞬时扭矩优势，高速工况依托发动机直驱实现稳定高速行驶，全域场景动力性能满足特种越野装备使用要求。

4.2 整车燃油经济性与电池保护指标

经济性能、电池耐久性仿真指标充分体现分层阈值控制能量优化效果：

1. 整车综合百公里油耗：CHTC-HT 循环综合油耗 11.56L/100 km，传统单阈值基准方案循环油耗 13L/100km，综合油耗降低 11.56%；

2. 制动能量回收效率：整车制动能量综合回收率 28.6%，低速、中高速分级回收逻辑充分利用越野频繁制动动能，大幅减少机械制动热能损耗；

3. 动力部件高效运行区间：整车超 80%行驶工况下发动机稳定运行于高效经济油耗区间 P2 驱动电机 78%工作区间效率高于 92%；

4. 动力电池 SOC 波动控制：完整越野循环 SOC 波动区间稳定控制在±5%，无大范围深度充放电工况，有效抑制电芯一致性衰减，延长动力电池循环使用寿命。

4.3 车载电气可靠性实车耐久对比验证

选取 3 台同构型混动越野车开展 6 个月复合越野耐久试验，设置 1 台对照组（传统故障后被动维修，无标准化诊断与预防性维护）、2 台试验组（配套本文五层分级诊断流程+极端工况专项维护规范），按月统计高低压电气故障发生频次：

1.对照组试验数据：6 个月耐久周期内，高低压电气月均故障 11.2 次，故障集中于高压线束虚接、传感器信号漂移、涉水后高压绝缘失效、电控单元误报故障码；

2.试验组试验数据：采用本文标准化诊断与定期预防性维护体系后，月均电气故障降至 7.0 次，整车电气故障总发生率下降 37%；

3.附加可靠性指标：试验组涉水、低温环境下高压绝缘失效、CAN 总线信号失真、电控误报等隐性故障大幅减少，车辆平均无故障工作里程提升 22%，野外任务突发抛锚概率显著降低。

实车测试结果验证，系统化电气诊断流程可快速定位间歇性隐性故障，极端工况专项预防性维护能够从源头减少振动、温变、涉水带来的电气部件损伤，显著提升混动越野车野外长期作业可靠性。

5 结论与未来研究展望

5.1 本文完整研究结论

1.针对搭载 P1+P2 双行星排 DHT 架构的四驱混动重型特种越野车，设计 SOC-扭矩-转速三维矩阵分层多阈值能量管理协同控制策略，搭建三层控制架构并划分五大平滑切换工作模式，底层嵌入高压绝缘、电池温度、总线故障电气安全约束。CHTC-HT 越野循环联合仿真结果表明，该策略可使整车超 80%工况下发动机运行于高效经济区间，制动能量回收率 28.6%，综合百公里油耗较传统基准方案降低 11.56%；纯电、混合驱动、高速直驱动力指标全部满足全域机动特种越野装备设计要求，同时通过限制电池深度充放电抑制电芯热劣化，同步兼顾动力、经济、储能系统寿命多目标优化。

2.结合混动车型高低压电气耦合失效独有特征，构建五层标准化仪器辅助故障诊断闭环流程，配套高寒、涉水、重载、大功率改装四大极端场景专项预防性维护规范。6 个月野外耐久对比实车试验证明，整套运维体系可将振动、温变、涉水诱发的线路、电控、高压绝缘故障总发生率降低 37%，车辆平均无故障工作里程提升 22%，有效切断“电气故障—能量分配失衡—电池加速劣化”恶性循环，显著提升特种车辆野外任务出勤率。

5.2 后续可拓展研究方向

1.自适应模型预测控制（MPC）能量管理算法开发：本文现有分层阈值策略属于规则型控制，后续可融合车载视觉感知、地形路况预判、导航坡度信息搭建 MPC 模型预测控制算法，提前预判陡坡、涉水、长下坡工况，实现多步长全局最优能量分配，进一步优化极端越野场景油耗与电池保护效果。

2.混动越野车电气故障数字孪生虚拟验证平台搭建：依托实车故障数据库建立整车电气系统数字孪生模型，复现高原低温、深水涉水、持续振动多场耦合失效过程，在虚拟环境完成故障诊断流程、预防性维护方案预验证，降低实车极限工况试验成本，完善特种车辆智能化试验评价体系。

参考文献：

[1] 李涛，姚胜华，徐泮卿，多目标协同优化的混合动力越野车能量管理策略[J].湖北汽车工业学院学报，2026,02(网络首发).

[2] 李晓辉,大型越野车车载电气设备的常见故障与维修对策[J].AUTO TIME，2025.

[3] 高瀚翔,越野车辆底盘轻量化改造及承载性能优化研究[J].大众汽车，2026(02).

[4] 刘敏杰,经典车型北汽 BJ2020 越野车系统性检测与修复研究[J]. AUTO DRIVING&SERVICE，2025(08).

[5] 尤国贵，卢剑伟。插电式混合动力汽车能量管理研究综述[J].机械工程学报，2025,61(4).

[6] GB/T19754-2021 重型混合动力电动汽车能量消耗量试验方法 [S].

[7] GB/T38146.2019 中国汽车行驶工况第 2 部分：重型商用车辆 [S].

越野应急场景 4D 毫米波雷达鲁棒感知方法研究

吴杰，徐家刚

中国北方工业有限公司

摘　要：越野应急救援场景普遍存在雨雪、风沙、烟尘等复杂干扰，视觉、激光雷达等主流传感器易出现成像失效、点云缺失、特征退化问题，导致智能越野车辆感知系统稳定性、精度大幅下降，难以支撑应急救援安全作业。4D 毫米波雷达具备全天候、抗干扰、四维信息感知优势，是恶劣越野场景的核心感知设备，但原生雷达点云存在噪声杂乱、点云稀疏、恶劣工况信号衰减严重、有效特征不足等缺陷，且极端工况标注数据稀缺，严重制约感知模型的鲁棒性与泛化能力。针对以上问题，本文提出一种基于生成扩散模型的 4D 毫米波雷达数据增强鲁棒感知方法。首先，搭建涵盖雨雪、风沙、烟尘单一及复合干扰的越野应急场景 4D 雷达数据集；其次，构建适配 4D 雷达空间特征与多普勒速度特征的条件扩散模型，实现雷达点云去噪、稀疏补全、特征增强与极端工况数据自适应生成；实验结果表明，本文方法可有效修复恶劣工况下 4D 毫米波雷达信号失真问题，显著提升环境表征效果，抗干扰能力与场景泛化能力优势明显，能够适配各类极端越野应急作业环境，可为智能应急越野装备感知技术优化提供技术支撑。

关键词：4D 毫米波雷达；扩散模型；数据增强；越野场景

1 引言

1.1 研究背景与意义

随着应急救援装备无人化、智能化快速迭代，智能越野车辆已广泛应用于地质灾害抢险、野外应急处置、极端环境勘探等高危作业场景。环境感知作为智能越野车辆自主作业的核心前提，直接决定车辆行驶安全与救援任务效率。与城市结构化道路不同，如图 1 所示，越野应急场景地形复杂、环境干扰随机，雨雪、风沙、烟尘、雾霭等恶劣工况常态化存在，对车载感知系统的全天候适应性与鲁棒性提出极高要求。当前主流车载感知传感器存在固有场景局限性：视觉摄像头极度依赖光照条件，在烟尘、雾霾、雨雪天气下易出现画面模糊、特征完全失效；激光雷达测距精度高，但风沙、雨雪颗粒会引发大量随机噪声点与无效点云，造成点云稀疏断裂、测距偏差，无法稳定完成环境建模与目标识别。4D 毫米波雷达突破传统二维雷达维度局限，可同步输出目标距离、方位、高度、径向多普勒速度四维感知信息，凭借毫米波信号强穿透性，可有效规避雨雪、风沙、烟尘干扰，具备全天时、全天候稳定工作能力。



图 1　越野极端恶劣感知场景示意图

然而在高强度越野干扰工况下，4D 毫米波雷达仍存在明显技术短板：恶劣介质会造成雷达信号

散射与衰减，导致有效点云稀疏、地形与障碍物特征残缺，杂波噪声大幅激增；同时越野地形起伏剧烈、目标杂乱，雷达回波相互重叠，易引发目标漏检、误检、速度测算偏差等问题。此外，现有公开雷达数据集多聚焦城市常规路况，极端越野干扰场景的高质量标注数据稀缺、场景覆盖不足，导致感知模型泛化能力薄弱，难以适配应急实战复杂工况，成为制约智能越野救援装备规模化落地的关键瓶颈。数据增强是优化传感器数据质量、提升感知模型鲁棒性的核心手段。传统几何变换、简单噪声叠加的数据增强方法无法贴合雷达物理成像特性，生成数据真实性差；GAN 类生成模型存在训练不稳定、模式崩溃、细节生成精度不足等问题，难以精准复刻恶劣越野场景雷达信号特征。基于此，本文聚焦越野应急救援极端干扰场景，依托 4D 毫米波雷达全天候抗干扰优势，引入条件生成扩散模型开展雷达数据增强优化，修复恶劣工况雷达信号失真、点云稀疏缺陷，扩充极端场景高质量标注样本，有效提升越野环境感知精度与鲁棒性，对应急救援智能越野装备的技术迭代与工程落地具有重要价值。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 毫米波雷达点云增强研究现状

恶劣环境干扰下的 4D 毫米波雷达点云质量增强已成为自动驾驶与智能感知领域的研究热点。针对雨雪、风沙等气象条件导致的点云噪声与稀疏问题，现有研究主要从传统信号处理与深度学习方法两个维度展开。在传统方法层面，Seppänen 等人[1]提出 4DenoiseNet 算法，利用时序维度信息对相邻点云进行联合去噪与补全，在 SnowyKITTI 和 CADC 数据集上验证了该方法在恶劣天气条件下的有效性；Zhou 等人[2]则通过改进 DBSCAN 密度聚类算法，根据点云稀疏度自适应调整聚类半径，实现了噪声过滤与点云质量提升。然而，传统方法在极端工况下的泛化能力有限，难以应对复杂多变的越野场景。

深度学习方法近年来展现出更强的特征学习能力。Liu 等人[3]提出 CORENet 跨模态去噪网络，利用激光雷达监督信号训练雷达去噪模型，在推理阶段实现纯雷达感知，有效提升了恶劣环境下的检测鲁棒性；Gao 等人[4]设计了 RPCNet 端到端框架，通过 ILDC 和 UDUS 模块实现车辆点云补全，在 nuScenes 数据集上显著降低了保真度误差。此外，Li 等人[5]针对 4D 雷达里程计任务，提出 CAO-RONet 框架，结合局部补全、上下文感知关联与窗口优化策略，在 View-of-Delft 数据集上实现了较现有方法 50%的性能提升。尽管如此，现有深度学习方法仍面临标注数据依赖性强、极端工况样本稀缺等挑战，制约了模型在越野应急救援场景中的泛化性能。

1.2.2 生成扩散模型应用研究现状

生成扩散模型因其强大的概率建模能力与高质量数据生成特性，近年来在雷达信号处理与点云增强领域受到广泛关注。在 3D 点云生成方面，Luo 等人[6]首次将扩散概率模型引入点云生成任务，通过条件马尔可夫链建模点云分布变换，在形状补全、上采样与数据增强等任务中取得竞争性性能；Zhou 等人[7]进一步提出 Point-Voxel Diffusion（PVD）模型，融合点-体素混合表征与去噪扩散过程，实现了多模态形状补全与高质量点云合成。Zeng 等人[8]提出的 LION 层次化隐点扩散模型，通过 VAE 构建层次化隐空间，在 ShapeNet 基准上达到最优性能，并支持多模态去噪、条件合成等多样化应用。这些工作为扩散模型在雷达点云处理中的应用奠定了理论基础。

针对雷达信号的特有挑战，研究者们开发了专用扩散模型方法。Luan 等人[9]提出 Radar-diffusion 扩散超分辨率方法，针对毫米波雷达点云稀疏噪声问题设计新目标函数，将雷达点云增强为激光雷达级稠密质量；Zhang 等人[10]通过高效跨模态扩散模型实现稠密准确雷达感知，在资源受限平台验证了模型泛化能力。在数据增强方面，Wang 等人[11]提出条件生成扩散模型合成 FMCW 雷达距离方位图，结合几何感知条件与时间一致性正则化，显著提升下游检测任务性能；Kwok 等人[12]提出 4D-RaDiff 隐扩散模型，在隐空间捕获雷达稀疏特性，实现物体级与场景级条件生成，有效缓解标注数据稀缺问题。然而，现有扩散模型方法在计算实时性、极端天气覆盖度及 4D 雷达速度特征建模方面仍存在局限，难以直接适配越野应急救援场景的实时性需求与复杂干扰环境。

2 相关理论与技术基础

2.1 4D 毫米波雷达感知原理与越野场景缺陷

4D 毫米波雷达通过发射高频毫米波电磁波，接收目标反射回波信号，可解算得到目标距离、水平方位、垂直高度、径向多普勒速度四维核心信息，具备全天时、全天候工作特性。毫米波波长适中，对雨雪颗粒、风沙尘埃、烟雾气溶胶等干扰介质穿透性强，信号衰减程度远低于激光雷达与视觉传感器，天然适配越野极端恶劣感知场景。

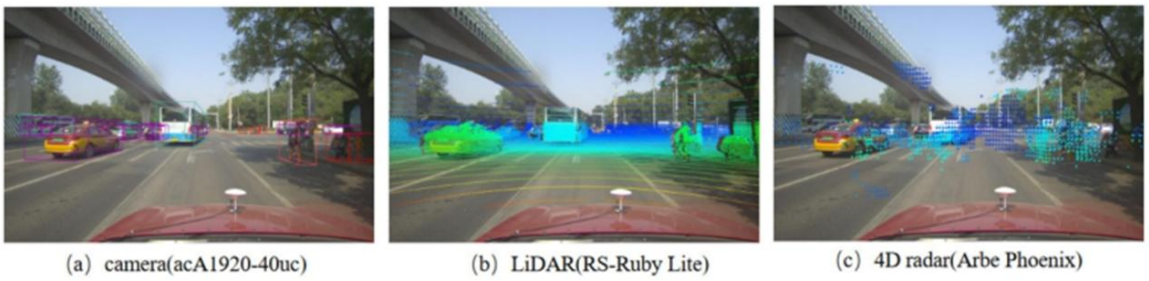


图 2　4D 毫米波雷达成像效果对比示意图

在越野应急复杂工况下，4D 毫米波雷达存在固有感知缺陷，如图 2 所示：一是恶劣介质引发信号散射与衰减，导致有效点云稀疏、分布不均，小型障碍物、地形边缘等精细特征丢失；二是风沙、烟尘产生大量随机杂波噪声，干扰有效目标回波识别；三是越野地形起伏大、目标堆叠杂乱，雷达回波特征重叠耦合，引发高度、速度测算偏差；四是极端工况数据样本稀缺、场景单一，导致感知模型训练不充分、泛化能力薄弱，严重限制了雷达感知系统的实战性能。

2.2 生成扩散模型核心原理

如图 3 所示，生成扩散模型分为前向扩散加噪与反向迭代去噪两个核心过程，通过渐进式噪声演化实现高保真数据生成与优化。前向扩散过程中，向原始真实数据持续叠加梯度高斯噪声，逐步破坏数据原有特征分布，最终将真实数据转化为标准高斯噪声分布。反向去噪过程中，通过训练深度神经网络，学习从纯噪声数据中迭代去除噪声、还原真实特征的映射规律，最终生成高质量、高真实性的目标数据。

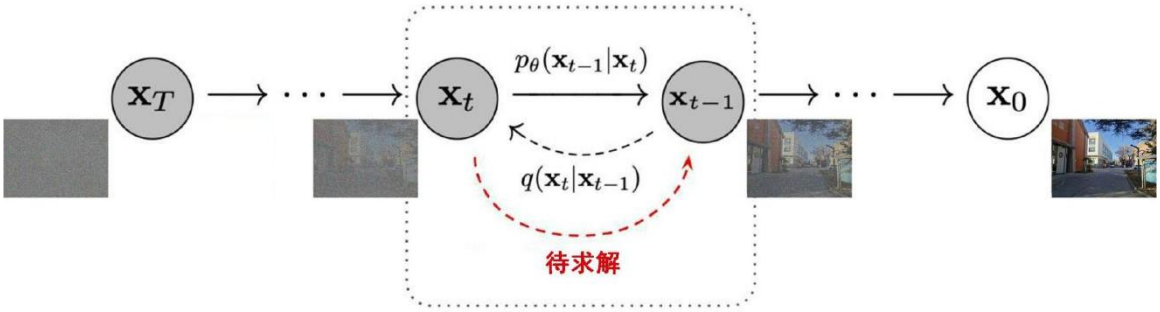


图 3　生成扩散模型核心原理图

相较于传统 GAN 生成模型，扩散模型训练过程稳定、无模式崩溃问题，生成数据细节丰富、特征拟合精度高，能够精准适配 4D 毫米波雷达稀疏、离散、四维耦合的数据特性，可高效完成雷达点云去噪、稀疏补全、超分辨率重建与极端场景数据扩充，完美适配越野恶劣工况下的雷达数据优化需求。

3 算法设计与系统框架

3.1 扩散模型前向加噪与反向去噪原理

本研究基于 DDPM（Denoising Diffusion Probabilistic Model）框架搭建条件扩散生成网络，整体

架构划分为前向扩散加噪、反向扩散去噪生成两个核心阶段。模型训练阶段依靠前向加噪流程完成网络参数迭代优化，测试推理阶段通过反向迭代采样实现指定条件下的图像生成。

3.1.1 前向扩散训练流程

前向扩散过程为马尔可夫链式渐进加噪过程，模型单次训练的完整执行流程如图 4 所示，共分为五步训练逻辑：

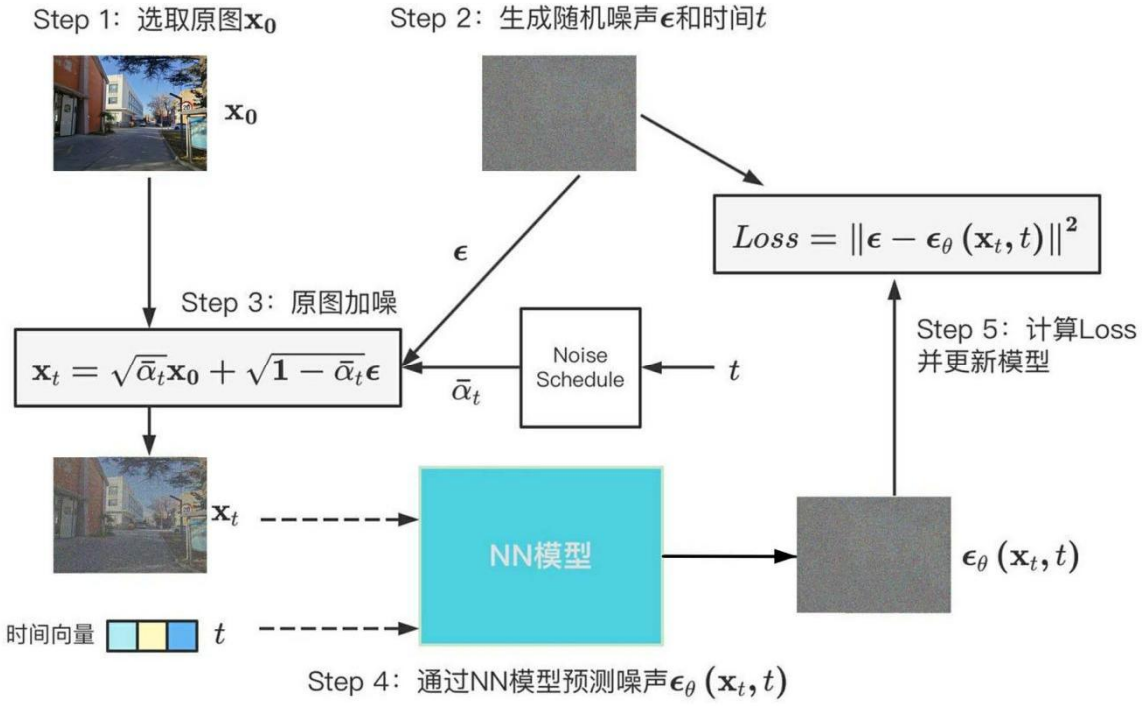


图 4　条件扩散模型原理图

（1）原始图像采样（Step1）：从训练数据集内随机选取清晰原始图像 $\mathbf{x}_0$，作为扩散过程的初始样本输入；

（2）随机参数采样（Step2）：在扩散总步数区间 $t \in [1, T]$ 内均匀随机采样时间步 t，同时从标准正态分布 $\mathcal{N}(0, \mathbf{I})$ 中采样真实高斯噪声 $\boldsymbol{\epsilon}$；噪声调度模块根据采样时间 t，调用预定义噪声系数 β_t 计算累积参数 $\bar{\alpha}_t = \prod_{i=1}^{t} \alpha_i$，其中 $\alpha_i = 1 - \beta_i$；

（3）闭式前向加噪计算（Step3）：依托 DDPM 闭式加噪公式直接计算 t 时刻带噪图像，规避逐轮迭代加噪的计算冗余，计算公式如下：

$$\mathbf{x}_t = \sqrt{\bar{\alpha}_t}\,\mathbf{x}_0 + \sqrt{1-\bar{\alpha}_t}\,\boldsymbol{\epsilon}$$

通过上式可由原图 $\mathbf{x}_0$ 与采样噪声 $\boldsymbol{\epsilon}$，一步得到任意时间步 t 对应的含噪图像 $\mathbf{x}_t$；

（4）神经网络噪声预测（Step4）：将带噪图像 $\mathbf{x}_t$、经过位置编码后的时间特征向量 t 共同输入主干预测神经网络，网络学习映射函数 $\boldsymbol{\epsilon}_\theta(\mathbf{x}_t, t)$，输出当前时间步下对叠加噪声的预测结果；针对条件生成任务，额外将任务相关先验条件信息编码为特征向量并入网络输入，实现生成过程的条件约束；

（5）损失函数与参数更新（Step5）：选用 L2 范数构建训练损失函数，衡量网络预测噪声与真实采样噪声的像素误差，损失表达式为：

$$\mathcal{L} = \left\| \boldsymbol{\epsilon} - \boldsymbol{\epsilon}_\theta(\mathbf{x}_t, t) \right\|^2$$

基于该损失通过反向传播算法优化网络权重参数 θ，促使网络学习不同扩散步数、不同约束条件下的数据噪声分布规律。在前向扩散进程中，随时间步 t 从 0 向 T 不断增大，原始图像的有效内

容被高斯噪声逐步淹没，当$t=T$时，加噪结果$\mathbf{x}_T$近似服从标准正态分布，完成从真实图像分布向标准高斯分布的映射。

3.1.2 反向扩散采样过程

网络完成训练收敛后进入反向采样阶段，反向扩散从纯高斯噪声样本$\mathbf{x}_T \sim \mathcal{N}(0,\mathbf{I})$开始，由最大时间步$t=T$向$t=0$逐步迭代去噪。在每一个迭代步$t$中，主干网络结合预设条件先验与当前带噪图像预测叠加噪声，依托反向采样公式剔除预测噪声、还原图像细节特征；经过T轮逐次去噪迭代后，最终输出满足条件约束的生成图像$\mathbf{x}_0$。

3.2 模型训练流程

条件扩散模型整体训练依托 DDPM 标准训练范式开展，完整训练逻辑可通过伪代码与流程框图协同说明，模型分步训练的标准化执行步骤整理如表 1 所示。在整体训练框架中，前向加噪、噪声预测、损失回传三大核心环节依次串联，依托迭代优化方式完成网络权重收敛。

表 3　DDPM 训练流程伪代码

算法 1：DDPM 训练过程

输入：训练数据集$\mathcal{D}$，噪声调度参数$\{\beta_t\}_{t=1}^{T}$，噪声预测网络ϵ_θ

输出：训练后的噪声预测模型ϵ_θ

1. for 每一次训练迭代 do
2. 从数据集中随机采样干净样本 $\mathbf{x}_0 \sim \mathcal{D}$
3. 从 {1,…,T} 中均匀采样扩散步长 $t \sim \text{Uniform}(1,T)$
4. 采样高斯噪声 $\epsilon \sim \mathcal{N}(0,\mathbf{I})$
5. 根据前向扩散的闭式表达式构造带噪样本： $\mathbf{x}_t = \sqrt{\bar{\alpha}_t}\mathbf{x}_0 + \sqrt{1-\bar{\alpha}_t}\epsilon$
6. 利用神经网络预测噪声： $\hat{\epsilon} = \epsilon_\theta(\mathbf{x}_t, t)$
7. 计算 DDPM 训练损失： $\mathcal{L} = \| \epsilon - \hat{\epsilon} \|_2$
8. 使用梯度下降更新模型参数 θ
9. end for

如前文流程图与表 1 伪代码所示，单次迭代训练循环遵循固定执行顺序。训练开始后，首先从 4D 毫米波雷达实测数据集内随机选取原始无噪雷达数据$\mathbf{x}_0$；随后随机选取扩散时间步t并采样标准正态分布高斯噪声，结合预设噪声调度系数β_t求解$\bar{\alpha}_t$，借助 DDPM 闭式加噪公式一步生成对应时序的含噪样本$\mathbf{x}_t$，省去逐步迭代加噪的冗余运算。区别于无条件 DDPM 模型，本文构建的条件扩散网络在噪声预测阶段额外接入条件编码$\mathbf{c}$，将雨雪等级、目标类别、沙尘遮挡程度等先验信息融入网络输入，约束模型学习条件与雷达噪声分布间的映射关系。

得到网络预测噪声$\hat{\epsilon}$后，通过 L2 损失函数量化真实噪声与预测噪声的误差，以最小化损失为优化目标，采用梯度反向传播与梯度下降算法迭代更新 UNet 主干网络、条件编码模块的全部参数。不断重复上述循环直至损失趋于平稳收敛，最终得到适配多类恶劣野外场景、面向应急救援雷达数据增强任务的条件扩散生成模型。

4 实验与结果分析

4.1 实验设置

本文模型训练与实测部署分为两套硬件平台，分别采用高性能工作站完成网络迭代训练，选用嵌入式 Jetson AGX Orin 硬件实现车载端落地部署，两类平台关键硬件参数对比如表 2 所示。

表 4 训练平台与部署平台的核心计算性能参数对比表格

参数类别	训练平台（工作站）	部署平台（Jetson AGX Orin）
CPU 架构	Intel Xeon Gold 6133，40 核 ×2	ARM Cortex-A78AE，12 核
GPU 架构	NVIDIA RTX A6000，48 GB GDDR6	NVIDIA Ampere GPU:2048 CUDA + 64 Tensor Cores

参数类别	训练平台（工作站）	部署平台（Jetson AGX Orin）
AI 性能	—	最高 275 TOPS
系统内存	128 GB DDR4	32 GB LPDDR5
存储类型	2 TB NVMe SSD	64 GB eMMC 5.1

其中模型离线训练阶段依托高性能工作站硬件开展，模型轻量化推理部署选用 Jetson AGX Orin 嵌入式平台。该平台基于 ARM 架构处理器搭配 Ampere 架构 GPU，为本课题后续模型轻量化压缩、算子优化提出实际落地约束。软件环境统一采用 Python3.8、PyTorch 深度学习框架、CUDA11.7 加速库，训练与部署环境保持框架版本一致，减少因环境差异带来的模型推理精度损失。

4.2 评价指标

为对算法输出结果进行定量评估，测试阶段的三维重建结果与真值数据均统一转换为公共视场内的体素占据表示。同时在该统一体素空间中计算以下指标，多方面对三维重建性能进行综合评估。

4.2.1 交并比（Intersection over Union, IoU）：

IoU 用于衡量预测占据体素与真值占据体素在三维栅格空间中的重叠程度，从而反映重建结果的整体完整性。设预测占据体素集合与真值占据体素集合分别为 $\mathcal{V}_{pred}$ 与 $\mathcal{V}_{gt}$，则 IoU 定义为：

$$\mathrm{IoU}=\frac{\left|\mathcal{V}_{pred}\cap\mathcal{V}_{gt}\right|}{\left|\mathcal{V}_{pred}\cup\mathcal{V}_{gt}\right|}$$

其中 $|\cdot|$ 表示集合中体素的数量。IoU 越高，表明预测与真值的体积重叠越充分。

4.2.2 Chamfer 距离（Chamfer Distance, CD）：

为在体素表示下刻画预测与真值之间的平均几何偏差，本章以占据体素的中心坐标构造几何度量。令预测占据体素与真值占据体素对应的体素中心点集分别为 $\mathcal{C}_{pred}=\{\mathbf{c}(\mathbf{v})|\mathbf{v}\in\mathcal{V}_{pred}\}$ 与 $\mathcal{C}_{gt}=\{\mathbf{c}(\mathbf{v})|\mathbf{v}\in\mathcal{V}_{gt}\}$，其中 $\mathbf{c}(\mathbf{v})\in\mathbb{R}^3$ 表示体素 $\mathbf{v}$ 的中心坐标。则对称 CD 定义为：

$$\mathrm{CD}=\frac{1}{|\mathcal{C}_{pred}|}\sum_{\mathbf{x}\in\mathcal{C}_{pred}}\min_{\mathbf{y}\in\mathcal{C}_{gt}}\|\mathbf{x}-\mathbf{y}\|_2+\frac{1}{|\mathcal{C}_{gt}|}\sum_{\mathbf{y}\in\mathcal{C}_{gt}}\min_{\mathbf{x}\in\mathcal{C}_{pred}}\|\mathbf{y}-\mathbf{x}\|_2$$

该指标越小，表示预测占据与真值占据的空间偏差越低。

4.2.3 F_1 分数（Voxel F_1-score）：

鉴于本章的预测结果与真值均以二值体素占据形式表示，F_1 分数可直接基于体素集合的交集与差集进行定义，从而避免距离阈值选择带来的歧义。设预测占据体素集合与真值占据体素集合分别为 $\mathcal{V}_{pred}$ 与 $\mathcal{V}_{gt}$，则体素级真阳性、假阳性与假阴性分别为：

$$\mathrm{TP}=|\mathcal{V}_{pred}\cap\mathcal{V}_{gt}|,\quad \mathrm{FP}=|\mathcal{V}_{pred}\setminus\mathcal{V}_{gt}|,\quad \mathrm{FN}=|\mathcal{V}_{gt}\setminus\mathcal{V}_{pred}|$$

据此，精确率与召回率定义为：

$$\mathrm{Prec}=\frac{\mathrm{TP}}{\mathrm{TP}+\mathrm{FP}},\quad \mathrm{Rec}=\frac{\mathrm{TP}}{\mathrm{TP}+\mathrm{FN}}$$

进而 F_1 分数为：

$$F_1=\frac{2\mathrm{PrecRec}}{\mathrm{Prec}+\mathrm{Rec}}=\frac{2\mathrm{TP}}{2\mathrm{TP}+\mathrm{FP}+\mathrm{FN}}$$

F_1 越高，表示预测占据在保持较高检出率的同时，能够有效抑制虚假占据。

4.2.4 Hausdorff 距离（Hausdorff Distance, HD）：

为刻画边界错位与局部极端偏差等最坏情形误差，本章在体素中心点集上定义双向 Hausdorff 距离：

$$\mathrm{HD}=\max\left\{\max_{\mathbf{x}\in\mathcal{C}_{pred}}\min_{\mathbf{y}\in\mathcal{C}_{gt}}\|\mathbf{x}-\mathbf{y}\|_2,\max_{\mathbf{y}\in\mathcal{C}_{gt}}\min_{\mathbf{x}\in\mathcal{C}_{pred}}\|\mathbf{y}-\mathbf{x}\|_2\right\}$$

该指标越小，表明预测占据在最坏情况下与真值占据之间的几何偏差越受限，从而更能反映局部结构对齐的稳定性。

4.3 实验结果与分析

4.3.1 数据增强效果对比

为验证本文所提条件扩散模型在烟雾粉尘遮挡工况下的雷达点云增强与三维重建能力，搭建三类室内静态实测场景开展对比试验，分别为角落密闭场景、空旷大空间场景与多障碍物杂乱场景，各组试验实景、真值三维点云与增强重建结果如图 5 所示。

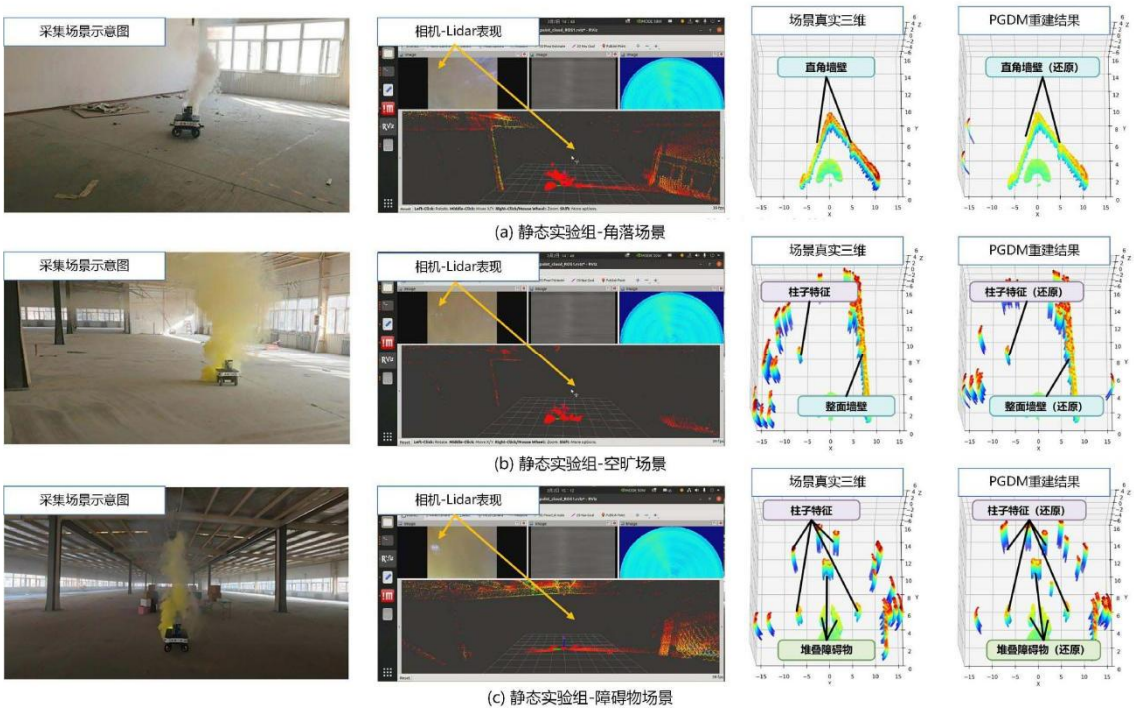


图 5　数据增强效果对比示意图

（1）角落密闭场景

如图 5 (a) 所示，角落试验场景依托室内直角墙体构建密闭空间，试验过程中释放烟雾对探测视场形成遮挡。从原始采集结果可见，弥漫烟雾造成相机成像失效，同时激光雷达受烟尘散射干扰，墙体拐角关键区域出现大面积点云缺失，直角墙角几何特征断裂。对比右侧真值三维点云与 PGDM 模型重建结果可以看出，经过条件扩散数据增强后，PGDM 可有效还原被烟雾遮蔽的直角墙角轮廓，完整恢复墙体拐角空间几何形态，填补原始点云的空洞缺失区域，墙角结构、墙面边界等关键特征与真实场景三维真值高度吻合，验证模型在狭小密闭拐角烟雾遮挡环境下的点云修复有效性。

（2）室内空旷场景

图 5 (b) 为无密集遮挡的室内空旷厂房场景，场景内包含竖向承重立柱与连续整面墙体，烟雾集中于机器人探测前端位置。原始雷达数据在烟雾覆盖区域出现大范围点云漏检，立柱近段、墙体前部的点云数据大面积丢失，难以依靠原始数据完成场景完整建模。采用 PGDM 模型进行点云增强后，模型依据场景条件先验与扩散生成规律补齐烟雾遮挡缺失点云，竖向立柱轮廓、连续墙面的几何特征得到完整还原，重建点云的空间尺度、分布形态与场景真值基本一致，证明在开阔无遮挡大空间烟雾工况下，该方法能够实现大面积缺失点云的有效补全。

（3）多障碍物杂乱场景

图 5 (c) 为包含多根立柱与零散堆放杂物的复杂障碍物场景，场景结构复杂度更高，烟雾弥散后同时遮挡近处低矮障碍物与中远距离立柱结构。原始激光雷达受烟尘影响，近处障碍物与中段立柱均存在不同程度点云空洞，场景细节特征严重残缺。经 PGDM 条件扩散增强处理后，近处零散障碍物轮廓、多根竖向立柱的空间形态均被精准恢复，复杂杂乱场景下的多层级空间结构被完整还原，重建结果在细节完整性、空间排布上贴近场景真实三维分布，体现出 PGDM 在多目标混杂、局部多重遮挡恶劣工况下优异的细节补全与三维重建性能。

综合三组静态试验结果可知，针对角落密闭、空旷大空间、多障碍物杂乱三类典型烟雾遮挡环境，PGDM 扩散增强算法均可有效弥补烟尘干扰带来的雷达点云缺损，精准还原场景关键几何特征，显著提升烟雾遮挡下 4D 毫米波雷达三维重建完整性，能够满足应急救援室内烟雾环境感知的数据增强需求。

4.3.2 整体感知性能定量对比

三类静态烟雾场景的定量评测指标汇总如表 3 所示，IoU、F1 为正向精度指标（数值越高重建效果越好），CD、HD 与时延为负向指标（数值越低性能越优），括号内为相较基准算法的性能优化幅度。

表 5　实车静态场景三维重建试验结果

场景描述	帧数	IoU↑(%)	CD↓	F1↑(%)	HD↓	时延↓(ms)
静态角落场景	770	30.38 (3.19)	0.78 (0.53)	48.15 (1.35)	6.73 (3.68)	52.14
静态空旷场景	104	10.00 (1.37)	2.39 (0.62)	40.92 (1.76)	7.49 (1.05)	54.37
静态障碍场景	102	13.98 (1.63)	1.59 (0.45)	46.85 (1.48)	7.29 (0.94)	50.86
平均值	976	18.12	1.59	45.31	7.17	52.46

从量化结果可以看出，落密闭场景的 IoU、F1 提升幅度最优，IoU 达到 30.38%、CD 低至 0.78，得益于狭小空间场景结构约束强，条件扩散模型对点云空洞补全效果突出；空旷大空间场景因环境范围大、遮挡区域分散，指标提升幅度相对最低，IoU 仅提升 10.00%；多障碍物复杂场景介于二者之间，F1 分数可达 46.85%，可有效完成杂乱结构的点云修复。整体三类场景平均 IoU、F1 分别为 18.12%、45.31%，CD 与 HD 均值分别控制在 1.59、7.17，相较于对比基线实现全指标优化。

三类场景单帧推理时延集中在 50.86~54.37 ms，平均推理耗时 52.46 ms，模型运算效率可满足车载嵌入式平台近实时三维重建的应用需求。

5 结论与展望

本文面向越野应急救援恶劣环境下 4D 毫米波雷达探测精度不足、点云残缺与极端样本匮乏问题，设计带环境与场景先验约束的 PGDM 条件扩散增强模型，基于 DDPM 架构完成网络构建与训练优化，模型可在高性能工作站完成训练并部署于车载 Jetson AGX Orin 嵌入式设备。多场景实测结果表明，该方法能够有效修复烟尘干扰造成的点云缺失、还原场景几何结构；定量指标显示测试平均 IoU、F1 分别为 18.12%、45.31%，平均推理时延 52.46 ms，在保障重建精度的同时满足车载近实时推理需求，相较传统增强算法可显著提升恶劣工况感知稳定性，为应急救援车载感知优化提供技术支撑。

后续研究将从三方面完善优化：一是扩充动态烟尘、雨雪耦合干扰等实测工况，完善动态数据集以提升模型泛化性能；二是采用蒸馏、剪枝与量化手段完成网络轻量化，优化推理效率适配车载低功耗硬件；三是融合多传感器先验条件并探索多车协同感知方案，依托多模态信息进一步强化极端灾害场景下装备的感知可靠性。

参考文献：

[1] A. Seppänen, R. Ojala and K. Tammi, "4DenoiseNet: Adverse Weather Denoising From Adjacent Point Clouds," in IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 8, no. 1, pp. 456-463, Jan. 2023, doi: 10.1109/LRA.2022.3227863.

[2] Y. Zhou, J. Zhang, Z. Li, J. Yu, Y. Geng and X. Bian, "Millimeter Wave Point Cloud Processing Method Based on Density Clustering," 2024 9th International Conference on Image, Vision and Computing (ICIVC), Suzhou, China, 2024, pp. 1-5, doi: 10.1109/ICIVC61627.2024.10837333.

[3] F. Liu, J. Mei, F. Mao, C. Min, Y. Xing and Y. Hu, "CORENet: Cross-Modal 4D Radar Denoising Network with LiDAR Supervision for Autonomous Driving," 2025 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Hangzhou, China, 2025, pp. 3084-3091, doi: 10.1109/IROS60139.2025.11246433.

[4] K. Gao, X. Chen, Q. Hou, J. Zhang and Z. Wu, "RPCNet: Vehicle Completion in Traffic Scenes Based on mmWave Radar Point Cloud Data," 2024 43rd Chinese Control Conference (CCC), Kunming, China, 2024, pp. 7274-7279, doi: 10.23919/CCC63176.2024.10661708.

[5] Z. Li, Y. Cui, N. Huang, C. Pang and Z. Fang, "CAO-RONet: A Robust 4D Radar Odometry with Exploring More Information from Low-Quality Points," 2025 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), Atlanta, GA, USA, 2025, pp. 13014-13020, doi: 10.1109/ICRA55743.2025.11128487.

[6] Luo S, Hu W. Diffusion probabilistic models for 3d point cloud generation[C]//Proceedings of the IEEE/CVF conference on computer vision and pattern recognition. 2021: 2837-2845.

[7] Zhou L, Du Y, Wu J. 3d shape generation and completion through point-voxel diffusion[C]//Proceedings of the IEEE/CVF international conference on computer vision. 2021: 5826-5835.

[8] Vahdat A, Williams F, Gojcic Z, et al. Lion: Latent point diffusion models for 3d shape generation[J]. Advances in neural information processing systems, 2022, 35: 10021-10039.

[9] K. Luan, C. Shi, N. Wang, Y. Cheng, H. Lu and X. Chen, "Diffusion-Based Point Cloud Super-Resolution for mmWave Radar Data," 2024 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), Yokohama, Japan, 2024, pp. 11171-11177, doi: 10.1109/ICRA57147.2024.10611026.

[10] R. Zhang, D. Xue, Y. Wang, R. Geng and F. Gao, "Towards Dense and Accurate Radar Perception via Efficient Cross-Modal Diffusion Model," in IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 9, no. 9, pp. 7429-7436, Sept. 2024, doi: 10.1109/LRA.2024.3426389.

[11] Wang Z, Zhang C, Fei T, et al. Synthetic FMCW Radar Range Azimuth Maps Augmentation with Generative Diffusion Model[J]. arXiv preprint arXiv:2601.06228, 2026.

[12] Kwok J, Caesar H, Palffy A. 4D-RaDiff: Latent Diffusion for 4D Radar Point Cloud Generation[J]. arXiv preprint arXiv:2512.14235, 2025.

车速对中置轴挂车相对牵引车直行的摆动与跟踪的影响实验研究

章豪[1]，王尚礼[1]，王硕[2]，杨国权[3]，周军[4]，傅强[3]，郑萌[1]，周海红[1]

（1. 中国汽车工程研究院股份有限公司,重庆 401122；2. 清华大学车辆与运载学院，北京 10084；
3. 东风越野车有限公司,湖北十堰 442000；4. 中国人民解放军 63969 部队，江苏南京 211100）

摘　要：现有汽车列车直线行驶性能标准与研究多聚焦低速工况，缺乏全车速区间系统实测数据，难以支撑挂车高速行驶安全性评价。为揭示车速对摆动与跟踪的影响规律，以满载某中置轴挂车列车为研究对象，分别在 30 km/h、50 km/h、70 km/h、90 km/h 车速下直线行驶 500 m，用差分基站和卫星定位测试设备测试记录牵引车与挂车的轨迹，计算最大摆动幅度和最大轨迹偏移量。实验结果表明，最大摆动幅度与最大轨迹偏移量均随车速升高呈显著下降趋势；最大摆动幅度大于最大轨迹偏移量；30 km/h 的最大轨迹偏移量为 48.9 mm，优于 GJB 1454A—2024 的限值 76 mm。研究结果可为汽车列车高速行驶安全性评价、标准限值优化提供实测数据支撑。

关键词：汽车列车；中置轴挂车；直线行驶；摆动幅度；跟踪

Experiment Research on Effect of Vehicle Speed on Swing and Tracking of Center-Axle Trailer to Towing Vehicle Operated in a Straight Line

ZHANG Hao[1], WANG Shangli[1], WANG Shuo[2], YANG Guoquan[3], ZHOU Jun[4], FU Qiang[3], ZHENG Meng[1], ZHOU Haihong[1]

China Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Chongqing 401122; 2. Tsinghua University,School of Vehicle and Mobility, Beijing 10084; 3. Dongfeng Off-road Vehicle Co., Ltd., Hubei Shiyan 442000; 4. PLA Troop 63969, Jiangsu Nanjing 211100)

Abstract: Most existing standards and research on the straight-line driving performance of vehicle trains focus on low-speed conditions, lacking systematic full-speed-range measured data to support the safety evaluation of trailers at high driving speeds. To reveal the influence laws of vehicle speed on lateral sway and path-following deviation, a fully loaded center-axle trailer combination was taken as the research object. Straight-line driving tests over a distance of 500 m are carried out at speeds of 30 km/h, 50 km/h, 70 km/h and 90 km/h, respectively. Differential GPS positioning equipment is adopted to measure the trajectories of the tractor and trailer, based on which the maximum lateral sway amplitude and maximum path offset are calculated. The test results show that both the maximum lateral sway amplitude and maximum path offset decrease significantly with the increase of vehicle speed, and vehicle speed exerts a remarkable impact on lateral sway. In addition, the maximum lateral sway amplitude is larger than the maximum path offset. The maximum path offset at 30 km/h reaches 66.5 mm, which is better than the limit value of 76 mm specified in GJB 1454A—2024. The maximum lateral sway amplitude and maximum

path offset can be adopted as characteristic indicators to evaluate the straight-line driving performance of vehicle trains. The research findings can provide measured data support for the high-speed safety assessment of combination vehicles and the optimization of limit values in relevant standards.
Keywords: combination vehicles; straight-line driving; swing amplitude; tracking

1 引言

汽车列车因运量大、运输效率高和成本低等优势,是货运与军用装备运输的重要车型。相较于单体车辆,汽车列车将牵引车与一个或多个挂车通过连接装置相连,其运动自由度更高,动力学特性更复杂,易出现其独有的挂车相对于牵引车的摆动(swing)、摆振(shimmy)、轨迹偏移量(off tracking)和甩尾等问题，这些影响行驶安全,其中中置轴挂车列车的高速摆振问题突出。对军用中置轴挂车列车而言,良好的直线行驶性能是保障狭窄道路通过性、避让障碍物、高速机动性和战术编队行驶的基础。对直线行驶性能测试研究有重要的军事应用价值和工程价值。

在标准法规方面,GB 7258—2017、GB/T 26778—2023 考核汽车列车空载、车速 30 km/h 的行驶轨迹[1]和直线行驶稳定性[2];GJB 1454A—2024[3]参考 GB/T 26778—2011[4]考核汽车列车空载和满载，车速 30、45 和 60 km/h 工况的直线行驶稳定性。未考核 70 和 90 km/h 等高速的工况。GB/T 41600—2022[5]要求车辆以最高车速的 80%在车宽加 0.4 m 宽的车道内行驶，用转向盘修正量来表征汽车直线行驶稳定性，其适用于 M 类、N 类车辆，不适用于汽车列车和无转向盘的汽车，提示需开展高速试验。美国 FMVSS 393 Subpart F 要求挂车轮胎轮迹与牵引车轮胎轮迹最大偏移量不大于 76.2 mm[6],未提及试验车速。澳大利亚交通安全法规考核汽车列车车速 90 km/h 行驶 1 000 m 的扫掠宽度[7]，提示应开展高速试验。

受到滴水法或喷水法测试设备的精度（50 mm）较低[8]、车速和风速对精度有影响，测试精度与限值（110 mm）接近的限制,现有试验研究多聚焦低速工况,缺乏 70~90 km/h 全车速区间的对比测试,不能完整揭示车速对挂车摆动与轨迹跟踪特性的影响规律。同时,现行评价体系多侧重轨迹偏移性能,未考虑车辆行驶过程中的摆动特性,难以全面表征汽车列车的实时行驶稳定性。

基于差法基站和卫星定位设备,王尚礼等开展了铰接列车的轨迹、摆动[9]、跟踪[10]和占用宽度[11]等实验研究,制定了团体标准 T/CAAMTB 300—2025[12],中置轴挂车列车挂钩连接与铰接列车的鞍座连接差异较大，有必要对中置轴挂车列车进行研究。

针对上述问题,本文以某型满载军用中置轴挂车列车为研究对象,按 T/CAAMTB 300—2025 测试,开展多车速、多组重复实车直线行驶试验。通过差分基站和卫星定位定位设备,同步采集牵引车和挂车的实时动态轨迹数据,计算最大摆动幅度与最大轨迹偏量,分析车速对挂车摆动和跟踪的影响规律,并对标现行国家及军用标准限值,为车辆结构优化与标准体系完善提供实测数据支撑。

2 测试原理、指标定义、方法及数据处理

2.1 测试原理

以试验路面基准线为 X 轴建立平面直角坐标系,同步实时采集牵引车前轴中心坐标(X_{1i}, Y_{1i})与挂车后轴中心坐标(X_{2i}, Y_{2i}),Y_{1i}和 Y_{2i}分别为两个测点至基准线的横向距离。

2.2 指标定义

2.2.1 摆动幅度

摆动幅度表征同一时刻挂车后轴中心相对于牵引车前轴中心的横向位移差,反映挂车相对牵引车的横向摆动,摆动幅度越小,挂车相对于牵引车的横向摆动越小和牵引车的转向越稳定。摆动幅度 A_{mi}由式 1 计算：

$$A_{mi}=Y_{2i}-Y_{1i} \tag{1}$$

式中,Y_{1i}为牵引车前轴中心至基准线的横向距离(mm);Y_{2i}为挂车后轴中心至基准线的横向距离(mm)。

单次试验的最大摆动幅度 A_i为该次试验中$|A_{mi}|$的最大值:

$$A_i=\max(|A_{mi}|) \tag{2}$$

2.2.2 轨迹偏移量

轨迹偏移量表征挂车追随牵引车的跟踪能力。考虑到挂车后轴与牵引车前轴之间存在纵向距离 L(即纵向间距),测试时需将挂车的横向坐标数据 Y_{2i}沿着纵向方向平移距离 L 后,得到平移后的挂车轨迹数据 Y_{3i}[12]。轨迹偏移量 T_{mi}由式 3 计算:

$$T_{mi}=Y_{3i}-Y_{1i} \tag{3}$$

式中,Y_{3i}为挂车后轴中心数据向前平移 L 后的横向距离(mm)。

单次试验的最大轨迹偏移量 T_i为该次试验中$|T_{mi}|$的最大值:

$$T_i=\max(|T_{mi}|) \tag{4}$$

轨迹偏移量越小,表明挂车追随牵引车的能力越强,即跟踪能力越好。

摆动幅度与轨迹偏移量的区别为:摆动幅度反映挂车相对牵引车的实时横向摆动,轨迹偏移量反映挂车沿着牵引车的路径行驶的跟踪能力。

2.2 测试方法

试验测试系统由差分基站与两台 RT3000 V3 陀螺仪(含卫星定位模块)组成,分别固定于牵引车前轴中心与挂车后轴中心处,同步采集两单元的轨迹。具体测试流程如下:

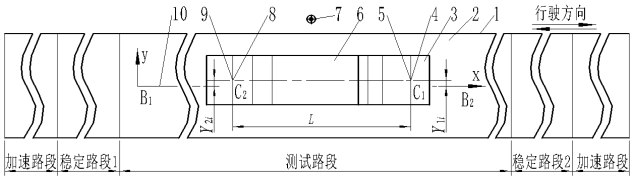
1) 在测试路段设置基准点 B_1和 B_2,以 B_1和 B_2的连线作 x 轴,建立坐标系,统一数据采集基准;

2) 试验前,试验车辆完成不少于 30 min、20 km 的预热行驶,覆盖最高车速的 80%,加速、变道、制动等工况,使轮胎、悬架、连接部件处于热车状态;

3) 牵引车加速至目标试验车速,在测试稳定路段匀速直行不少于 200 m,确保车辆稳定行驶;

4) 控制牵引车车速波动范围±2 km/h,沿基准线直线行驶 500 m,仅小幅缓慢修正方向盘以控制牵引车横向最大偏移量不超过 0.5 m;

5) 同步采集牵引车与挂车的实时轨迹坐标。



标引序号说明:1——行驶参考基准线;2——试验道路;3——牵引车;4——牵引车前轴中心(C_1);5——陀螺仪 1;6——挂车;7——差分基站;8——挂车后轴中心(C_2);9——陀螺仪 2;10——测试基准线。

图 1　测试工况示意图

2.3 数据处理与异常数据检验

为保障试验数据精准可靠，规范数据处理方法，每个车速工况分别开展往返各 6 次有效重复实验。

处理步骤如下:

1) 按式 1~4 算最大摆动幅度、最大轨迹偏移量;

2) 用格拉布斯(Grubbs)准则检验数据,设置置信度 0.05,样本量 6 的临界值 $G(0.05, p)$为 1.887,格拉布斯统计量小于或等于临界值的为正常值;大于临界值的为异常值,予以剔除。以最大轨迹偏移量为例,将一组数据从小到大排列为 $T_{(1)},T_{(2)},\ldots\ldots,T_{(p)}$,检验最大值 $T_{(p)}$和最小值 $T_{(1)}$是否为异常值。

测试数据的平均值为:

$$\overline{T}=\frac{1}{p}\sum_{i=1}^{p} T_i \tag{5}$$

样本标准偏差 s 为:

$$s=\sqrt{\frac{1}{p-1}\sum_{i=1}^{p}(T_i-\overline{T})^2} \tag{6}$$

相对标准偏差 RSD 为:

$$\mathrm{RSD}=\frac{\overline{T}}{s} \tag{7}$$

最大值的格拉布斯统计量 G_p为:

$$G_p=\frac{T_{(p)}-\overline{T}}{s} \tag{8}$$

最小值的格拉布斯统计量 G_1为:

$$G_1=\frac{\overline{T}-T_{(1)}}{s} \tag{9}$$

3)试验涉及行驶安全,为保证评价结果安全保守,取往返试验均值较大的有效数据的均值作为试验结果。

3 实车测试及分析

3.1 试验车辆、道路及测试设备

4×4 两轴牵引车,最大设计总质量 8 000 kg;单轴中置轴挂车,载重 1 000 kg;牵引钩与牵引环连接,挂车后轴与牵引车前轴的纵向距离 L 为 7.45 m。

试验道路为长 2 550 m 的平直沥青路面,路面干燥清洁、附着系数良好、纵坡度不大于 0.1%、横坡度不大于 1%,符合 GB/T 12534—1990[13]要求。

差分基站 1 套,RT3000 V3 陀螺仪 2 台,横向位置精度 20 mm,采样频率 100 Hz;数据采集同步时间小于等于 0.01 s。

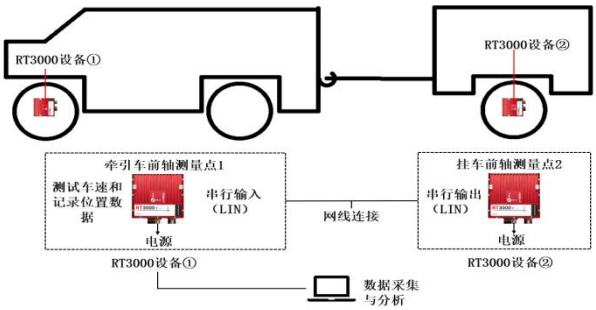
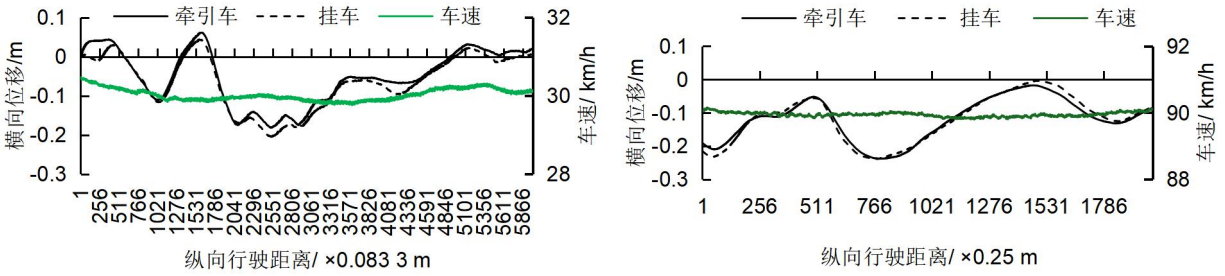


图 2　设备的布局及连接示意图（车图片脱密处理）

3.2　测试结果与分析

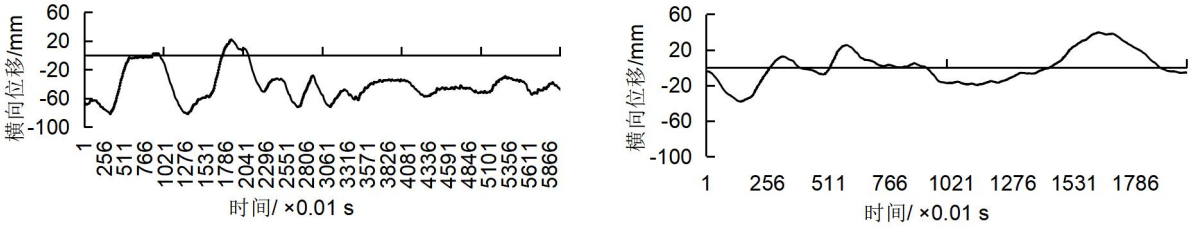
车速 30 km/h、90 km/h 的轨迹、摆动幅度和轨迹偏移如图 3~5 所示,从图 3 可知,行驶 500 m 范围内,牵引车的横向位移量在 0.5 m 以内,牵引车与挂车的轨迹呈近似正弦曲线。最大摆动幅度大于最大轨迹偏移量,轨迹偏移量的较大值出现在行驶轨迹的波峰、波谷处。

在 30 km/h 时,轨迹偏移量的较大值对应的挂车与牵引车轨迹较大概率呈欠冲状态;而车速 90 km/h 时,轨迹偏移量的较大值对应的挂车与牵引车轨迹较大概率呈过冲状态。



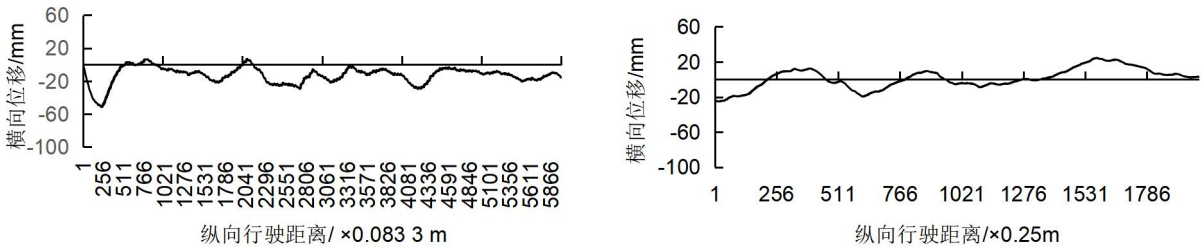
（a）30 km/h　　（b）90 km/h

图 3　牵引车与挂车的轨迹



（a）30 km/h　　（b）90 km/h

图 4　摆动幅度



（a）30 km/h　　（b）90 km/h

图 5　轨迹偏移量

车速 30、50、70 和 90 km/h、往向和返向各 6 次的最大摆动幅度和最大轨迹偏移量测试数据如表 1~4 所示,由表 1~4 可知,最大摆动幅度均值随车速升高依次为 81.7、63.4、45.5 和 40.2 mm,在 30~70 km/h 区间内下降最为显著,降幅 44.3%,70~90 km/h 区间趋于平缓。最大轨迹偏移量均值相应为 48.9、37.1、34.5 和 27.4 mm,整体降幅为 44.0%。各车速的格拉布斯统计量均小于临界值 1.887 表明无异常值,综合均值、样本标准偏差 *s* 和相对标准偏差 RSD,表明数据重复性可接受。

表 1　30 km/h 测试数据（单位，mm）

序号	最大摆动幅度		最大轨迹偏移量	
1	A_1	78.8	T_1	53.2
2	A_2	86.5	T_2	41.4
3	A_3	82.3	T_3	51.4
4	A_4	78.5	T_4	49.0
5	A_5	81.6	T_5	53.0
6	A_6	82.3	T_6	45.2
均值		81.7		48.9
s		2.7		4.3
RSD		3.3%		8.8%
格拉布斯统计量		1.822		1.730

表 2　50 km/h 测试数据（单位，mm）

序号	最大摆动幅度		最大轨迹偏移量	
1	A_1	62.1	T_1	33.0
2	A_2	56.2	T_2	34.3
3	A_3	61.0	T_3	39.0
4	A_4	71.4	T_4	36.8
5	A_5	70.7	T_5	36.3
6	A_6	59.0	T_6	43.2
均值		63.4		37.1
s		5.7		3.3
RSD		9.0%		9.0%
格拉布斯统计量		1.398		1.838

表 3　70 km/h 测试数据（单位，mm）

序号	最大摆动幅度		最大轨迹偏移量	
1	A_1	41.5	T_1	30.2
2	A_2	39.3	T_2	28.2
3	A_3	42.3	T_3	28.8
4	A_4	53.7	T_4	42.8
5	A_5	48.0	T_5	41.9
6	A_6	48.2	T_6	35.2
均值		45.5		34.5
s		4.9		6.0
RSD		10.8%		17.3%
格拉布斯统计量		1.665		1.384

表 4　90 km/h 测试数据（单位，mm）

序号	最大摆动幅度		最大轨迹偏移量	
1	A_1	46.9	T_1	27.1
2	A_2	35.8	T_2	28.9
3	A_3	39.7	T_3	25.2
4	A_4	37.7	T_4	28.9
5	A_5	36.3	T_5	25.2
6	A_6	44.6	T_6	28.9
均值		40.2		27.4
s		4.2		1.7
RSD		10.4%		6.1%
格拉布斯统计量		1.607		1.306

全程牵引车轨迹横向位移最大变化量如表 5 所示,不大于 0.5 m,满足试验测试方法中关于牵引车行驶路径的控制要求，表明此实验有效。

表 5　牵引车轨迹横向最大变化量（单位，m）

序号	30 km/h	50 km/h	70 km/h	90 km/h
1	0.32	0.26	0.3	0.24
2	0.32	0.25	0.12	0.4
3	0.37	0.29	0.38	0.4
4	0.38	0.17	0.18	0.41
5	0.27	0.27	0.26	0.22

序号	30 km/h	50 km/h	70 km/h	90 km/h
1	0.32	0.26	0.3	0.24
6	0.32	0.35	0.26	0.4
均值	0.33	0.27	0.25	0.35

3.3 车速对最大摆动幅度和轨迹偏移量的影响

不同车速下最大摆动幅度和最大轨迹偏移量对比如表 6 所示,从表 6 可知,在 30~90 km/h 车速范围内,最大摆动幅度和最大轨迹偏移量随车速的升高呈近似线性显著下降趋势。

表 6　不同车速的实验结果对比（单位，mm）

车速	最大摆动幅度	最大轨迹偏移量
30	81.7	48.9
50	63.4	37.1
70	45.5	34.5
90	40.2	27.4

3.4 与标准限值的对比及直线行驶稳定性评价

从测试原理分析,GB 7258—2017 和 GB/T 26778—2023 的摆动幅度并非表征同一时刻挂车相对牵引车的摆动幅度,而是轨迹偏移量。最大轨迹偏移量为 48.9 mm 优于 GB 7258 的限值 110 mm、GB/T 26778 的 100 mm 及 GJB 1454A—2024 的 76 mm。

结合车速稳定,无跑偏、摆振、甩尾、折叠、抖动等异常现象,综合表明该型中置轴挂车列车在 30~90 km/h 区间内直线行驶稳定性良好,满足公路行驶与战术机动的要求。

4 讨论

最大轨迹偏移量随车速升高呈近似线性显著下降趋势的原因讨论。在低速时,挂车与牵引车的轨迹呈欠冲状态,随着车速增高,侧向加速度和横摆角速度后部放大系数增大,造成挂车轨迹外移,使轨迹偏移量减小。行驶同一距离,车速越高,牵引车轨迹的摆动周期(轨迹曲线近似正弦曲线)越少,是造成车速较高的轨迹偏移量较小的原因。

车速抑制挂车瞬时横向摆动的动力学机理尚未完全明晰,将通过动力学建模、仿真对比与多工况试验,揭示连接装置结构、轮胎特性、车速耦合作用下的车辆稳定机理、以及最大摆动幅度与最大轨迹偏移量变化趋势高度相关的内在机理。

本文仅开展了满载、干燥平直路面工况试验,将开展不同载重、低附着路面、侧向扰动等试验,完善不同工况下军用挂车行驶稳定性评价体系。

5 结论

1) 最大摆动幅度与最大轨迹偏移量随着车速增加均呈近似线性显著下降趋势。

2) 最大摆动幅度大于最大轨迹偏移量。两项指标呈极强正相关;车速越高,最大摆动幅度与最大轨迹偏移量差值逐渐减小。

3) 在车速 30~90 km/h 范围,该军用中置轴挂车列车最大轨迹偏移量均满足 GB 7258—2017、GB 26778—2023、GJB 1454A—2024 限值要求,满足公路直线行驶安全要求。

最大摆动幅度与最大轨迹偏移量双指标评价体系,弥补了单一指标最大轨迹偏移量评价的局限性。全车速区间实测数据,可为军用挂车底盘参数优化、行驶安全评价标准优化提供数据支撑。将开展不同载荷、路面附着条件下的对比试验。

致谢:感谢中国汽车工程研究院股份有限公司及子公司中汽院(重庆)汽车检测有限公司 DZ202510 汽车列车行驶安全测评及提升研究课题资助,泽尔牛津陀螺仪设备公司李代君工程师在测

试设备轨迹测试使用的指导。

参考文献：

[1] GB 7258—2017 机动车运行安全技术条件[S].
[2] GB/T 26778—2023 汽车列车性能要求及试验方法[S].
[3] GJB 1454A—2024 军用挂车通用规范[S].
[4] GB/T 26778—2011 汽车列车性能要求及试验方法[S].
[5] GB/T 41600—2022 汽车直线行驶稳定性试验方法[S].
[6] Federal Motor Carrier Safety Administration. Coupling devices and towing methods: 49 CFR § 393.70[S]. Washington, D.C.: FMCSA, 2024.
[7] Performance-Based Standards Scheme—the Standards and Vehicle Assessment Rules, Australia National Transport Commission, January 2020, Australia.
[8] GB/T 25979—2010/IS0 14791:2000 道路车辆 重型商用汽车列车和铰接客车 横向稳定性试验方法[S].
[9] 中汽院(重庆)汽车检测有限公司,中国汽车工程研究院股份有限公司.一种挂车后轴中心相对牵引车前轴中心直线行驶摆动幅度测试装置及方法:CN202411143037.X[P]. 2024-11-12.
[10] 中汽院(重庆)汽车检测有限公司,中国汽车工程研究院股份有限公司,襄阳达安汽车检测中心有限公司.一种挂车相对牵引车直线行驶跟踪能力测试方法及系统:CN202411724647.9[P]. 2025-02-28.
[11] 中汽院(重庆)汽车检测有限公司,中国汽车工程研究院股份有限公司.一种汽车列车占用车道宽度测试方法及系统:CN202511530341.4[P].2026-01-16.
[12] T/CAAMTB 300—2025 挂车相对牵引车辆直线行驶摆动幅度测试方法[S].
[13] GB/T 12534—1990 汽车道路试验方法通则[S].

姓名	性别	职称/学位	电话/手机	邮箱	简介（字数不限）
章 豪	男	助理工程师	19802358164	zhanghao2@caeri.com.cn	研究方向为驾乘体验评价、行驶安全试验等整车测试
王尚礼	男	正高级工程师	13983751885	wslmail-01@163.com	研究方向为汽车列车横向稳定性等行驶安全试验、可靠性等整车测试评价

关于越野车拖钩安全性开发的研究

李钧成，张硕，严鸿，牛敏丽，邓智文，余建琼

重庆长安凯程汽车科技有限公司

摘　要：为探明越野车在不同越野场景下的实际救援工况中，拖钩真实受力情况，以指导前期越野车拖钩产品的合理设计，本研究选取了长安猎手为对象，并对其拖钩进行加强改装，设计了 8 种典型越野救援场景（沙漠鸡窝坑正面脱困、沙漠鸡窝坑侧面脱困、沙漠刀锋斜坡正面脱困、砾石路、起伏路面-炮弹坑、陡坡-泥锅、陡坡-V 形坑、泥泞路），包括缓拉和冲拽两种方式。采用力传感器、角度仪器、数据采集仪记录在不同牵引角度下的峰值冲击载荷。试验结果表明：在保证安全条件下，冲拽试验能产生更大强度值。建议强越野属性的车型拖钩强度最大值按照满载质量的 2 倍设计，拖钩强度最大值产生角度推荐横向角度 30°、垂向角度 5°。本文旨在为越野车拖钩的强度设计、试验验证及标准完善提供系统性参考。

关键词：越野车；拖钩强度；牵引角度；受力测试

Research on the Safety Development of Off-road Vehicle Tow Hooks

Li Juncheng、Zhang Shuo、Yan Hong、Niu MinLi、Deng Zhiwen、YU JianQiong

Chongqing Changan Kai Cheng Automobile Technology Co., Ltd.

Abstract: To elucidate the actual load conditions experienced by tow hooks on off-road vehicles during real-world rescue operations across diverse off-road scenarios, thereby guiding the rational design of early-stage off-road vehicle tow hook products, this study selected the Changan Hunter as the subject, reinforced its tow hook through modification, and designed eight typical off-road rescue scenarios (frontal recovery from desert potholes, lateral recovery from desert potholes, frontal recovery from desert blade slopes, gravel roads, undulating roads with shell craters, steep slopes with mud pots, steep slopes with V-shaped pits, and muddy roads), incorporating both slow-pulling and dynamic-towing methods. Peak impact loads under varying towing angles were recorded using force sensors, angle measurement instruments, and data acquisition systems. Test results indicate that, under safe operating conditions, dynamic towing tests generate higher intensity values. It is recommended that for vehicles with strong off-road attributes, the maximum tow hook strength be designed at twice the gross vehicle mass, with the optimal angles for peak strength generation recommended at 30° laterally and 5° vertically. This paper aims to provide a systematic reference for the strength design, experimental verification, and standardization of off-road vehicle tow hooks.

Key words: Off-road vehicle, tow hook strength, towing angle, force tes

引言

越野车在穿越岩石、沙漠、泥泞路等复杂地形下，陷车及救援是常见场景。拖钩作为连接救援车与被救车辆的关键受力部件，其结构强度直接关系到救援安全。与普通公路车辆不同，越野车的

拖钩需在较苛刻的条件下承受超设计基准的载荷，参考梁宏[1]等的分析方法可知：其载荷不仅包括牵引车辆自身重力产生的静态载荷分量，还包括因为冲击、角度、地面阻力等因素引发的动态载荷叠加效应。

目前，针对拖钩强度的标准化试验主要依据 GB 32087-2015 和 SAE J684，推荐推荐在水平±25°、垂直±5°范围内进行静载验证。但是在实际越野脱困过程中，往往面临更大的牵引角度及动态冲击。

本文以拖钩为试验对象，开展越野多场景、多角度、静动态结合的强度测试研究，选择条件最为恶劣的工况进行强度试验，采集救援时拖车绳上的力及受力角度，旨在研究强越野车辆在非铺装道路脱困时拖钩易因受力过载断裂、牵引绳突发失效的问题，验证拖钩与拖车绳的承载安全性，为实际脱困操作提供数据支撑，避免安全事故与设备损坏。为后续拖钩的结构设计提供目标值。

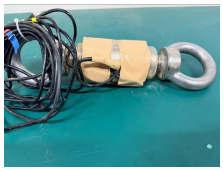
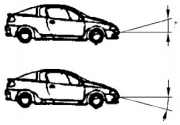
1 拖钩强度测试的内容与方法

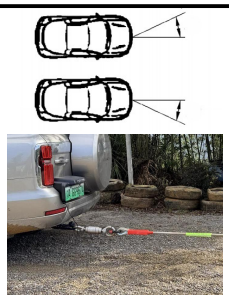
1.1 试验对象

车辆选用长安猎手，将原厂拖钩进行加强处理。车辆满载质量为，3180kg。

1.2 试验设备

表 1　试验设备及示意图

试验设备			
序号	**设备名称**		**设备参数**
1	拖车绳		5 米 25 吨*2 8 米 30 吨*1
2	疙瘩扣		17 吨*2 21.9 吨*2
3	力传感器		SBT623 20 吨
4	角度仪		DXL360S
5	数据采集仪		BMS16HRG-53
示意图			
1	数据采集仪		
2	力传感器		
3	角度仪		
4	角度测量		

5	拖车绳与车辆连接图	

1.3 试验工况设计

依据越野场景及用户实际救援经验，定义 8 种典型工况，包含沙漠场景下的鸡窝坑正面脱困、鸡窝坑侧面脱困、刀锋斜坡正面脱困，综合越野路下的砾石路、起伏路面-炮弹坑、陡坡-泥锅、陡坡-V 形坑、泥地。再以缓拉、冲拽、踩刹车、松刹车四种方式组合进行试验，每种工况重复 3 次，并取拖车绳上力值数据的最大值。

1.4 试验流程

整体试验流程见图 1

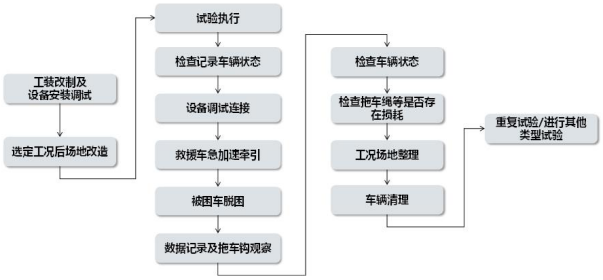


图 1　试验流程示意图

1.5 试验结果

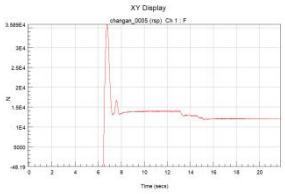
1.5.1 越野救援工况及测试数据采集

表 2　试验工况示意图

沙漠-鸡窝坑

工况描述：车辆陷入沙子之中，前方为缓坡，无法脱困，牵引车以一定速度牵引。模拟车辆在沙漠中因车轮打滑陷入沙坑后，突然脱困时的冲击载荷或无法脱困的静态载荷。

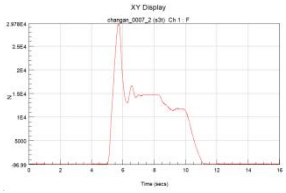




沙漠-刀锋斜坡

工况描述：沙坡坡度为 35°-40°，模拟车辆快到坡顶时，没有足够速度冲破沙脊，轮胎在松软沙壁上打滑，失去抓地力，此时车辆挂在坡面上。采集救援时峰值拉力载荷。

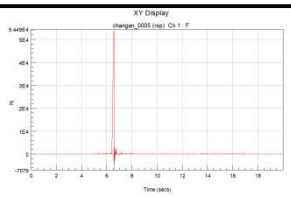




砾石路

工况描述：轮胎陷入深度 20-30cm，模拟砂石掩埋轮毂。车辆以 5km/h 速度急加速或者缓慢拖拽，采集峰值拉力载荷。

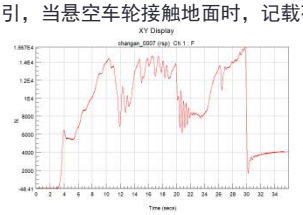




炮弹坑

工况描述：起伏差＞30cm，含交叉轴地形（对角线车轮离地 10-20cm）救援车缓慢牵引，当悬空车轮接触地面时，记载荷录瞬时冲击峰值。

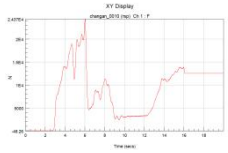




陡坡-泥锅

工况描述：泥锅坡度不规则，最大处角度约为 40°。车辆沿 V 型坡 “纵向驶入”谷底（车头朝向坡顶方向），在该条件下，车辆以 5km/h 速度急加速或者缓慢拖拽，采集峰值拉力载荷。

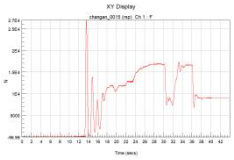




陡坡-V 形坑

工况描述：V 形坑坡度在 25°-30°。车辆以 5km/h 速度急加速或者缓慢拖拽，采集峰值拉力载荷。

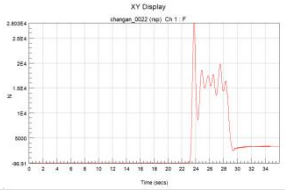




泥地

工况描述：车辆前轮初始陷深 25cm 左右，后轮陷深 20cm 左右，模拟轮胎被泥包裹的工况，模仿新能源车辆下电池护板覆泥。车辆以 5km/h 速度急加速或者缓慢拖拽，采集峰值拉力载荷。





1.5.2 数据记录及分析

（1）八种工况下的最大力值数据见表 3

（2）前拖钩强度试验各工况共采集 36 组数据，其中砾石路第五次冲拽脱困试验产生最大力值 54491.86N，为 1.71 倍满载车重。

（3）V 形坑工况第四次冲拽脱困试验因传感器疙瘩扣断裂，设备线束断裂产生的 799941.38N 数据，经评估数据无效。

表 3　试验工况数据记录

序号	工况		拖拽方式	刹车状态	横向角度/°	垂向角度/°	最大力值/N	脱困结果
1	沙漠	鸡窝坑正面脱困	缓拉	踩刹车	左 3.3°	上 7.36°	14453.03711	脱困失败
2			冲拽	踩刹车	左 3.3°	上 7.36°	24951.04297	脱困失败
3		鸡窝坑侧面脱困	缓拉	踩刹车	右 12.4°	上 9.16°	11035.08887	脱困失败
4			冲拽	踩刹车	右 12.4°	上 9.16°	35888.45313	脱困失败
5		刀锋斜坡正面脱困（坡度 35°-40°）	单车缓拉	踩刹车	左 1.32°	下 10.9°	12841.71875	脱困失败
6			单车冲拽	踩刹车	左 1.32°	下 10.9°	29784.97461	脱困失败
7			双车缓拉	踩刹车	左 1.6°	下 10.42°	23632.98438	脱困失败
8	综合	砾石路（车辆前轮双轮陷深在 15cm 左右）	冲拽	踩刹车	左 30.2°	上 0.6°	54491.85547	脱困失败，绳子拉断

9	路面	起伏路面-炮弹坑（左前车轮陷深在25cm 左右）	缓拉	踩刹车	左 4.7°	上 10.5°	15673.43359	脱困失败
10		陡坡-泥锅（泥锅坡度不规则，最大处角度约为 40°）	缓拉	踩刹车	右 8.0°	上 1.5°	18456.91797	脱困失败
11			冲拽	松刹车	右 18.5°	上 13.06°	24365.08594	脱困成功
12		陡坡-V 形坑（V 形坑坡度在25°-30°）	缓拉	踩刹车	右 12.0°	上 14.83°	14306.55371	脱困失败
13			冲拽	松刹车	右 12.0°	上 14.83°	27001.78905	未完全脱困
14		泥地（车辆在首次拖拽时，前轮陷深 25cm 左右，后轮陷深 20cm 左右）	缓拉	松刹车	左 5.3°	上 0.4°	13525.30762	脱困失败
15			冲拽	松刹车	左 5.4°	上 7.7°	28027.17188	未完全脱困

1.5.3 试验结论

（1）在保证安全条件下，冲拽试验能产生更大强度值。

（2）根据试验数据分析，推荐强越野属性车型的前拖钩强度最大值按照满载质量的 2 倍进行设计。

（3）越野救援场景前拖钩强度最大值产生角度参照本次试验推荐横向角度 30°左右，垂向角度 5°左右。

（4）后拖钩强度参考前拖钩目标强度进行设计，实车试验角度同样参考前拖钩最大值产生角度。

2 拖车钩牵引使用包络布置方法

2.1 法规要求拖车钩牵引使用包络

法规要求过牵引装置工作区域中心点且平行于车辆纵向垂直的水平线，对牵引装置沿垂直方向±5°、水平方向±25°分别施加拉伸和压缩静载荷 F，选择任意一个角度进行拉伸和压缩试验。

2.2 越野需求拖车钩牵引使用包络

基于越野场景的拖钩强度试验结果，参考整车坐标系，对左右赋值，横向角度朝向车外侧为正值、朝向车内侧负值，垂向角度上为正值、下为负值，对采集的角度数据进行拟合。

2.2.1 越野需求角度拟合见表 4

表 4　强越野属性车型需求角度拟合

横向角度（°）	0	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	-3	-6	-9	-12	-15	-18	-21	-24	-27	-30
垂向角度（°）	13.4	12.4	11.4	10.3	9.3	8.4	7.4	6.3	4.9	3.1	0.8	14.2	14.8	14.5	14.9	14.3	13.3	11.8	9.5	6.1	0

2.2.2 布置要求

强越野车型建议满足以直径 20mm 或 25mm 的软绳扣式拖车绳制作带越野需求的拖车钩牵引使用包络，见示意图 2。

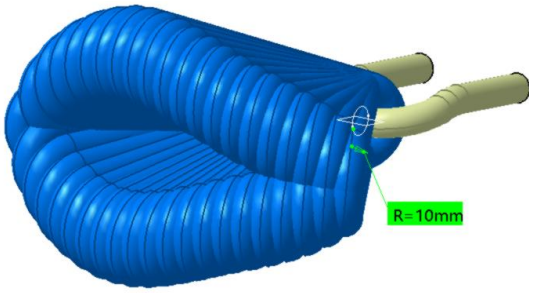


图 2　软绳扣式拖车绳制作包络

3 讨论与分析

本研究提出的方法具有以下优势：

（1）贴合越野用户实际使用工况，避免理论假设偏差：传统的强度设计往往纯轴向拉伸、恒定静态载荷。而实测方法涵盖了侧拉、冲拽等真实载荷路径，反映了拖钩在实际越野救援中承受的复合力。

（2）综合考虑了动态冲击与角度效应：试验中不仅记录了稳态拉力，还捕获了冲拽瞬间的峰值冲击，这些峰值冲击可达到稳态值的 1-3 倍。

（3）结果直观，便于工程应用："满载的 2 倍"是一个易于理解、便于计算和检验的指标。设计人员可直接据此校核有限元模型，试验室也可通过简单的静载试验验证（例如施加 2 倍满载对应的拉力，观察是否失效）。该指标也易于写入企业标准或行业规范。

然而，本研究仍存在一些局限性：

（1）无法覆盖所有的越野工况：本次试验选取的为有限个典型的越野工况，但实际越野中仍可能出现更极端的组合，如车辆完全浸没泥水后状态、冰雪覆盖的坡道等。

（2）不同等级的越野车要求不同：越野等级较低的车辆可能不会去所罗列的这些场景，针对此类车型，易出现过量设计，对轻量化设计不利。

4 结论

本研究通过设计多种典型越野救援场景与工况，测试不同工况下的拖车钩真实受力情况与受力角度，以指导越野车拖钩的合理设计。

（1）建议强越野属性的车型拖钩强度最大值按照满载质量的 2 倍设计，拖钩强度最大值产生角度推荐横向角度 30°、垂向角度 5°。

（2）基于工况测试的角度，拟合越野车拖车钩包络角度。建议强越野车型满足以直径 20mm 或 25mm 的软绳扣式拖车绳制作带越野需求的拖车钩牵引使用包络。

参考文献：

[1] 梁宏,赵仕煊.一种新型球状拖钩强度的有限元分析法[C]//湖北省机电工程学会.2022 机电创新与产教融合新思考论文集.湖北华阳汽车制动器股份有限公司;湖北汽车工业学院;,2022:81-85.DOI:10.26914/c.cnkihy.2022.073090.

越野性能主观评价方法研究

李钧成、张硕、余建琼、刘强

重庆长安凯程汽车科技有限公司

摘　要：本文系统探讨了越野性能主观评价方法体系，结合行业标准制定动态与实证研究成果，提出以多维度感知、多方法协同为核心的评估框架。通过整合层次分析法（AHP）、模糊评价法等定量工具，建立了兼顾驾驶者个体差异与场景适应性的评价模型，并基于标准化测试流程提出优化策略，为车辆研发、性能验证及消费者决策提供科学依据。

关键词：主观评价方法；层次分析法；模糊评价法；优化策略

Research on Subjective Evaluation Method of Off-road Performance

LI Juncheng、ZHANG Shuo、YU Jianqiong、LI Qiang

Chongqing Changan Kai Cheng Automobile Technology Co., Ltd.

Abstract： This paper systematically discusses the subjective evaluation method system of off-road performance, and puts forward an evaluation framework with multi-dimensional perception and multi-method collaboration as the core in combination with industry standard formulation dynamics and empirical research results. By integrating quantitative tools such as Analytic Hierarchy Process (AHP) and fuzzy evaluation method, an evaluation model that takes into account individual driver differences and scene adaptability is established, and an optimization strategy based on standardized test process is proposed to provide scientific basis for vehicle development, performance verification and consumer decision-making.

Key words： Subjective Evaluation Method, AHP, Fuzzy Evaluation Method, Optimization Strategy

引言

随着越野文化普及与电动化技术发展，用户对越野车辆的性能需求从单一通过性向综合体验转变。传统基于动力参数、几何通过性（接近角/离去角）的客观评价体系难以全面反映车辆在实际越野场景中的真实表现以及驾驶者的亲身体验，已无法满足个性化需求，而行业标准如《乘用车越野性能主观评价方法》的编制，标志着主观评价正成为性能评估的新焦点。本文旨在构建兼顾科学性与可操作性的主观评价方法体系，解决个体感知差异大、环境干扰因素多等核心难题。

1 越野性能主观评价的重要性

1.1 补充客观评价的不足

客观评价指标虽然能够提供车辆基本性能的量化数据，但无法涵盖越野过程中诸如驾驶舒适性、操控感受、心理体验等方面的信息。主观评价可以从驾驶者的角度出发，捕捉到客观数据难以体现的细节，使对越野性能的评价更加全面和深入。

1.2 反映用户的真实需求

不同的驾驶者对于越野性能有着不同的期望和偏好。通过主观评价，可以了解到用户在实际使用过程中的需求和痛点，为车辆的研发和改进提供方向，提高产品的市场适应性和用户满意度。

1.3 促进越野文化的发展

主观评价不仅是对车辆性能的评估，还蕴含着驾驶者对越野活动的情感和态度。它能够激发驾驶者之间的交流和分享，促进越野文化的传播和发展，推动越野运动的普及。

2 主观评价维度与指标构建

2.1 核心维度划分

根据行业标准与实证研究，主观评价应覆盖以下维度：

2.1.1 通过性

通过性是指车物通过特殊路况的能力，具体是指汽车能够遇过各种坏路，无路地带（如松软地面、坎坷不平地段）和各种障碍（陡坡、侧坡、壕沟、台阶、水障）且不发生车辆与路面干涉的能力。包括驾驶者对车辆接近角、离去角、离地间隙等的视觉判断与通过障碍时的触觉反馈。

2.1.2 牵引性

牵引性指驾驶员通过油门操作，控制发动机扭矩输出并通过传动系统将扭矩传递到地面，牵引车辆前行的能力。涵盖起步响应、动力输出平顺性及复杂地形下的动力持续性。

（1）起步与加速：驾驶者在起步时能直观感受到发动机的响应速度和扭矩输出。强劲的起步动力可以使车辆迅速摆脱静止状态，在复杂路况下快速通过障碍。加速过程中，动力的持续性和爆发力也会影响驾驶者的信心和驾驶体验。例如，在爬坡或超车时，充沛的动力能让驾驶者感到轻松和安全。

（2）动力输出平顺性：动力输出的平顺性对于驾驶舒适性至关重要。在越野过程中，如果发动机的动力输出存在顿挫或不连贯的情况，会影响车辆的操控稳定性，增加驾驶者的疲劳感。平顺的动力输出能够使车辆行驶更加平稳，提高驾驶者的愉悦感

2.1.3 机动性

汽车克服复杂道路、无路地区的障碍以及能在最小面积内回转的能力。

（1）转向精准度：转向精准度直接影响车辆的操控性能。在越野过程中，驾驶者需要精确地控制车辆的行驶方向，避开障碍物。精准的转向可以使驾驶者更好地应对复杂路况，提高驾驶的安全性和舒适性。

2.1.4 循迹性

车轮保持接地状态的能力、悬挂系统的感受。

（1）车轮保持接地状态的能力：车辆车轮离地情况，交叉轴路况下车轮越不易离地，车辆循迹性越好。

（2）行程适应性：悬挂系统的行程长短对于车辆的通过性至关重要。较长的悬挂行程可以使车轮在遇到较大障碍物时保持与地面的接触，提高车辆的越野能力。驾驶者可以通过车辆在通过起伏路面、沟壑等地形时的表现来感受悬挂行程的适应性。

2.1.5 涉水性

汽车所能通过的最深水域，也是安全深度。

（1）排水漂浮感觉：驾驶车辆应能感受到因水的浮力和车头推水受到的阻力。

2.1.6 地形模式性能

模式切换流畅度、扭矩分配逻辑合理性，如沙地模式下轮间限滑介入时机的主观感受。

（1）模式切换便利性：对于配备多种四驱模式的车辆，模式切换的便利性是主观评价的重要方面。简单、快捷的切换操作可以让驾驶者在不同路况下及时调整四驱模式，提高车辆的通过性。

（2）扭矩分配合理性：四驱系统的扭矩分配是否合理直接影响车辆在越野时的抓地力和稳定性。在越野过程中，不同的路况需要不同的扭矩分配比例。例如，在泥泞或雪地中，需要更多的扭矩分

配到车轮上以增加抓地力；而在高速行驶时，合理的扭矩分配可以提高车辆的操控性。驾驶者可以通过车辆的行驶表现来感受四驱系统扭矩分配的合理性。

2.1.7 功能配置

各类越野功能配置的操作逻辑及功能表现。蠕行模式、陡坡缓降、差速锁等

2.1.8 关联性能

车身扭转刚度、人机工程学表现、救援能力等。

（1）车身扭转刚度：车辆在承受大扭转力矩时，车身抵抗扭转变形的能力，扭转刚度大的车辆应不受影响，尾门能够顺利开合。

（2）人机工程学表现：座椅支撑性、功能按键布局合理性及多地形全景影像的实用度。

2.2 指标量化方法

采用层次分析法（AHP）构建权重模型：

2.2.1 构建层次结构模型

（1）目标层：越野性能评估。

（2）准则层：牵引性、通过性、机动性、循迹性、涉水性、地形模式性能、功能配置、关联性能。

（3）指标层：

①牵引性指标：动力扭矩储备、动力输出平顺性等；

②通过性指标：几何参数、干涉磕碰防护性等；

③机动性指标：小范围调转车头能力、车内视野等；

④循迹性指标：车轮保持接地状态的能力、转向循迹性等；

⑤涉水性指标：涉水能力等；

⑥地形模式性能指标：沙、雪、泥、山等场景下的表现；

⑦功能配置指标：蠕行模式、陡坡缓降、坦克掉头等；

⑧关联性能指标：车身扭转刚度等；

2.2.2 构建判断矩阵

（1）判断矩阵元素 a_{ij} 的标度方法见表 1：

表 1　判断矩阵元素 aij 的标度方法

因素 i 比因素 j	量化值
同等重要	1
稍微重要	3
较强重要	5
强烈重要	7
极端重要	9
两相邻判断的中间值	2、4、6、8

（2）构建准则层比较矩阵见表 2：

表 2　准则层比较矩阵

	牵引性	通过性	机动性	循迹性	涉水性	地形模式	功能配置	关联性能
牵引性	1	?	?	?	?	?	?	?
通过性	?	1	?	?	?	?	?	?
机动性	?	?	1	?	?	?	?	?
循迹性	?	?	?	1	?	?	?	?
涉水性	?	?	?	?	1	?	?	?
地形模式	?	?	?	?	?	1	?	?

功能配置	?	?	?	?	?	?	1	?
关联性能	?	?	?	?	?	?	?	1

（3）构建指标层比较矩阵：

表 3　牵引性判断矩阵

	动力扭矩储备	动力输出平顺性	…
动力扭矩储备	1	?	?
动力输出平顺性	?	1	?
…	?	?	1

表 4　通过性判断矩阵

	几何参数	干涉磕碰防护性	…
几何参数	1	?	?
干涉磕碰防护性	?	1	?
…	?	?	1

表 5　机动性判断矩阵

	小范围调转车头的能力	车内视野	…
小范围调转车头的能力	1	?	?
车内视野	?	1	?
…	?	?	1

表 6　循迹性判断矩阵

	车轮保持接地状态的能力	转向循迹性	…
车轮保持接地状态的能力	1	?	?
转向循迹性	?	1	?
…	?	?	1

表 7　涉水性判断矩阵

	涉水能力	…	…
涉水能力	1	?	?
…	?	1	?
…	?	?	1

表 8　地形模式性能判断矩阵

	沙地模式	雪地模式	…
沙地模式	1	?	?
雪地模式	?	1	?
…	?	?	1

表 9　功能配置判断矩阵

	蠕行模式	陡坡缓降	…
蠕行模式	1	?	?
陡坡缓降	?	1	?
…	?	?	1

表 10　关联性能判断矩阵

	车身扭转刚度	…	…
车身扭转刚度	1	?	?
…	?	1	?
…	?	?	1

（4）通过专家问卷得到判断矩阵中的标度（即“？”处）。

2.2.3 层次单排序及一致性检验

（1）层次单排序

①计算矩阵每行乘积；

②乘积开 n 次方根（n 为矩阵阶数）得到每行特征向量；

③计算特征向量的总和；

④向量归一化（每行特征向量/特征向量的总和）得到权重；

（2）一致性检验

①计算矩阵最大特征值λ_{max}；

②计算一致性指标 CI ：

$$\mathrm{CI}=\frac{\lambda_{max}-n}{n-1} \tag{1}$$

式(1)中：n−− 矩阵阶数；

③根据阶数选择随机一致性指标 RI：

表 11　随机一致性指标

N 阶	3	4	5	6	7	8	9
RI	0.52	0.89	1.12	1.26	1.36	1.41	1.46

③计算一致性比率 CR：

$$\mathrm{CR}=\frac{CI}{RI} \tag{2}$$

式（2）中，CR<0.1 ，则认为该判断矩阵通过一致性检验，否则就不具有满意一致性。

（3）以准则层比较矩阵为例，见表 12

构建准则层比较矩阵得出牵引性、通过性、机动性等八大性能对应的权重。

表 12　一级指标比较矩阵

	牵引性	通过性	机动性	循迹性	涉水性	地形模式	功能配置	关联性能	每行乘积	乘积 N 次方根（特征向量）	向量归一化（权重）	最大特征根 λmax	CI	RI	CR
牵引性	1										a1				
通过性		1									a2				
机动性			1								a3				
循迹性				1							a4				
涉水性					1						a5				
地形模式						1					a6				
功能配置							1				a7				
关联性能								1			a8				
				特征向量之和								/			

3 主观评价方法体系

3.1 标准化测试流程设计

3.1.1 多场景覆盖

包含岩石攀爬、泥泞脱困、沙漠冲坡等 5 类标准化地形，每类地形设置 5-8 项典型动作（如侧坡行驶、交叉轴通过）。

3.1.2 驾驶者分层抽样

按经验分为新手（<1 年）、进阶（1-3 年）、专家（>3 年）三组，每组不少于 10 人，消除个体偏差。

3.2 数据采集与处理

3.2.1 直接评分法

采用 10 分量表对单项指标实时评分，如“攀爬信心度”=（实际完成高度/心理预期高度）×10。

3.2.2 模糊综合评价法

（1）建立模糊评价因素集、权重集；

其中准则层、指标层、权重同上文中的层次分析法。

表 13　评价因素集和权重集

目标层	准则层	权重	指标层	权重
越野性能 A	牵引性 A1	a1	动力扭矩储备 A11	a11
			…	…
	通过性 A2	a2	几何参数 A21	a21
			…	…
	机动性 A3	a3	小范围调转车头的能力 A31	a31
			…	…
	循迹性 A4	a4	车轮保持接地状态的能力 A41	a41
			…	…
	涉水性 A5	a5	涉水能力 A51	a51
			…	…
	…	…	…	…

因素级	权重级
A=[A1,A2,A3,A4,A5…]	A=[a1,a2,a3,a4,a5…]
A1=[A11,A12…]	A1=[a11,a12…]
A2=[A21,A22…]	A2=[a21,a22…]
A3=[A31,A32…]	A3=[a31,a32…]
A4=[A41,A42…]	A4=[a41,a42…]
A5=[A51,A52…]	A5=[a51,a52…]
…	…

（2）建立评语集；

表 14　评价等级分值

评价标准	无法接受	很差	边缘	可接受	一般	好	…
分值	X1	X2	X3	X4	X5	X6	…

$$V = [X1\ X2\ X3\ X4\ X5\ X6...]$$

（3）计算指标层隶属度：

①构建指标评价表，以牵引性指标为例；

表 14　牵引性指标评价

牵引性	无法接受	很差	边缘	可接受	…
动力扭矩储备	C11	C12	C13	C14	…
动力输出平顺性	C21	C22	C23	C24	…
…	…	…	…	…	…

表 14 中的 C11、C12、C13 等为选择该评语的驾驶者评价人数，C 为总人数

②计算指标层隶属度，以牵引性指标为例；

根据评价表中的每个指标评价人数与总人数的比值得到各项指标的隶属度，以牵引性指标项为例：

表 14　牵引性指标隶属度

牵引性	无法接受	很差	边缘	可接受	…
动力扭矩储备	c11	c12	c13	c14	…
动力输出平顺性	c21	c22	c23	c24	…
…	…	…	…	…	…

其中，c11=C11/C 以此类推。

（4）多级模糊综合评价

①对准则层牵引性进行模糊评价，其模糊矩阵及权重集分别为 F_{A1} 和 W_{A1}

$$F_{A1} = \begin{bmatrix} c11\ c12\ c13... \\ c21\ c22\ c23... \\ ... \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$W_{A1} = [a11\ a12\ a13..] \tag{4}$$

②计算牵引性的隶属度 Z_{A1}:

$$Z_{A1} = F_{A1} * W_{A1} \tag{5}$$

③计算牵引性的得分 Y_{A1}：

$$Y_{A1} = Z_{A1} * V \tag{6}$$

④同上，计算通过性、机动性、循迹性等属性得分 Y_{A2}、Y_{A3}、Y_{A4}、Y_{A5}、A_{Y6}、A_{Y7}、A_{Y8}。

⑤同上，对目标层越野性能进行模糊评价，计算得到越野性能得分 Y_A。

3.2.3 生理信号融合

结合心率变异性（HRV）与肌电信号（EMG），量化驾驶压力指数，验证主观评分效度。

4 影响因素与优化策略

4.1 关键干扰因素

（1）环境变量：温度对轮胎抓地力的影响较高，导致泥地脱困评分波动。

（2）车辆状态：未磨合车辆的动力响应评分比磨合后低。

（3）认知偏差：经验不足者易高估电子限滑效能，专家更关注机械差速锁介入时机。

4.2 精准提升路径

（1）动态权重调整：根据地形难度自动修正指标权重，如岩石路段悬挂行程权重会提升。

（2）数字孪生验证：通过虚拟仿真预判感知差异点，减少实车测试次数。

（3）跨模态数据融合：将语音反馈（如“转向偏重”）转化为定量参数，建立语义-数值映射库。

5 结论与展望

本文构建的主观评价方法体系，通过维度解构、流程标准化与数据融合，提升了评价结果的信效度。未来研究需进一步探索神经科学技术在驾驶者认知映射中的应用，并建立跨品牌主观评价数据库，推动行业评价标准统一。

参考文献：

[1] 姬芬竹，高峰，吴志新.电动汽车传动系参数设计及动力性仿真[J].北京航空航天大学学报，2006，32(1)：108-111.

[2] 刘健康，王燕，刘元治，等.车辆越野性能评价方法、系统、电子设备及存储介质[P].中国专利：CN118840006.A，2024-10-25.

[3] 黄松，史建鹏.越野汽车动力总成匹配仿真研究[J].汽车科技，2008(5)：14-17.

[4] 常思勤.汽车动力装置[M].北京：机械工业出版社，2005.

[5] 黄松.发动机低速扭矩特性研究[J].华中科技大学学报（自然科学版），2009，37(5)：82-85.

[6] 樊智涛. 越野汽车性能分析及发展展望[J]. 山东工业技术,2018,No.275(21):51.

[7] 蒋建发. 越野汽车垂直越障性能与车辆结构参数关系分析[J]. 机械设计与制造,2012,No.259(09):222-224.

[8] 高越,王白侠. 基于层次分析法的皮卡汽车产品配置研究[J]. 轻型汽车技术,2019,No.362,No.363(Z4):28-35.

[9] 于博,王思婧,李志远,韦昊. 基于AHP的电动汽车模糊综合评价模型[J]. 科技创新导报,2017,v.14;No.407(11):179-180.

基于用户关联的某车型发罩总成耐久性试验验证与结构优化

陈志宁

柳州日高汽车减振技术有限责任公司，柳州 545616

摘　要：针对某商用车发罩总成市场早期疲劳失效问题，本文引入损伤等效原理，提出一种基于用户实际工况关联的耐久性试验与结构优化方法。通过采集用户道路载荷谱，结合雨流计数法与 Miner 线性累积损伤理论，建立用户全寿命里程与台架加速试验的损伤当量映射关系，定义用户关联强化系数 K，完成试验规范量化重构。结合断口微观分析与有限元仿真，精准剥离设计缺陷与制造异常，锁定疲劳失效核心薄弱区域。通过局部补强、应力梯度优化与材料升级完成结构迭代，优化后关键位置应力幅值显著降低，理论疲劳寿命提升至目标要求。经台架加速耐久试验与长里程道路试验双重验证，优化方案满足耐久性设计目标，市场售后故障率较攻关前下降约一个数量级。本文提出的用户关联强化系数法为商用车车身附件耐久性正向开发与高效验证提供了可推广的方法论参考。

关键词：发罩总成；用户关联；损伤等效；耐久性试验；结构优化

中图分类号：U463.82　　**文献标识码：**A

Durability Test Verification and Structural Optimization of a Vehicle Hood Assembly Based on User Correlation

CHEN Zhining

（Liuzhou Rigao Automotive Vibration Reduction Technology Co., Ltd., Liuzhou 545000, China）

Abstract: Aiming at the early fatigue failure problem of a commercial vehicle hood assembly in market application, this paper introduces the damage equivalence principle and proposes a durability test verification and structural optimization method based on user condition correlation. By collecting actual road load spectra of users, combined with the rain-flow counting method and Miner linear cumulative damage theory, the damage equivalent mapping relationship between user full-life mileage and bench accelerated test is established. The user correlation enhancement coefficient K is defined to realize quantitative reconstruction of test specifications. Fracture microscopic analysis and finite element simulation are adopted to accurately distinguish structural design defects from manufacturing anomalies and identify core weak areas of fatigue failure. Structural iteration is completed through local reinforcement, stress gradient optimization and material upgrading. After optimization, the stress amplitude at critical positions is significantly reduced, and the theoretical fatigue life is increased to meet target requirements. Verified by bench accelerated durability test and long-distance road test, the optimization scheme fully satisfies the vehicle durability design goals, and the market after-sales failure rate is reduced by approximately one order of magnitude. The proposed user correlation enhancement coefficient method provides a generalizable methodological reference for durability development and efficient verification of commercial vehicle body attachments.

Keywords: hood assembly; user correlation; damage equivalence; durability test; structural optimization

1 引言

商用车作为经营性生产资料，整车可靠性直接决定用户运营效益与全生命周期使用成本。发罩总成是商用车车身前端的关键覆盖承载结构，长期承受路面随机激励、动力总成振动及气动载荷的耦合作用，其疲劳耐久性能对整车品质与市场口碑至关重要。随着轻量化技术的普及，车身薄壁化、集成化设计广泛应用，发罩总成结构刚度冗余降低，市场早期疲劳失效问题逐渐凸显。

传统的耐久性验证方法通常依据经验性里程累积进行道路试验，或参照通用标准进行台架试验。这类方法存在两方面局限：其一，未建立用户实际使用工况与试验条件之间的量化关联，试验标准过松则市场失效频发，过严则开发成本浪费；其二，当出现失效时，优化方向多依赖经验判断，缺乏基于疲劳损伤理论的系统分析。

针对上述问题，国内外学者开展了大量研究。在用户关联方面，载荷谱的采集与统计分析已形成较为成熟的方法体系 [1-3]；在加速试验方面，基于损伤等效的试验规范重构技术得到广泛关注 [4-5]。然而，如何将用户关联与台架加速验证有机结合，形成一套从问题定位到优化验证的完整方法论，并在工程实践中验证其有效性，仍需深入研究。

本文以某商用车发罩总成早期疲劳失效攻关为工程背景，提出一种基于损伤等效原理的用户关联耐久性验证方法。该发罩采用前翻式打开方式，前下横梁左右两端设有铰链安装点（发罩前翻转轴），后横梁及两侧顶部纵梁区域设有锁扣安装支架，四个悬置支撑点均通过橡胶衬套减振。技术路线如下：首先，采集用户实际使用工况载荷谱，结合 Miner 线性累积损伤理论，建立用户目标里程与台架加速试验之间的损伤当量关系，定义用户关联强化系数 K；其次，通过断口分析与有限元仿真，剥离设计缺陷与制造异常，精准定位失效原因；再次，基于疲劳寿命理论进行结构优化，并预估寿命增益；最后，通过强化台架试验与长里程道路试验双重验证，完成从问题分析到量产切换的闭环。本文旨在为同类工程问题提供可推广的方法参考。

2 基于损伤等效的用户关联理论

2.1 疲劳累积损伤理论

疲劳损伤是材料或结构在循环载荷作用下逐渐劣化的过程。工程中广泛采用 Miner 线性累积损伤法则描述疲劳损伤的累积规律 [6]。根据该法则，结构在多级变幅载荷下的总损伤 D 可表示为：

$$D = \sum_{i=1}^{n} \frac{n_i}{N_i}$$

式中：n_i 为第 i 级应力幅值下的实际循环次数；N_i 为该应力幅值下结构的疲劳寿命；n 为载荷级数。

当累积损伤 D 达到临界值时，认为结构发生疲劳失效。Miner 法则的线性假设虽忽略了载荷次序效应，但其简洁性与实用性使其成为工程疲劳分析的基础工具 [7]。本文基于该法则建立用户工况与台架试验之间的损伤等效关系。

2.2 用户使用工况载荷谱采集与统计分析

为建立用户关联的基础，需获取用户实际使用工况的载荷数据^[1-3]。本研究依据不同使用强度、地域分布与运营场景，选取具有代表性的样本车辆，在发罩总成关键承载位置布置加速度传感器与应变片，进行长周期载荷信号采集。测点覆盖前下横梁铰链安装区、后横梁及顶部纵梁锁扣安装区、中横梁及左右纵梁等主要传力骨架，为全骨架应变测点布置方案。测点布置如图 1 所示。

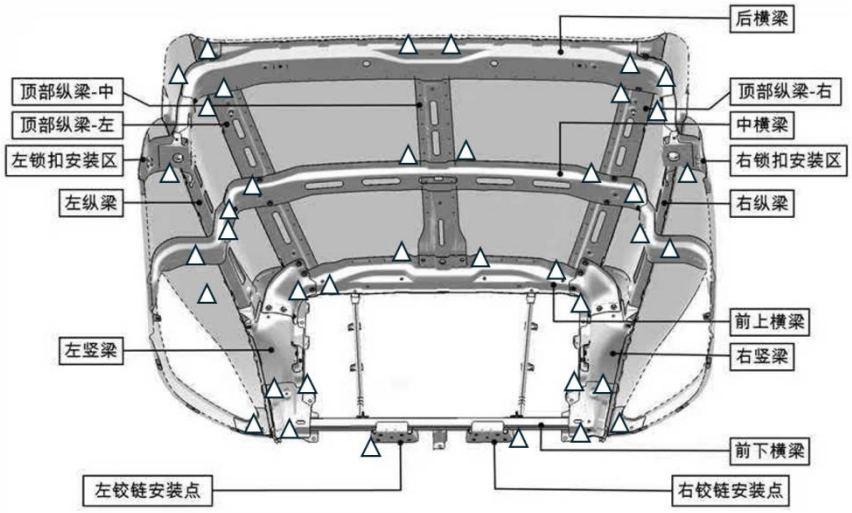


图 1　发罩总成载荷谱采集测点布置示意

采集的原始载荷信号需经过以下处理步骤：（1）异常信号剔除：去除传感器漂移、电磁干扰等导致的无效数据；（2）雨流计数：采用雨流计数法，将随机载荷历程转化为若干应力循环及其对应的幅值与均值 [4]；（3）统计外推：基于采集样本的载荷频次分布，结合用户调研获取的年度行驶里程分布，将样本数据外推至全寿命周期的载荷谱；（4）损伤计算：结合材料的 S-N 曲线与 Miner 法则，计算各工况下的累积损伤值。

2.3 强化系数的损伤当量定义与理论推导

用户关联的核心在于建立用户实际工况与台架加速试验之间的损伤当量关系 [5]。本文定义用户关联强化系数 K 如下：

$$K = \frac{D_{\text{user}}}{D_{\text{test}}}$$

式中：D_{user} 为用户目标里程下计算得到的累积损伤；D_{test} 为单次台架试验循环所产生的累积损伤。

强化系数 K 的物理意义是：台架试验中一个循环所产生的疲劳损伤，相当于用户实际使用 K 公里（或 K 次工况重复）的损伤累积。K 值越大，表明台架试验的加速程度越高。

基于 K 值，可确定台架试验的总循环次数或总时长，使得台架试验的总损伤不小于用户目标里程的总损伤，即满足：

$$N_{\text{test}} \cdot D_{\text{test}} \geq D_{\text{user}}$$

其中 N_{test} 为台架试验循环数。这一关系为台架加速试验规范的制定提供了理论依据。

2.4 强化系数 K 的数值推导案例

为验证上述理论框架的工程可行性，本节基于本项目实测用户载荷谱数据，完整演示强化系数 K 的推导过程。基础数据来源于目标车型典型运营区域的载荷谱采集，采集车辆运营路线为北方某省至某自治区沿线运煤及砂石料运输线路，选取该路线中最恶劣的三段典型路段进行道路载荷谱采集。

2.4.1 用户工况载荷谱统计

发罩总成关键承载区域测点的应变采集数据经雨流计数统计后，按路面类型分类的载荷谱特征如表 1 所示。

表 1　用户工况分级载荷谱统计

路面类型	年里程占比 /%	应变峰值范围 /με	等效应力幅值 /MPa	日平均循环数	年循环数 n_i	疲劳寿命 N_i	年损伤 d_i
高速公路	35	150~400	35.2	2.8×10^{4}	1.02×10^{7}	4.67×10^{8}	2.19×10^{-2}
国道省道	40	250~800	70.0	5.2×10^{4}	1.90×10^{7}	5.83×10^{7}	3.26×10^{-1}
城市道路	15	100~300	28.0	8.5×10^{3}	3.10×10^{6}	9.11×10^{8}	3.41×10^{-3}
强化坏路	5	600~1800	155.0	1.2×10^{3}	4.38×10^{5}	2.68×10^{6}	1.63×10^{-1}
其他	5	—	—	—	—	—	约 0.005

注：等效应力幅值取各路面类型应变峰值范围中值的 80 %作为平均应变幅值，乘以钢材弹性模量 E=206 GPa 换算为应力；疲劳寿命 N_i 基于材料 S-N 曲线（疲劳极限取 200 MPa，斜率参数 m=3.0）计算；年损伤 $d_i = n_i / N_i$。

各路面工况年损伤贡献占比如表 2 所示。

表 2　各路面工况年损伤贡献占比

路面类型	年损伤贡献占比 /%
高速公路	4.2
国道/省道	62.8
强化坏路	31.4
城市道路	0.7
其他	0.9

2.4.2 用户目标里程总损伤计算

将各路面工况年损伤累加，得到用户年累积损伤 D_year：

$$D_{\text{year}} = \sum d_i \approx 0.022 + 0.326 + 0.003 + 0.163 + 0.005 = 0.519$$

按用户目标使用年限为 10 年计算，用户全寿命周期总损伤 D_{user} 为：

$$D_{\text{user}} = D_{\text{year}} \times 10 = 5.19$$

即用户在 10 年使用周期内，发罩关键承载区域累积损伤达到临界值 D=1 的次数约为 5 次，意味着该结构存在显著的疲劳失效风险，与售后故障统计中位失效里程约 4.5 万 km 的实际情况在量级上吻合。

2.4.3 台架单循环损伤与强化系数 K 计算

台架加速试验采用七轴多向加载系统，载荷谱基于海南试验场实测道路谱经虚拟迭代载荷分解后编制，单次试验循环时长 255h 等效用户道路约 200 万 km [5]。

按用户年均行驶里程约 15 万 km（运煤及砂石料运输典型强度）估算，10 年总行驶里程约 150 万 km。台架单次循环（255h）覆盖 200 万 km 当量损伤，因此台架单循环累积损伤 D_{test} 约为用户 10 年总损伤 D_{user} 的 1.33 倍，即：

$$D_{\text{test}} \approx D_{\text{user}} \times \frac{200}{150} = 6.92$$

由此计算用户关联强化系数 K：

$$K = \frac{D_{\text{user}}}{D_{\text{test}}} = \frac{5.19}{6.92} \approx 0.75$$

K 值的物理意义为：台架试验每循环（255h）产生的疲劳损伤，相当于用户实际行驶约 200 万 km 的累积损伤。该 K 值可进一步用于指导类似结构的加速试验规范制定。

2.4.4 损伤分布特征分析

从表 1 和表 2 的年损伤分布可以看出，国道/省道与强化坏路两类路面是损伤贡献的主体，合计占年总损伤的约 94.2%（62.8% + 31.4%）。其中，国道/省道占比最高（62.8%），虽然应变幅值居中，但年行驶里程占比大、循环次数高，累积损伤最为显著；强化坏路占比虽仅 5%，但应变幅值高，损伤贡献亦不容忽视（31.4%）。这一分布特征与目标车型典型运营场景（煤炭、砂石料运输以国道/省道为主，辅以矿区坏路）高度吻合，验证了用户关联分析的合理性。

2.5 用户关联的试验规范重构方法

基于上述理论框架与数值验证，本文提出一种用户关联的试验规范重构方法，流程如下：（1）采集用户实际使用载荷谱，进行雨流计数与统计外推；（2）计算用户目标里程下的累积损伤频次分布；（3）提取损伤贡献最大的主要工况，形成代表性工况集合；（4）结合台架设备能力，将代表性工况组合成加速试验谱，计算强化系数 K；（5）确定台架试验的总循环数，编制可执行的台架试验规范。

与传统按经验设定若干公里等效的方法相比，本方法建立了从用户数据到台架规范的量化映射，使试验条件具有明确的损伤等效依据。

3 发罩总成失效模式与机理分析

3.1 问题背景与售后故障宏观表征

某商用车车型投放市场后，售后数据监测显示，发罩总成在一定里程区间内出现铰链安装区域开裂、锁扣安装区域变形及焊点开裂等故障，售后索赔金额达数百万元级，对用户满意度与品牌口碑造成负面影响。

对售后故障数据进行统计分析，故障呈现以下规律：（1）故障集中于特定里程区间，属于早期失效范畴；（2）故障分布与用户使用地域及运营强度存在相关性，高强度使用场景下故障率显著偏高；（3）故障模式以结构件疲劳开裂为主，铰链区域（前下横梁及铰链安装点）和锁扣区域（后横梁及顶部纵梁锁扣安装支架）均发生开裂，其中铰链区域更为严重；（4）少数案例呈现与制造工艺相关的异常断裂特征。

3.2 失效件断口机理分析

为深入分析失效机理，对售后返回的典型失效件进行断口宏微观分析 [9]。

宏观分析表明，开裂位置主要集中于中横梁弯角及后横梁弯角区域。典型失效件宏观形貌如图 2、3 所示。裂纹均起源于局部应力集中区（**螺栓孔边缘及弯角过渡处**），扩展路径与主应力方向垂直，具有典型的疲劳裂纹扩展特征。断口表面可辨识疲劳源区、扩展区与瞬断区三个区域。

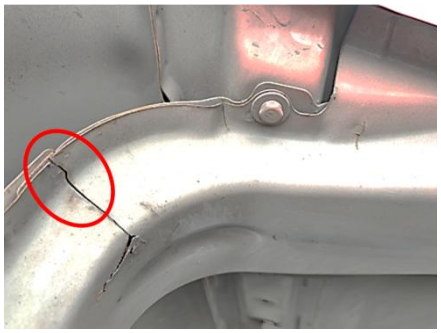


图 2 后横梁弯角部位开裂宏观形貌



图 3 中横梁弯角部位开裂宏观形貌

注：图中左侧为后横梁弯角区域典型开裂形貌，裂纹起源于螺栓孔边缘应力集中处，沿主应力方向垂直向下扩展；右侧为中横梁弯角区域开裂形貌，裂纹起裂于螺栓孔边缘及弯角过渡处的应力集中区，呈多支状扩展特征。

微观分析采用扫描电子显微镜对断口进行微观形貌观察。疲劳源区可见清晰的放射状棱线，指向裂纹起始点；扩展区呈现典型的疲劳辉纹，表明裂纹在循环载荷作用下逐步扩展；瞬断区呈现韧窝形貌，为最终过载断裂特征。

综合断口分析与载荷条件，判定大部分失效属于高周疲劳断裂，**裂纹起源于中横梁弯角及后横梁弯角处的应力集中区（即螺栓孔边缘及弯角过渡处）**，在路面随机激励、铰链翻转力矩与锁扣约束反力的共同作用下逐步扩展直至失效。3.3 疲劳失效与制造异常的剥离。

在失效件分析中，发现少量案例的断裂特征与上述疲劳机理存在差异：断口无明显疲劳辉纹，裂纹起源处存在焊接缺陷或材料夹杂。经与制造工艺记录比对，确认这部分失效归因于个别批次的制造质量波动，而非设计问题。

据此，本文将失效模式分为两类：A 类为设计相关疲劳失效，占比超过 80%，具有明确的疲劳断裂特征，需通过结构优化解决；B 类为制造异常失效，占比不足 20%，与个别批次工艺缺陷相关，需通过制造过程管控解决。本文优化工作聚焦于 A 类失效，B 类失效转由制造质量改进专项处理。

4 基于疲劳寿命理论的结构优化

4.1 初始结构的有限元分析与薄弱点识别

建立发罩总成的有限元模型，模拟发罩在关闭状态下的约束条件，施加等效路面激励、铰链约束反力与锁扣锁止力。计算结果显示，前下横梁铰链安装孔边缘及后横梁锁扣安装支架根部的应力集中区应力幅值显著高于周边区域，与售后故障位置高度吻合。上述区域应力幅值超过材料疲劳极限，在循环载荷作用下累积损伤迅速增长，是导致早期失效的结构薄弱[7]。

4.2 结构优化方案与理论寿命增益评估

针对薄弱点，制定多维度优化方案：（1）局部补强：在铰链安装区域及锁扣安装支架根部增设加强板，拓宽传力路径，降低单位面积应力水平；（2）应力梯度优化：加大安装孔边缘及支架根部的过渡圆角半径，降低应力集中系数；（3）材料升级：将后横梁弯角关键区域材料由 B280VK 升级为 HC340/590DP 高强钢，提升局部疲劳强度。

对优化方案重新进行有限元分析，优化前后关键点应力与理论寿命对比如表 3 所示。

表 3　优化前后关键点应力与理论寿命对比

参数	优化前	优化后	变化幅度
关键点应力幅值 /MPa	155.0	92.5	↓40.3%
应力集中系数	2.85	1.72	↓39.6%
理论疲劳寿命 /循环数	2.68×10^{6}	1.95×10^{7}	↑7.3 倍
等效用户里程 /万 km	约 4.5	约 32.8	↑7.3 倍

注：理论疲劳寿命基于材料 S-N 曲线（疲劳极限 200 MPa，m=3.0）估算；等效用户里程按年损伤 $D_{year}=0.519$ 换算。

关键承载区域 S-N 曲线及优化前后寿命对比如图 4 所示。

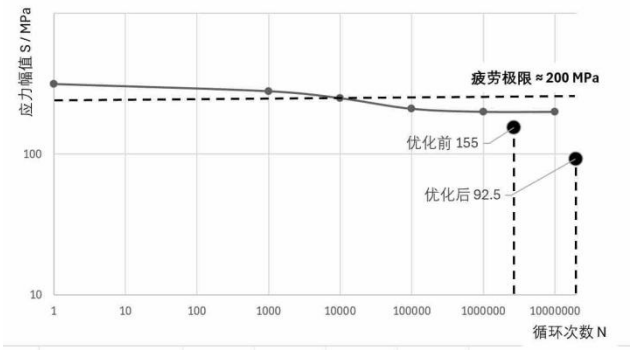


图 4　S-N 曲线及优化前后寿命对比

基于用户关联分析及道路试验中暴露的后横梁弯角区域开裂问题，对该关键部位实施了针对性优化：将局部材料由 B280VK 升级为 HC340/590DP，并在弯角内侧增设补强板。为验证优化效果，提取该弯角作为典型考核部位进行应力对比分析，结果如图 5 所示。

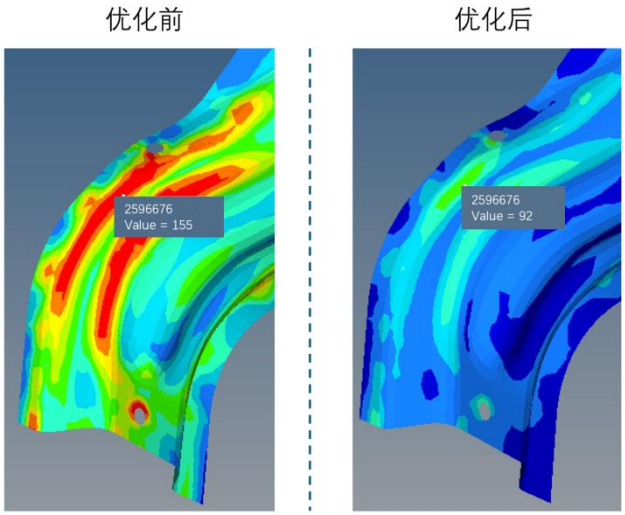


图 5　后横梁弯角典型考核部位优化前后应力分布对比

注：左图为优化前局部应力云图，弯角区域存在明显的红色高应力集中带，峰值应力约为 155 MPa，是诱发后横梁开裂的主要风险点；右图为采用材料升级与局部补强措施后的应力云图，该区域红区消失，应力水平大幅下降，峰值应力降至约 92 MPa，表明优化方案有效消除了失效风险，显著提升了结构的疲劳耐久性。

优化后关键点应力幅值较优化前降低约 40%，应力集中系数降至合理范围；依据材料的 S-N 曲线估算[7]，优化后的理论疲劳寿命提升至目标要求的 7 倍以上，等效用户里程远超 10 年使用需求，满足耐久性设计裕度要求。

4.3 优化方案的工艺验证

在完成结构设计优化后，对制造工艺进行匹配性验证。优化方案不改变现有冲压、焊接主线工艺，仅在局部模具与工装上进行适应性调整。试制样件经尺寸检测与工艺评审，确认满足批量生产条件。

此外，后横梁弯角区域的多次结构迭代在降低静载应力集中的同时，客观上提升了局部动态刚度，使结构固有频率避开了路面及发动机的主要激励频段，抑制了共振风险，从静、动双重维度保障了整车的耐久可靠性。

5 台架等效加速验证与道路试验复核

5.1 基于强化系数 K 的等效加速台架谱编制

依据第 2 章所述方法，基于用户载荷谱数据计算强化系数 K=0.75，据此编制等效加速台架试验谱。台架试验谱包含以下要素：（1）载荷幅值：基于用户数据统计的损伤等效幅值；（2）加载频率：综合考虑结构响应特性与台架设备能力确定；（3）循环次数：依据 K 值与用户目标里程等效损伤计算[3,5]，不低于行业通用标准设定的试验时长。

5.2 台架试验结果与损伤等效性分析

对优化前后的发罩总成分别开展台架试验。试验结果如表 4 所示。

表 4　台架加速试验结果对比

试验项目	优化前样件	优化后样件	判定
目标试验时长 /h	200	200	—
实际完成时长 /h	未完成（早期开裂）	300	—
完成比例 /%	—	150%	合格
失效模式	**与售后故障模式一致**	无裂纹、无变形	合格
与售后故障一致性	一致	—	—

试验结果显示：优化前样件在台架试验早期即出现与售后失效模式一致的裂纹，验证了台架试验规范对用户工况的准确复现能力；优化后样件完成目标试验时长且超出 50%，未出现任何裂纹或永久变形，满足考核要求。

损伤等效性分析表明，优化后样件在台架试验中的累积损伤已覆盖用户目标里程的损伤需求，且试验方法具有稳定的加速一致性[5]。

5.3 长里程道路试验复核

为验证台架试验结论在实际道路条件下的有效性，将优化后样件搭载试验车辆，在海南试验场进行长里程道路试验[5]。道路试验包含强化环路、砂石路、搓板路等多种典型路面，实际完成里程远超出目标考核里程。

试验结束后对样件进行拆检，发罩总成各关键部位均未发现裂纹、变形或松动，道路试验结果与台架试验结论一致，验证了优化方案的有效性与用户关联方法的可靠性。

5.4 市场终端验证

优化方案于项目规定节点完成量产切换。对切换后投放市场的车辆进行售后故障率跟踪，统计期内售后故障率较攻关前下降约一个数量级，达到预定目标。这一结果从市场终端验证了本文方法的工程有效性。

6 结论

本文以某商用车发罩总成早期疲劳失效攻关为工程背景，提出并验证了一种基于损伤等效原理的用户关联耐久性验证与优化方法。该发罩采用前翻式打开方式，前下横梁铰链安装点与后横梁及顶部纵梁锁扣安装区构成四个悬置支撑点，均通过橡胶衬套减振。主要结论如下：

（1）建立了基于 Miner 线性累积损伤法则的用户关联理论框架，定义了用户关联强化系数 K 的损伤当量关系，并通过实测用户载荷谱数据给出了完整的数值推导案例，为从用户工况到台架试验的量化映射提供了数理依据与工程验证。

（2）提出了用户关联的试验规范重构方法，实现了基于用户数据驱动的台架加速试验谱编制，使试验条件具有明确的损伤等效依据。

（3）通过断口宏观形貌分析与有限元仿真相结合的方法，精准锁定了**中横梁与后横梁弯角区域**的应力集中型疲劳失效机理，并有效剥离了设计缺陷与制造异常，为结构优化指明了方向。

（4）基于疲劳寿命理论进行结构优化，优化后关键点应力幅值降低约 40%，理论寿命提升约 7 倍，经台架等效加速试验与长里程道路试验双重验证，方案有效，售后故障率较攻关前下降约一个数量级。

本文提出的用户关联强化系数法不仅解决了本项目的具体工程问题，也为商用车车身附件耐久性正向开发与高效验证提供了可推广的方法论参考。该方法可进一步应用于类似结构的耐久性开发，有助于减少试验盲目性，缩短开发周期，降低验证成本。

参考文献：

[1] 张振华, 王涛, 刘洋. 基于用户相关性的商用车加速耐久性试验方法研究[J]. 汽车工程, 2018, 40(5): 598-603.

[2] 李明, 陈伟, 赵强. 汽车车身结构疲劳寿命预测与试验验证[J]. 机械工程学报, 2017, 53(18): 156-163.

[3] Lee Y L, Pan J, Hathaway R B, et al. Fatigue Testing and Analysis: Theory and Practice[M]. Burlington: Elsevier, 2005.

[4] Downing S D, Socie D F. Simple rainflow counting algorithms[J]. International Journal of Fatigue, 1982, 4(1): 31-40.

[5] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 商用车可靠性行驶试验方法: GB/T 12678-202X[S]. 北京: 中国标准出版社.

[6] Miner M A. Cumulative damage in fatigue[J]. Journal of Applied Mechanics, 1945, 12(3): A159-A164.

[7] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 科学出版社, 2003.

[8] 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.

[9] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 金属材料疲劳试验旋转弯曲方法: GB/T 4337-202X[S]. 北京: 中国标准出版社.

商用车底盘模块化设计及优化

苏亮，蔡鸿毅

厦门金龙联合汽车工业有限公司，福建 厦门 361000

摘　要：针对商用车差异化应用场景的开发需求，提出一种商用车底盘模块化设计方法。依据底盘功能属性与结构特征，将其划分为前端模块、电池底盘一体化模块及后端模块三大模块。融合形貌优化、尺寸优化与多目标拓扑优化等多种方法，对各功能模块展开结构优化设计。选取适配商务车型的试制车身，与优化后模块化集成底盘装配形成整车结构，完成性能仿真分析。结果表明，优化后性能指标符合设计目标，验证了商用车底盘模块化设计方法的可行性。

关键词：商用车底盘；模块化设计；电池底盘一体化；结构优化；多目标优化

Modular Design and Optimization of Commercial Vehicle Chassis

Su Liang, Cai Hongyi

Xiamen King Long United Automotive Industry Co., Ltd,, Xiamen, 361000, China

Abstract: A modular design method for commercial vehicle chassis is proposed to meet the development requirements of differentiated application scenarios for commercial vehicles. The chassis is divided into three major modules according to its functional attributes and structural characteristics: front-end module, integrated battery-chassis module and rear-end module. Multiple optimization techniques including shape optimization, size optimization and multi-objective topology optimization are integrated to carry out structural optimization design for each functional module. A trial-manufactured body suitable for business vehicle models is assembled with the optimized modular integrated chassis to form the complete vehicle structure, followed by performance simulation analysis. The results demonstrate that the optimized performance indicators satisfy the design targets, which verifies the feasibility of the proposed modular design method for commercial vehicle chassis.

Keywords：commercial vehicle chassis；modular design；integrated battery-chassis；structural optimization; multi-objective optimization

伴随国内物流运输、特种作业、城市通勤各类商用场景快速扩容，市场对商用车的工况适配能力、研发时效、制造成本及结构综合性能提出更高标准。传统商用车底盘集成度弱、零部件互换性差，不同载重、作业场景下改装难度与成本偏高，难以支撑商用车多品种、差异化、快速更新的发展现状。在此背景下，集成式商用车底盘摆脱零部件简单拼接的设计思路，围绕一体化设计实现三电系统与底盘深度融合，电池底盘一体化与滑板底盘是两大重要发展方向[1-3]。电池底盘一体化把电芯集成至底盘本体，让电池兼具供电与承载作用；滑板底盘通过线控技术取消底盘与上装机械连接，灵活优化上装空间布局，一款底盘可适配多种商用车作业场景[4]。

与此同时，传统底盘研发多采用串行设计模式，设计、校核、优化环节时序固化，CAE 仿真分析等校核工作通常在结构方案定型后开展，通过后置反馈方式完成结构迭代优化，该模式存在迭代

链条长、协同效率低，研发周期偏长等痛点。为破解多品类产品快速迭代难题、提升企业市场持续竞争能力，大众、日产等国际主流整车企业已广泛应用模块化、平台化开发体系，实现车型系列化、结构通用化开发[5-6]。在模块化设计理论研究方面，国内外学者已开展部分基础性研究。LI 等[7]融合设计结构矩阵与模糊聚类方法，提出一种具备良好柔性适配能力的产品模块设计方法，有效提升了模块划分的科学性与通用性。侯亮等[8]围绕产品族模块化迭代创新需求，构建了面向概念设计阶段的演进设计方法，并将其应用于小型轮式装载机产品开发。单春来[9]以模块化设计思想为核心，建立了车身概念设计阶段的模块划分、分类与筛选机制，完善了白车身正向开发技术体系。模块化平台化开发模式及相关理论研究，为底盘快速迭代研发提供了可行思路，但针对商用车集成底盘的专项模块化正向设计、多模块协同优化体系具体应用仍有待完善。基于此，本文提出一种适配商用车集成底盘的模块化技术方法，聚焦多场景适配、高效迭代与结构优化核心需求开展研究。首先依据车型实际需求完成底盘模块的划分与筛选，对各独立模块实施并行设计与迭代优化，待各模块性能指标达标后再进行系统集成组合，校验整体结构性能。在主要模块设计阶段，综合采用形貌优化与尺寸优化方法完成电池底盘一体化模块的轻量化设计，同时采用折衷规划法实现前桥段模块结构的多目标拓扑优化。最终通过整车刚强度仿真分析，结合车身整体结构完成底盘结构性能验证，确保相关参数满足预设设计目标。

1 集成底盘的模块化设计

1.1 滑板底盘模块划分

模块化设计中，模块被定义为是一种通过互相之间的组合从而构成系统的、并且具有某种确定的功能以及接口结构的、典型的通用独立单元[10]。模块的划分依据来源于所组成的系统的需求。结合模块化设计理论，首先分析开发的车型系列的关键特征，基于这些特征将结构划分为不同的功能模块，以性能及成本作为约束条件对各个模块进行性能分析及迭代优化，满足设计要求的模块进入模块库。对不同车型，有些模块是通用模块，有些模块则可以根据性能要求调整变化，为可调模块。在设计新车型时，通用模块可直接使用，可调模块根据性能要求优化尺寸厚度等参数，然后组合通用模块和可调模块，得到基于模块设计的新车型。底盘概念设计的模块化开发流程如图 1 所示。这种方法将设计任务分拆到模块，从以车为目标转化为以模块为目标，各个模块可并行设计优化，结合模块特点采用合适的优化方法，缩短项目周期。在设计新车型时又可以重用模型库中的模块，降低车型设计研发的时间成本，满足多种车型同时开发的需求。

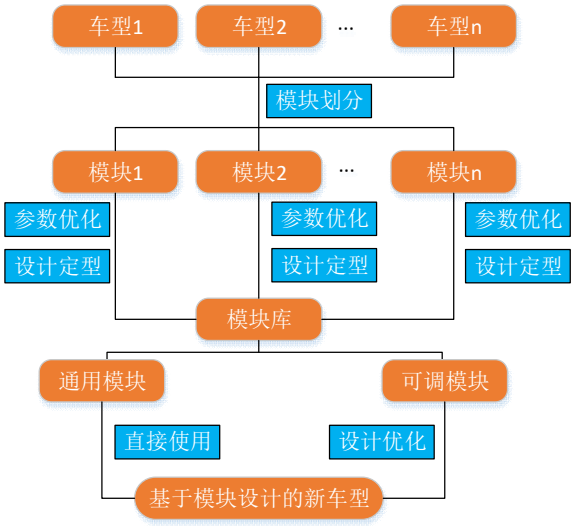


图 1　模块化底盘开发流程

项目需求是开发一款商用车集成底盘平台，能够支持 6-9 座商务车和整车重量 3.5 吨到 6 吨车长 5.5 米至 6 米的客货两用车型，要求采用线控底盘架构，能够支持四轮 90 度转向和轮毂电机布置需

求。分析上述车型，得到设计需求：一是适应不同轴距不同车长车型；二是满足不同续航能力的电池配置需求，三是满足四轮 90 度转向和轮毂电机布置空间需求；四是覆盖客车和货车两种车型不同的底盘性能需求。

根据上述开发需求，采用自顶向下的模块分层划分方法，将底盘结构划分为前端模块、电池底盘一体化模块，后端模块三个核心模块。其中，电池底盘一体化模块可实现轴距、车长、续航里程的可拓展需求，前端模块和后端模块满足前后悬架性能，耐撞性、转向系统及电机系统布置等多项拓展需求。然后，依据功能设计需求将前端模块（因后端模块与前端模块基本一致，故只讨论前端模块）再次细化为前防撞模块、前桥段模块、前过渡模块和轮毂电机角模块四个子模块。模块和子模块划分如图 2 所示。

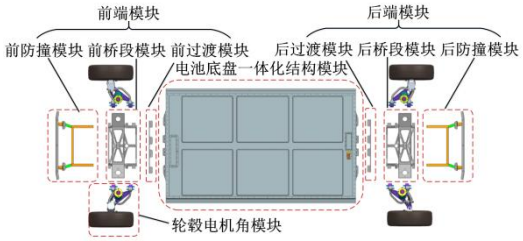


图 2　集成底盘结构模块划分示意图

子模块的划分遵循主要以下原则：（1）模块应充分解耦，具备足够的独立性，使各模块能够同步开发和性能优化。（2）定义标准的接口模块，减少各个模块设计中的相互干扰。（3）模块的调整对应产品某项性能或尺寸范围的变动，模块结构简单。

前防撞模块配合前车桥模块，可以满足车辆正面碰撞吸能的要求。前车桥模块主要起到传递车轮与车架之间力和力矩的作用，前车桥模块与电池底盘一体化模块连接形成中梁式底盘结构，给予车轮更大的转动空间，满足四轮 90°转向的设计需求。前过渡模块是连接前端模块和电池底盘一体化模块的标准化接口，也是这两个模块实现相对独立开发的前提保证。轮毂电机角模块集成了轮胎、悬架、转向电机和轮毂电机，可以满足悬架调整及部分底盘性能调校需求。

1.2 功能模块的初始设计方案

电池底盘一体化结构模块(以下简称电池底盘结构)既是电池系统的载体，又是底盘承载的一部分。商用车电池底盘结构尺寸比乘用车大，为满足扭转刚度和侧向碰撞要求，增加内部的横梁和中纵梁，和外围边梁组成中间框架结构，承受电芯载荷及底盘结构传递的载荷。底板不承受电芯载荷，主要起密封作用，底板厚度可以减薄。电池底盘结构形成上盖-中间框架-底板的“三明治”结构，如图 3 所示。

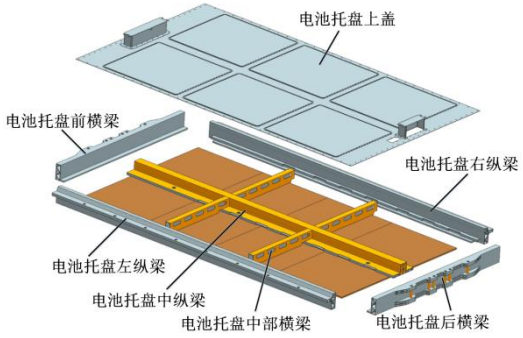


图 3　电池底盘一体化模块

前防撞模块是底盘平台重要的被动安全保障装置，主要由防撞梁、吸能盒、传力结构组成。其作用有：大幅吸收车辆在正碰事故中的冲击能量，并将剩余的冲击能量沿传力路径平顺地传递给后方承载结构；以减小冲击对其他重要部件的损伤；达到保护乘员安全，减小事故损失的目的。前防撞模块与前车桥模块，通过设计合理传力路径，吸能区域刚度匹配，实现正碰能量的吸收。如图 4

所示。

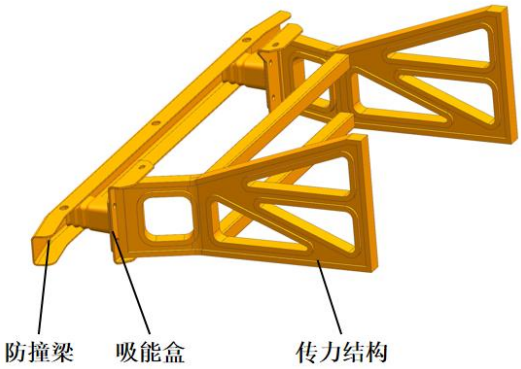


图 4　前防撞模块

前桥段模块是传递车架与车轮之间各向作用力及其所产生的弯矩和转矩的装置，处在悬架及前后车架连接的关键位置。需要在有限空间内满足悬架布置，同时进行合理的载荷传递路径设计，因此采用工艺边界约束下的拓扑优化方法来指导设计前桥段模块结构。优化后的结构如图 5 所示。

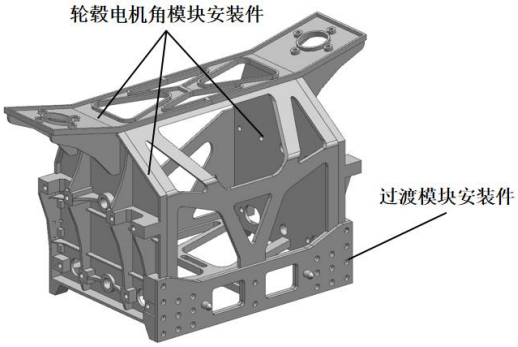


图 5　前桥段模块

前过渡模块实现前端模块和电池底盘模块接口结构相对固定，增强可替换性。本文设计的滑板底盘结构在前（后）桥段模块与电池底盘一体化结构模块的过渡中提出了一种双向交错固定连接结构，如图 6 所示。即桥段与过渡件通过定位销定位，再通过定位连接孔用前后纵向的螺栓固定；过渡件与电池底盘结构模块通过与前后螺栓位置错开的桥段定位连接孔，用上下竖向螺栓固定；这种结构占用位置小，拓展方式便捷。

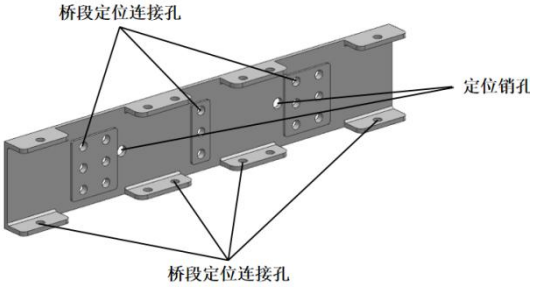


图 6　前过渡模块

轮毂电机角模块需要在有限的轮侧空间里，集成布置轮毂电机、转向电机及相应控制线缆，同时保证车轮可以进行 90 度转向。模块结构需要设计紧凑，确保占用最小的内部空间。悬架系统的设计既要合理布置硬点实现优良的悬架性能，还需要在全范围悬架跳动行程内不干涉其他部件。经过多次方案对比选择双叉臂悬架形式，优化后的角模块结构如图 7 所示。当需要更改悬架及转向系统时，可以调整轮毂电机角模块结构，适应底盘性能要求的变化。

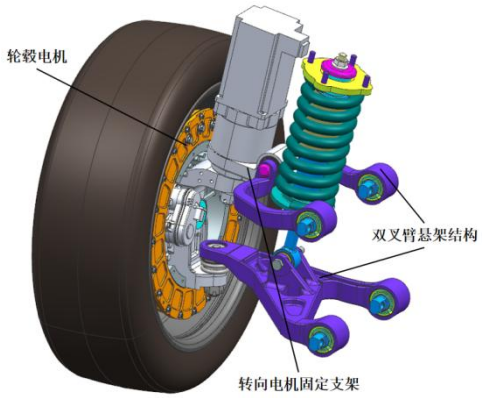


图 7　轮毂电机角模块

2 主要功能模块设计及优化

电池底盘结构模块作为电池的承载，在复杂路况条件下承受路面激励与冲击，其重量占据整个底盘结构的 50%-60%，在保证安全基础上的轻量化十分必要。而前桥段模块是传递车架和车轮各种载荷的重要结构。本文以电池底盘结构模块和前桥段模块为例研究主要功能模块的具体设计与优化。

2.1 电池底盘结构模块设计与优化

2.1.1 结构优化目标的制定

根据电池系统设计需求，该电池底盘结构纵向尺寸达到 3050mm，横向尺寸为 1850mm。兼顾轻量化和工艺性，电池底盘结构采用铝合金挤出型材+板材方案。材料参数如表 1 所示。

表 1　电池底盘结构材料属性

材料	密度/ (kg·mm^{-3})	泊松比	弹性模量/ (MPa)	屈服强度/ (MPa)
AL-6061T6	2.8×10^{-6}	0.33	69000	240

大尺寸的电池底盘结构需要具备足够刚度以保障电池安全。而电池包刚度目前还没有统一的标准要求。文献[11]在评价电池包结构刚度时，要求在极限工况（垂直颠簸加急转弯、垂直颠簸+急刹车、扭转）的加速度激励下，电池包箱体的变形不超过 3mm。文献[12]选取垂直颠簸急刹车和垂直颠簸急转弯两种工况对电池包分析，允许的最大位移为 7.5 mm。考虑大尺寸电池底盘结构的实际情况，初步确定极限工况下电池底盘结构变形不超过 7.5mm（单底盘）和 4mm（整车）。

电动汽车的激励主要有动力源电机激励和路面不平载荷激励。动力源电机的频率大多低于 25Hz。路面激励频率随路面状况差异而不同，考虑该底盘适用电动车型行驶的路面为平坦路面，路面不平度波长最小为 1m，最大设计车速为 100km/h，路面激励频率可以表示为：

$$f=\frac{V_{\max}}{3.6\times\lambda} \tag{1}$$

式中，f 为路面激励频率，$V_{\max}$ 为最大设计车速，λ 为路面不平度波长。计算得到路面激励最大频率为 27.78 Hz，考虑电池底盘结构固有频率高于外部激励频率 10%，将电池底盘结构的一阶固有频率目标定为 30 Hz。

2.1.2 初始方案设计

根据商用车大尺寸的电池底盘结构特点及与前后端模块的连接形式，电池底盘结构采用中纵梁+边梁方案。为研究中纵梁和边梁对结构刚度的贡献量以确定较优的尺寸比例，对不同的梁尺寸占比方案进行静力分析。将中纵梁和边梁简化为等高不等宽的矩形管，中纵梁和边梁腹板和面板厚度相同，中纵梁和边梁只在面板宽度上差异，不同方案中间段总质量保持不变。选取了颠簸路面加急转弯、颠簸路面加急刹车两种极限工况[12]作为分析工况。颠簸产生垂向加速度为 2g，急转弯产生侧向加速度 0.8g，急刹车产生纵向加速度 1g。电池底盘结构承载的车身质量为 1000kg，内部共有 14 个

电池模组，单个质量 40kg，刚性约束与前后端模块连接的节点，仿真得到位移结果如表 2 所示。

表 2　中纵梁占比与位移结果

中纵梁占比	颠簸急转弯工况		颠簸急刹车工况	
	边梁中点位移/mm	中纵梁中点位移/mm	边梁中点位移/mm	中纵梁中点位移/mm
无中纵梁	5.71	24.63	5.63	24.82
20%	5.86	3.48	5.78	3.50
40%	6.50	2.56	6.40	2.56
60%	8.10	2.34	7.89	2.20
80%	15.86	2.05	15.30	2.04

无中纵梁时，对应中纵梁中点位置产生较大弯曲变形。随着中纵梁尺寸占比提高，中纵梁中点处弯曲变形逐渐减小，但和边梁中点的相对变形先减小后增大。根据中纵梁和边梁相对变形尽可能小的要求，得到较优方案为中纵梁占比 20%方案。对该方案进行约束模态分析。约束电池底盘结构与前后段模块及车身结构的连接螺栓孔中心自由度，提取前 6 阶约束模态如表 3 所示。

表 3　电池底盘结构初始方案模态频率

阶次	频率/Hz	振动部位
1	8.44	上盖板
2	12.60	上盖板
3	19.54	上盖板
4	22.94	底板
5	23.24	上盖板
6	27.32	上盖板

由表 3 可知电池底盘结构的前 6 阶振动模态频率都小于 30Hz，不满足设计目标。从振型上看其主要表现为上盖板和底板的局部振动，说明上盖板和底板刚度明显不足，需要进行优化。

2.1.3　上盖板和底板的形貌优化

考虑初始方案的上盖板和底板的自由跨度过大，因此增加上盖板和底板在中纵梁处的连接支撑来增强刚度与固有频率。在此基础上，对上盖板和底板进行形貌优化。加强筋的最大高度应不影响整车的通过性且不应与车身底架结构干涉，综合考虑取最大起筋高度为 10mm，加强筋最小宽度取 50mm，起筋角度取 70°。目标函数为电池底盘结构的一阶固有频率最大值。形貌优化的数学模型可以表示为：

$$\begin{cases} objective:\ \max(F_{r(1)}) \\ s.t.\ \ 0 \le u_i \le 10 (i = 1, \cdots, N) \end{cases} \tag{2}$$

式中：$F_{r(1)}$ 为结构 1 阶约束模态频率，u_i 为设计区域内单元节点在单元法向的位移。

在 Optistruct 软件设置好形貌优化的参数，提交计算，经过 20 次迭代后，形貌优化的结果见图 8，图 9 所示。

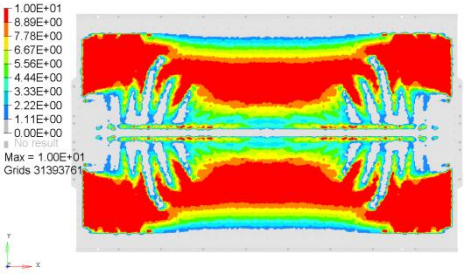


图 8　上盖板形貌优化结果

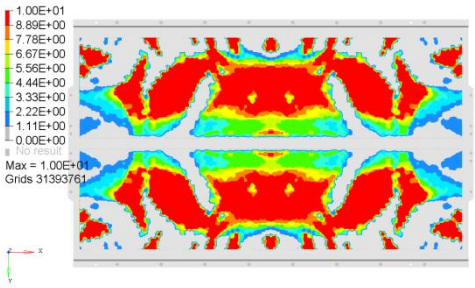


图 9　底板形貌优化结果

综合考虑形貌优化的结果及制造工艺要求，修整后的上盖板及底板形貌如图 10，图 11 所示。优化后电池底盘结构前 6 阶模态频率如表 4 所示。

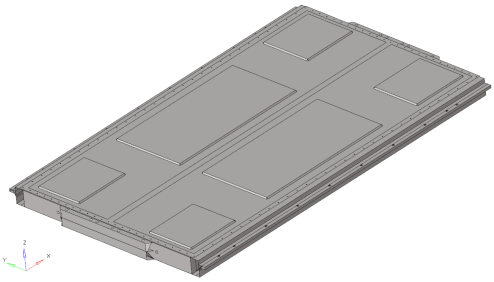


图 10　优化后的上盖板

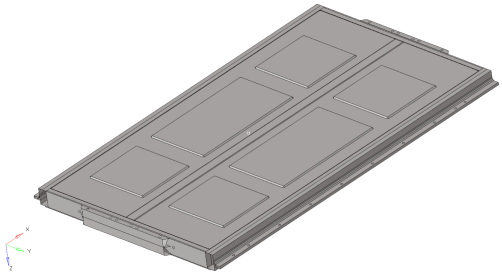


图 11　优化后的底板

表 4　优化后前 6 阶模态频率

阶次	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	42.8	46.3	55.8	55.8	57.2	59.9

可以看出，修改方案后电池底盘结构的前 6 阶频率有明显提高，满足目标要求，且有较大裕度，可进一步轻量化。

2.1.4 电池底盘结构的尺寸优化

选取上盖板和底板厚度及横梁中纵梁壁厚为设计变量 $T_1, T_2 \cdots T_3$，对电池底盘结构进行尺寸优化。综合考虑结构的强度、刚度和模态频率，以质量最小为目标，约束条件为两种极限工况下结构等效应力不超过屈服强度；结构的最大位移不大于初始方案的最大位移；结构一阶固有频率大于 30Hz；根据“电动汽车用动力蓄电池安全要求”中 Z 向随机振动工况[13]下要求 3σ应力小于屈服强度。优化设计的数学模型如下。

$$\begin{cases} objective: \min(M) \\ s.t. \quad F_{r(1)} \geq F_{a(1)} \\ \qquad \sigma_k \leq \sigma_s \\ \qquad d_{\max} \geq d_0 \\ \qquad \sigma_{3\sigma} \leq \sigma_s \\ \qquad T_1 \leq T_i \leq T_2 (i = 1, \cdots, n) \end{cases} \tag{3}$$

其中：M 为结构重量，$F_{r(1)}$ 为 1 阶模态频率，$F_{a(1)}$=30Hz，$d_{\max}$ 为三种极限工况下的最大位移，d_0 为初始方案的最大位移，σ_k 为三种极限工况下的等效应力，σ_s 为材料屈服极限,$\sigma_{3\sigma}$ 为振动工况下 3σ应力。T_i 为电池底盘结构的零件厚度，T_1 和 T_2 分别是设计变量的下限和上限。

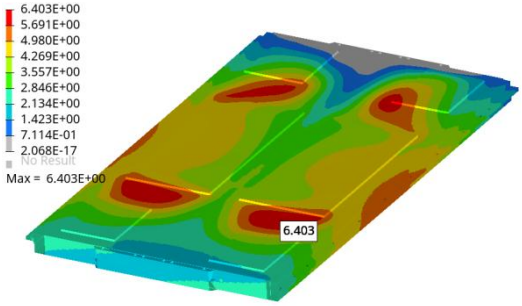
经过 10 次迭代，得到收敛结果，优化前后设计变量对比如表 5 所示。

表 5　设计变量优化前后对比

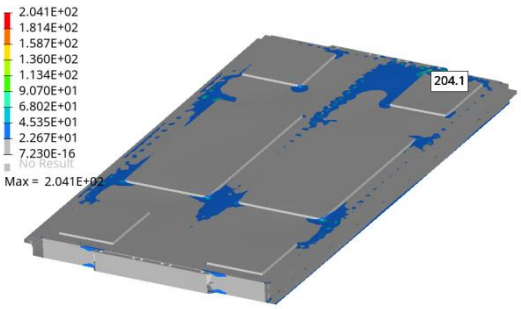
变量名称	优化前取值	计算结果	圆整取值
上盖板厚度	4	2.34	2.5
底板厚度	5	2.33	2.5
中纵梁壁厚	3	3.13	3.0
边梁壁厚	4	4.65	4.5
中间横梁壁厚	3	1.87	2.0
前后横梁壁厚	4	4.96	5.0

2.1.5 结果对比分析

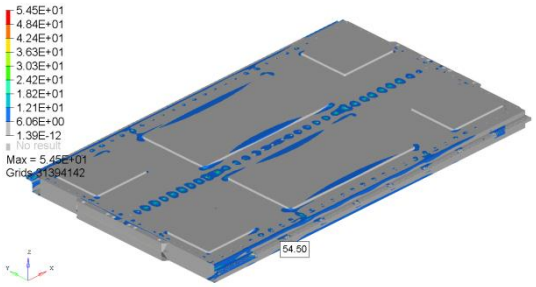
对优化后的电池底盘结构有限元模型重新进行有限元分析，结果如图 12 所示。优化前后模态及刚度强度对比分析如表 6 所示。



(a) 极限工况变形云图



(b) 极限工况应力云图



(c) 随机振动工况 3σ应力云图

图 12　优化后有限元分析结果

表 6　优化前后模态及刚度强度分析对比

分析项目	初始方案	优化方案
1 阶固有频率/Hz	8.4	31.4
极限工况变形/mm	10.7	6.4
极限工况应力/MPa	328.1	204.1
随机振动工况 3σ应力/MPa	262.3	54.5

经过形貌优化和尺寸优化后的电池底盘结构质量为 151.2kg，相比初始方案的 189.9kg，减轻 20.3%，优化后，电池底盘结构的模态为 31.43Hz，极限工况下的最大变形为 6.4mm，优化后各强度工况全部达标，实现优化目标要求。

2.2 前桥段模块结构设计及优化

2.2.1 优化设计流程及方法

前桥段的设计与悬架结构及性能参数密切相关。为设计符合悬架要求的前桥段结构，本文从悬架多体仿真出发，通过拓扑优化驱动前桥段结构设计。设计流程如图 13 所示。首先利用 MotionView 软件建立悬架系统多体动力学模型如图 14 所示，获得其在垂直颠簸路面急转弯、垂直颠簸路面急刹车、扭转[12]三个典型极限工况下的硬点受力情况（入力提取）；接着将入力结果作为拓扑优化工况输入有限元模型，基于惯性释放法得到拓扑优化结果；最后利用优化结果重构前桥段几何模型，再对其进行强度和刚度校核。

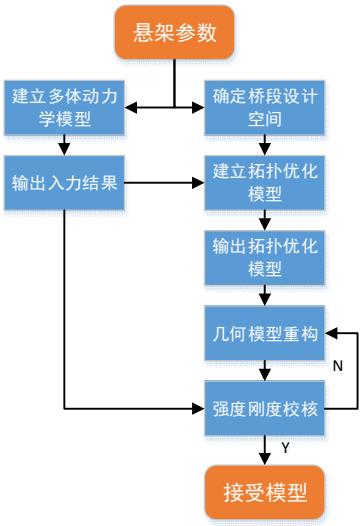


图 13　优化设计流程图

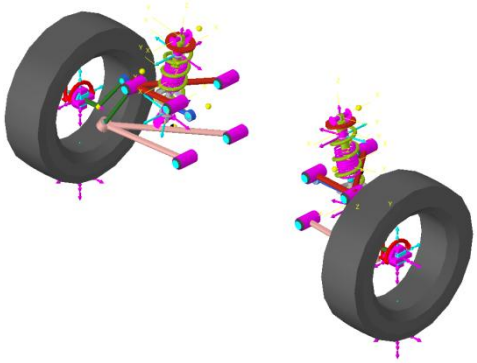
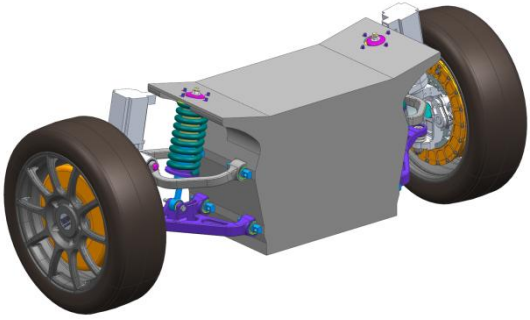


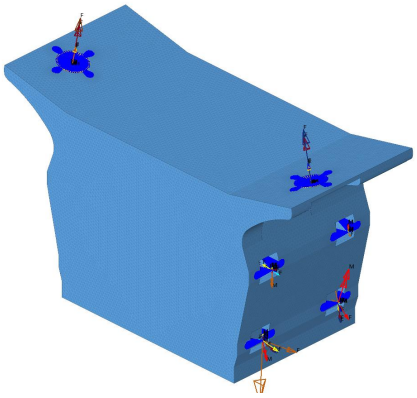
图 14　悬架系统多体动力学模型

2.2.2　基于折衷规划法的多目标优化模型

避开悬架运动轨迹及避免和其他相邻零部件运动干涉后，建立前桥段初始拓扑空间如图 15(a)所示；以悬架多体动力学分析得到的入力结果为输入条件施加边界载荷如图 15(b)所示。



(a) 拓扑优化初始设计空间



(b) 施加边界条件后的有限元模型

图 15　悬架系统多体动力学模型

图中有限元模型的网格数量为 837458 个，材料属性如表 7 所示。

表 7　ZG340-640 材料属性表

材料	密度/(kg·mm-3)	泊松比	弹性模量/MPa	屈服强度/MPa
ZG340-640	7.85×10^{-6}	0.3	210000	340

本文采用基于 SIM 方法的拓扑优化数学模型，以单元密度为设计变量，采用 Optistruct 求解。基于上述三种工况分别拓扑优化的结果存在显著差异。为降低优化的复杂度，本文采用折衷规划法[14]，将多目标优化问题转换单目标问题。以结构刚度最大化为设计目标，确保得到的拓扑结构具备充足的承载能力和稳定性 。而柔度与刚度存在反比关系，所以在实际研究中将刚度最大转化为加权柔度

最小问题。优化的约束条件为：①优化后的体积不大于原始体积的 7%，②一阶频率大于 30 Hz；③制造工艺性约束：最小成员尺寸约束（网格尺寸不小于 50 mm），对称约束。总结折衷规划法多工况拓扑优化目标函数如下：

$$\begin{cases} objective: \min C(\rho)=\left\{\sum_{k=1}^{m} w_k^q\left[\dfrac{C_k(\rho)-C_k^{\min}}{C_k^{\max}-C_k^{\min}}\right]^q\right\}^{\frac{1}{q}} \\ s.t. \quad \begin{cases} \dfrac{V(\rho)}{V_0}\le f \\ F_{r(i)}\ge F_{a(i)} \end{cases} \end{cases} \tag{4}$$

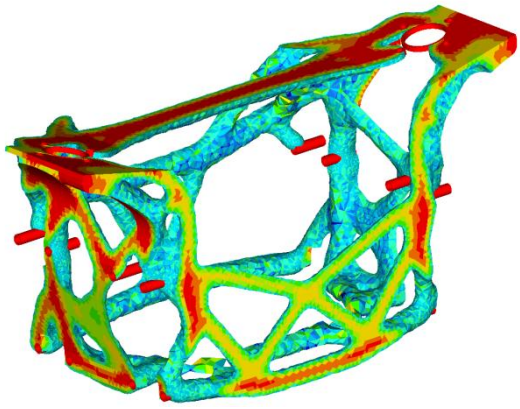
式中：$C(\rho)$ 为总应变能，ρ 为材料密度；m 为工况总数，本文中 m =3；w_k 为第 k 个工况的权重系数；q 为惩罚因子且对于实体网格，$q\ge 2$，本文中取 $q=3$；$C_k(\rho)$ 为第 k 个工况的单元总应变能函数；$C_k^{\min}$ 为第 k 个载荷工况最小结构应变能；$C_k^{\max}$ 为第 k 个载荷工况最大结构应变能；$F_{r(i)}$ 为第 i 阶模态频率；$F_{a(i)}$ 为第 i 阶模态频率的目标值；设置第一阶模态不小于 30 Hz，即取 $F_{a(1)}$=30；为结构的原始体积；$V(\rho)$ 为优化后结构体积，f 为体积约束的百分比，取 $f=0.07$。最小加权柔度需要合理的设置各个工况对柔度的贡献量，即需要为各工况设置合理的权重值。参考文献及设计经验设置各工况权重值，如表 8 所示。

表 8　典型极限工况权重设置

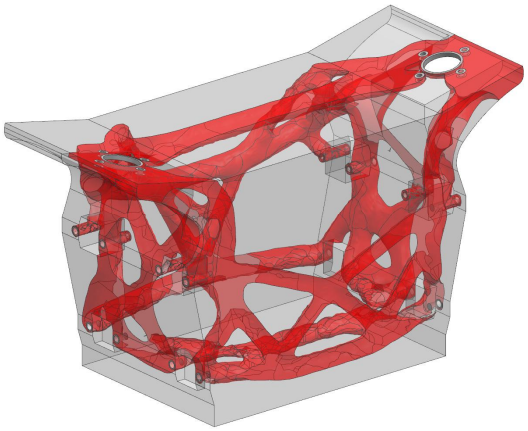
工况名称	重要程度	权重系数
颠簸路面加急转弯	重要	0.4
颠簸路面加急刹车	一般	0.2
扭转	重要	0.4

2.2.3 拓扑优化结果与分析

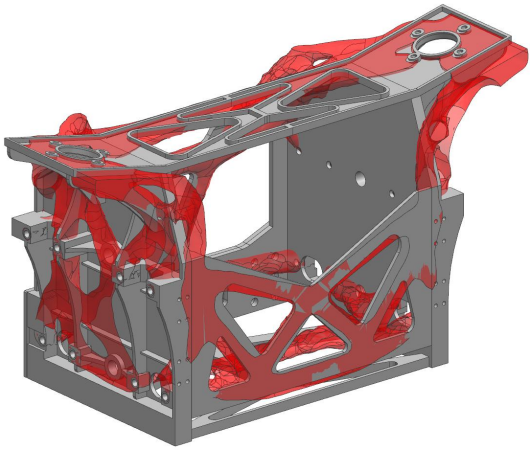
经过 60 次迭代分析，得到收敛结果如图 16（a）所示；可以看到拓扑结果具有明显的结构特征，弹簧减振器安装位置需要板状结构将两侧受力传递，同时在上下叉臂安装位置的两侧结构出现蝴蝶结状和三角形状的特征，这些特征体现了载荷在前桥段中的最佳传递路径。将图 16（a）中的网格模型在 OSSmooth 中还原得到还原模型如图 16（b）所示；最后根据在三维设计软件中根据还原几何模型的特征重构桥段模型如图 16（c）所示。



(a) 桥段拓扑优化结果



(b) OSSmooth 几何还原结果

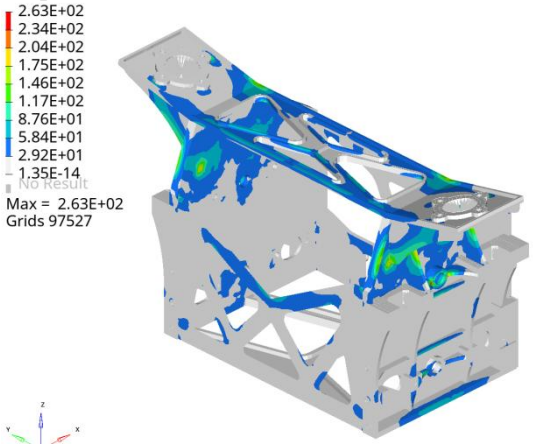


(c) 桥段几何重构模型

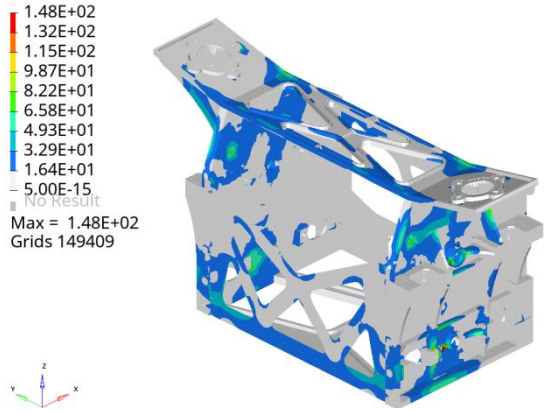
图 16　拓扑优化过程

2.2.4 前桥段强度校核

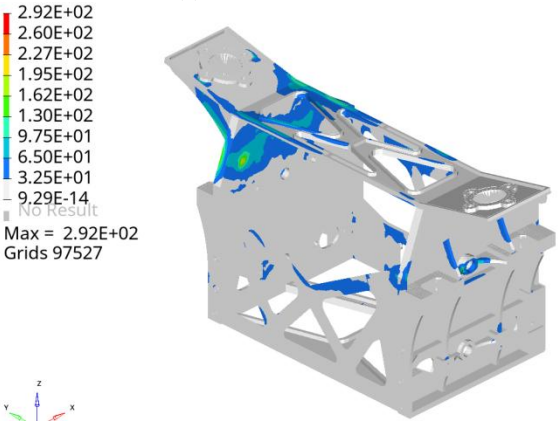
为保证前桥段在极限工况下不发生断裂失效，以上述三种极限工况入力结果为边界条件，基于惯性释放法求得应力结果如图 17 所示。分析结果表明，前桥段在极限工况下最大等效应力为 292 MPa，材料屈服极限为 340 Mpa，安全系数为 1.16，满足强度要求。



(a) 颠簸加急转弯工况



(b) 颠簸加急刹车工况



(c) 扭转工况

图 17　极限工况应力云图

3 整车结构性能评价

结合商用车底盘应用场景，设计了一款商务车车身结构，将其与底盘结构在两侧及前后端通过若干螺栓刚性连接，如图 18 所示。

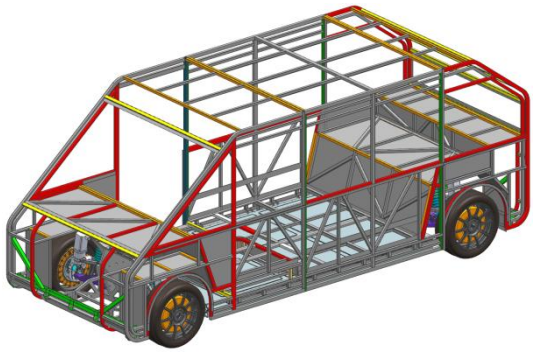


图 18　商务车整车骨架结构

根据整车实际配置对整车进行配重，对整车结构进行颠簸路面加急转弯和颠簸路面加急刹车两种典型极限工况下强度、刚度仿真分析。分析结果见图 19，图 20 所示。

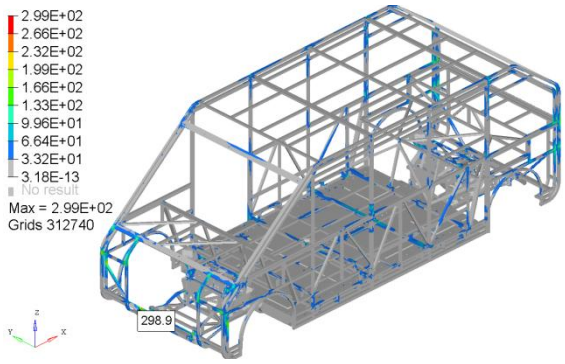


图 19　车身底盘一体承载最大应力云图

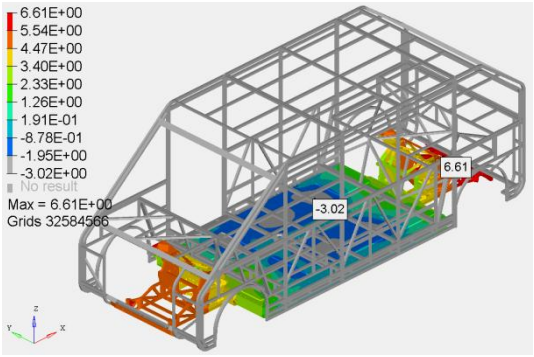


图 20　车身底盘一体承载下底盘最大变形云图

其中，车身结构最大应力为 292.8MPa，安全系数 1.17，底盘结构的最大应力为 253.2MPa，安全系数 1.36。底盘结构最大变形为 6.6mm，其中电池区域结构最大变形 3mm，满足设计要求的小于 4mm。在整车典型极限工况下，整车骨架结构符合强度要求，验证了整车结构设计的合理性及设计方法的可行性。

4 结论

提出一种模块化设计方法，应用到商用车集成底盘的设计研究上。该方法可以结合商用车集成底盘结构开发需求，对各个模块可并行设计及迭代优化，利于项目分工合作，快速地对底盘设计进行指导。限于篇幅，仅以电池底盘模块和前桥段模块为例阐述模块的设计及优化方法，其余模块的设计及优化可根据功能具体需求（如前防撞模块的碰撞优化、角模块悬架硬点优化及轻量化等）综合使用相应优化方法，达到缩短项目周期的目标。

参考文献：

[1] SUDIAN D A P B, SUTOPO W, HISJAM M. Global Business Strategy in Electric Car Vehicle Industry: A Comparative Study between Tesla Inc. vs Rivian LLC[C]. Proceedings of the Second Asia Pacific International Conference on Industrial Engineering and Operations Management Surakarta, Indonesia, September 14-16, 2021.

[2] CHANDRA N S, VIKAS R. Design and Analysis of Skateboard Chassis[C]. Recent Advances in Hybrid and Electric Automotive Technologies. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore.

[3] ALI R D. Design and Development of a Chassis Concept for an Autonomous Airport Shuttle[D]. STOCKHOLM: KTH ROYAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY SCHOOL OF ENGINEERING SCIENCES,2020.

[4] 浅谈滑板底盘及其未来发展[J]. 汽车与配件. 2022,(06):52-54.

[5] 宋建新. 基于某平台车型的模块化关键技术研究[D].上海交通大学,2016.

[6] Jiao J X, Simpson T W, Siddique Z. Product family design and platform-based product development：a state-of-the-art review[J]. Journal of Intelligent Manufacturing. Volume 18 , Issue 1 . 2007: 5-29.

[7] Li Z K, Cheng Z H, Feng Y X, et al．An integrated method for flexible platform modular architecture design[J]．Journal of Engineering Design，2013，24(1)：25-44．
[8] 侯亮，王浩伦，穆瑞等.模块化产品族演进创新方法研究[J].机械工程学报,2012,48(11):55-64.
[9] 单春来. 概念设计阶段的白车身结构模块化设计方法[D].大连理工大学,2018.
[10] 童时中.模块化原理设计方法及应用[M]. 北京：中国标准出版社，2000.
[11] 王国旺. 复合材料电动汽车电池包轻量化设计研究[D]. 吉林大学, 2020:46-50.
[12] 朱新春. 电动汽车电池仓结构轻量化优化设计[D]. 吉林大学, 2018.
[13] 王普毅，白影春，林程，等.基于EGO加点策略的动力电池包多目标优化[J].汽车工程,2021,43(10):1457-1465.
[14] 马芳武，王卓君，杨猛，等. 汽车后副车架轻量化概念设计方法研究[J]. 汽车工程, 2021,43(05): 776-783+790.

基于阶次分析与基线自学习的电动汽车单级减速器早期故障诊断方法研究

肖丽成[1]，王宏楠[1]，崔玮[2]

（1. 深圳技术大学，广东深圳 518118；2. 上海盈蓓德智能科技有限公司，上海松江 201619）

摘　要：针对电驱单级减速器疲劳耐久试验中早期故障特征微弱、传统检测手段难以有效识别的问题，本文提出了一种基于阶次分析与统计包络基线的电驱单级减速器早期故障诊断方法，适用于变转速、变载荷等复杂工况。首先，采集减速器箱体振动与转速信号，利用阶次谱转换消除转速波动对故障特征的干扰；其次，基于健康工况数据进行逐阶次统计包络基线建模，建立各阶次幅值的中线与上下公差带，并通过阶次差异谱与绝对变化趋势指数实现被测件状态的实时评估；最后，结合差异谱中显著偏离阶次与部件理论特征阶次实现故障精准定位。试验结果表明，在高速驱动工况（转速 16000 r/min,扭矩 95 N·m）下，使用该方法可于工况开始后 62 s 即完成故障识别，检测到异常特征阶次精准匹配差速器从动齿轮的理论特征阶次，拆机验证结果与该方法的推断结论一致。研究表明，该方法能够实现电驱单级减速器复杂工况下早期微弱故障的快速识别与精准定位，为电驱减速器可靠性试验的状态监测与早期预警提供了可靠的技术支撑。

关键词：单级减速器；疲劳耐久试验；早期失效监测；阶次分析；统计包络基线建模

Research on Incipient Fault Diagnosis Method for Single-Stage Reducers of Electric Vehicles Based on Order Analysis and Baseline Self-Learning

Xiao Licheng[1]，Wang Hongnan[1*]，Cui Wei[2]

(1.Shenzhen Technology University, Shenzhen 518118, Guangdong, China；2.Shanghai Yingbeide Intelligent Technology Co., Ltd., Songjiang District, Shanghai 201619, China)

Abstract: To address the problem that early fault features are weak and difficult to be effectively identified by traditional detection methods in fatigue durability tests of electric drive single-stage reducers, this paper proposes an early fault diagnosis method for electric drive single-stage reducers based on order analysis and statistical envelope baseline, which is applicable to complex conditions such as variable speed and variable load. First, vibration and rotational speed signals are collected from the reducer housing, and order spectrum conversion is employed to eliminate the interference of speed fluctuation on fault features. Second, per-order statistical envelope baseline modeling is performed based on healthy condition data to establish the centerline and upper/lower tolerance bands for each order amplitude, and real-time condition assessment of the test object is realized through the order deviation spectrum and absolute change trend index. Finally, accurate fault localization is achieved by combining the significantly deviated orders in the deviation spectrum with the theoretical characteristic orders of components. Experimental results demonstrate that under the high-speed driving condition (rotational speed: 16000 r/min, torque: 95 N・m), the proposed method accomplishes fault identification merely 62 s after the

condition commences, and the detected abnormal characteristic orders accurately match the theoretical characteristic orders of the differential driven gear, with teardown verification results consistent with the conclusions inferred by the proposed method.The study demonstrates that the proposed method can achieve rapid identification and accurate localization of early weak faults in electric drive single-stage reducers under complex conditions, providing reliable technical support for condition monitoring and early warning in reliability tests of electric drive reducers.
Keywords： single-stage reducer; fatigue durability test; early failure monitoring; vibration monitoring; order analysis; statistical envelope modeling

目前新能源汽车电驱系统正向高速化、集成化、高功率密度的方向快速发展[1]，电驱减速器实际运行工况的载荷水平显著提升内部的齿轮、轴承、轴系等核心传动零部件的疲劳可靠性会直接决定整车的动力输出稳定性、行驶安全性与 NVH 性能疲劳耐久试验是验证电驱减速器可靠性的主要方法[2][3]，可有效暴露产品设计缺陷与装配工艺隐患为减速器确定可靠性的优化方向提供了依据[4]。

电驱减速器是全密闭的箱体结构，在疲劳耐久试验的过程中，齿轮微点蚀、齿面轻微磨损、轴承滚道早期疲劳等微弱故障无明显的失效特征与异常鸣响，常规的以人工听音判别、阶段性停机拆机核验等检测方法难以在早期捕捉到减速器失效的信号导致减速器在疲劳耐久循环试验中普遍存在故障识别滞后、故障持续扩展引发样机二次损伤等问题[5][6]，严重影响了试验的效率与准确性。

对于减速器的故障识别问题，国内外学者已开展大量研究。李振等[7]通过振动信号分析开展轴承疲劳失效监测试验，验证了振动监测技术的工程有效性，但该研究多针对明显损伤失效模式，对疲劳萌生阶段的微损伤敏感度不足，且依赖人工离线判读。蔺梦雄等[8][9]针对疲劳试验转速波动引发的频谱模糊问题，采用阶次跟踪法完成信号等角度重采样，为变转速工况下的故障特征提取奠定了技术基础，但其研究多聚焦故障发生后的特征提取与验证，试验尚不具备全周期自动化实时预警能力，工程适用性不足。申勇等[10]采用经验模态分解（EMD）、变分模态分解（VMD）结合峭度指标的方法提取故障特征，有效提高了强噪声下中后期齿轮故障的识别精度，但该类方法对微点蚀、齿面轻微磨损等早期微弱失效特征的提取能力有限。在早期状态评估方面，张龙等[11]基于健康工况振动样本构建基准特征字典，以重构误差作为退化评估指标量化部件性能的衰减，验证了基准对比思路对齿轮渐进式退化的高识别敏感度；但该方法仅完成了算法原理与固定工况验证，未结合阶次分析适配变转速、变载荷耦合的电驱减速器耐久试验场景，工程落地性不足。

针对上述研究存在的共性问题，本研究构建了一种基于阶次分析与统计包络基线的电驱单级减速器早期故障诊断方法，并应用于疲劳耐久试验。该方法采用阶次域统计包络基线建模，通过统计健康工况下各阶次谱线的幅值波动范围建立各阶次幅值的中线与上下公差带，以阶次差异谱与绝对变化趋势指数量化实时振动的偏离程度，对齿轮早期损伤等渐进式微弱失效具有更高的识别敏感度，可在故障萌生阶段精准锁定失效起始节点，弥补了传统方法对早期微损伤响应不足的缺陷。同时，该方法可实现试验全周期的在线监测，通过趋势指数曲线、阶次瀑布图与差异谱的可视化分析，无需停机拆机即可快速定位故障源，摆脱了对人工事后离线分析的依赖，能够及时预警并避免失效持续扩展引发的样机二次损伤。此外，该方法无需复杂的参数调优即可适配变转速、变载荷等多工况疲劳试验场景，经拆机验证的诊断结果可为电驱减速器的可靠性优化提供数据支撑。

1 试验方案设计

1.1 试验平台

本次试验采用的台架如图 1 所示，台架可模拟单级减速器实际运行的输入扭矩、输出转速工况；复现电动汽车实际行驶工况，实现被测减速器的全工况加载与多参数同步采集。



图 1　测试台架

试验开展前需依次完成传感器标定、信号调试、设备通讯联调及干扰排查等工作，保障数据采集的准确性与稳定性，传感器的布置如图 2 所示，试验采用水淋方式进行冷却。

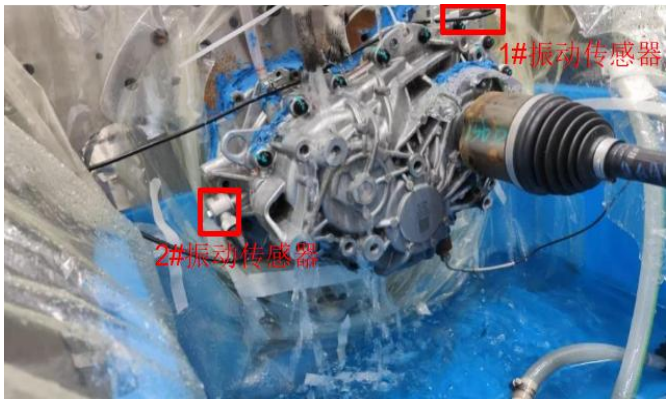


图 2　传感器布置图

本次试验受试对象为某纯电动乘用车配套电驱单级减速器，核心结构包括输入轴、一级/二级齿轮啮合副、输出轴及各位置支撑轴承组件，如图 3 的所示的单级减速器模型图。

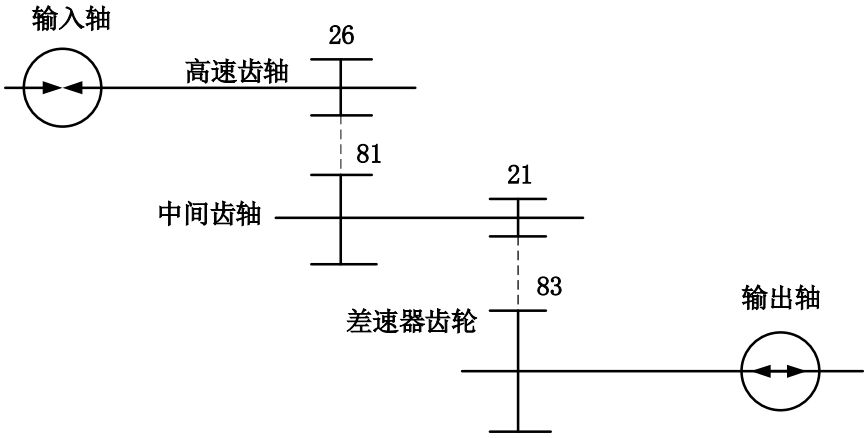


图 3　减速器总成模型图

单级减速器的齿轮齿数与性能参数如表 1 所示。

表 1　单级减速器的齿轮齿数与性能参数

参数类别	参数名称	数值
齿轮齿数	输入轴主动齿轮	26
	中间轴从动齿轮	81
	中间轴主动齿轮	21
	差速器从动齿轮	83
性能参数	额定输入功率/kW	70
	最高输入转速/（r/min）	16000
	额定输入转矩/（ N·m）	130
	传动速比	12.313

本文试验平台的主要结构示意图如图 4 所示。该试验平台主要由输入电机、两台负载电机、振动加速度传感器、信号采集单元以及数据处理与分析系统等设备构成。

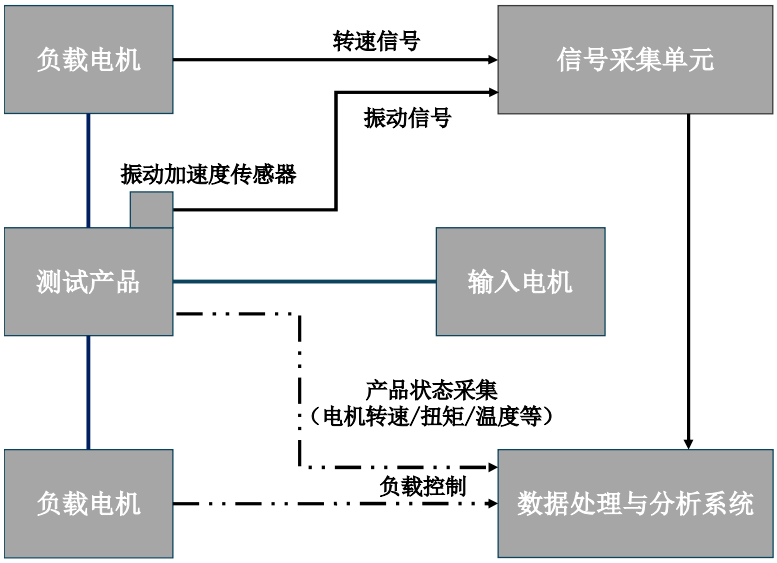


图 4　试验平台示意图

1.2 试验工况设置

本次试验的工况按照企业标准 Q-JLYJ7111261C-2024《纯电动乘用车减速器总成技术条件》来设置，采用多转速、多扭矩组合的强化循环工况，全面覆盖车辆的常规行驶、加速、极限过载等主要工况；目的是快速激发出齿轮啮合异常、轴承疲劳损伤、润滑失效等潜在隐性故障，有效缩短试验周期，高效验证产品的可靠性；如表 2 所示的循环工况表。试验以完整的实车模拟工况为一个循环，单个循环合计试验 200 分钟，样机累计完成 100 次完整循环耐久试验，共计 20000 分钟。

表 2　减速器疲劳耐久试验循环工况

工况	输入扭矩/（N·m）	输入转速/rpm	试验时间/min
D	355	4500	20
D	237	6800	23. 3
D	171	9500	24. 7
D	127	12700	27. 9
D	95	16000	46. 1
C	-248	6500	9. 6
C	-176	9200	12
C	-138	11700	12

C	−100	16000	13. 6
R	−355	−4500	0. 8
D	20	2000	10
			单个循环合计200

注：D 为驱动工况；C 为倒拖工况；R 为倒挡工况

2 基于阶次分析与统计包络基线的早期故障监测方法

本文提出的早期故障监测方法主要包括阶次谱转换、阶次包络基线建模、阶次差异谱公构成与绝对变化趋势指数计算以及报警阈值设定与故障定位四部分。

2.1 阶次谱转换

采用等角度重采样技术将时域振动信号转换为角度域信号，消除转速波动对频谱分析的影响。设原始振动信号为 $x(t_n)$，经转速脉冲触发的等角度重采样后得到角度域信号 $x(\theta_m)$，对其进行快速傅里叶变换得到阶次谱：

$$X(k)=\sum_{m=0}^{M-1}x(\theta_m)\cdot\omega(m)\cdot e^{-j\frac{2\pi}{M}km},k=0,1,...,M-1 \tag{1}$$

其中 k 为阶次索引，ω(m)为窗函数，|X(k)| 为第 k 阶的振动幅值。

本文采用的阶次分析参数如表 3 所示。

表 3 阶次分析参数设置

参数	取值
采样率	102. 4 kHz
FFT 点数	2048
窗函数	汉宁窗
阶次分辨率	0. 125 Order
最高分析阶次	1024 Order
谱平均次数	3 次

2.2 统计基线包络建模

对每个阶次独立建立基线包络，包络由中间趋势线（中线）与上、下边界构成，框住健康状态下该阶次幅值的正常波动范围。与全局固定阈值相比，逐阶次建模可自适应不同阶次的振动水平与波动特性差异。

2.2.1 线性回归趋势包络

设学习阶段采集 N 组健康阶次谱样本，第 k 阶的幅值序列为（$[X_1(k), X_2(k), \ldots, X_N(k)]$）。采用一元线性回归拟合幅值随分析次序的变化趋势：

$$\mu_i(k)=a(k)\cdot i+b(k),i=1,2,...,N \tag{2}$$

其中回归系数（a(k)，b(k)）由最小二乘法估计。计算拟合残差（ei(k) = Xi(k) − μi(k)）及其样本标准差：

$$\sigma(k)=\sqrt{\frac{1}{N-2}\sum_{i=1}^{N}e_i(k)^2} \tag{3}$$

以学习结束时刻的回归中线 $\mu_N(k) \pm 3\sigma(k)$ 确定包络上下边界，对应 99. 73% 的置信水平：

$$\begin{cases}UCL_k=\mu_k+3\sigma_k\\LCL_k=\mu_k-3\sigma_k\end{cases} \tag{4}$$

线性回归趋势包络适用于幅值存在缓慢单调变化的阶次，可有效跟踪磨合阶段的基线漂移。

2.2.2 滑动窗口极值包络

对于冲击成分较强、幅值分布偏态的阶次，采用滑动窗口极值包络法。设窗口长度为 L，第 ω 个窗口的上下包络采样值为：

$$U_{\omega}(k)=\max\{X_{\omega}(k),...,X_{\omega+L-1}(k)\},L_{\omega}(k)=\min\{X_{\omega}(k),...,X_{\omega+L-1}(k)\} \quad (5)$$

对全部窗口的极值采样值分别进行移动平均平滑，得到连续的上包络 UCL(k) 与下包络 LCL(k)。本文取窗口长度 L=5。该方法不依赖分布假设，对非高斯冲击型信号适应性更好。

本文根据阶次统计特性自适应选择建模方法：近似正态分布的阶次采用线性回归趋势包络，冲击型阶次采用滑动窗口极值包络。

2.3 阶次差异谱构建与绝对变化趋势指数计算

2.3.1 阶次差异谱构建

监控阶段，实时阶次谱与基线中线的逐阶差值构成阶次差异谱：

$$D_t(k)=X_t(k)-\mu(k),k=1,2,...,K \quad (6)$$

其中（$X_t(k)$）为第 t 时刻第 k 阶的实时幅值。定义阶次偏离率：

$$Rt(k)=\frac{|D_t(k)|}{\sigma(k)} \quad (7)$$

当 $R_t(k)$ ＞ 3 时，判定该阶次为显著异常阶次。差异谱的峰值位置直接对应故障部件的特征阶次，是故障定位的核心依据。

2.3.2 绝对变化趋势指数计算

对差异谱全部阶次分量的绝对值求和，得到绝对变化趋势指数：

$$TI_t=\sum_{k=1}^{K}D_t(k) \quad (8)$$

趋势指数为无量纲健康指标，数值越大代表被测件整体偏离健康基线的程度越高。为便于跨案例比较，以学习阶段趋势指数的均值 μ_{TI} 和标准差 σ_{TI} 进行归一化：

$$TI_t^*=\frac{TI_t-\mu_{TI}}{\sigma_{TI}} \quad (9)$$

归一化后健康状态下趋势指数在 0 附近波动，超出 3σ 即视为异常。

2.4 报警阈值设定与故障定位

2.4.1 报警阈值设定

采用两阶段阈值策略：预警阈值设为归一化趋势指数 TI^* = 3，用于早期预警，不自动停机；报警阈值设为 TI^* = 5，触发后试验台自动停机并保存报警时刻的阶次谱与差异谱。两阶段阈值兼顾早期发现与可靠报警，避免瞬时波动导致的误停机。

2.4.1 故障定位

报警后按以下图 5 所示的步骤流程图进行故障故障：（1）提取报警时刻差异谱；（2）识别偏离率 $R_t(k)$＞3 的异常阶次并按峰值排序；（3）将异常阶次与理论啮合阶次及其谐波匹配（容差 ±0.5 阶）；（4）分析异常峰值附近的边频带结构，确定故障所在轴与故障类型；（5）综合判定故障部件与故障类型。

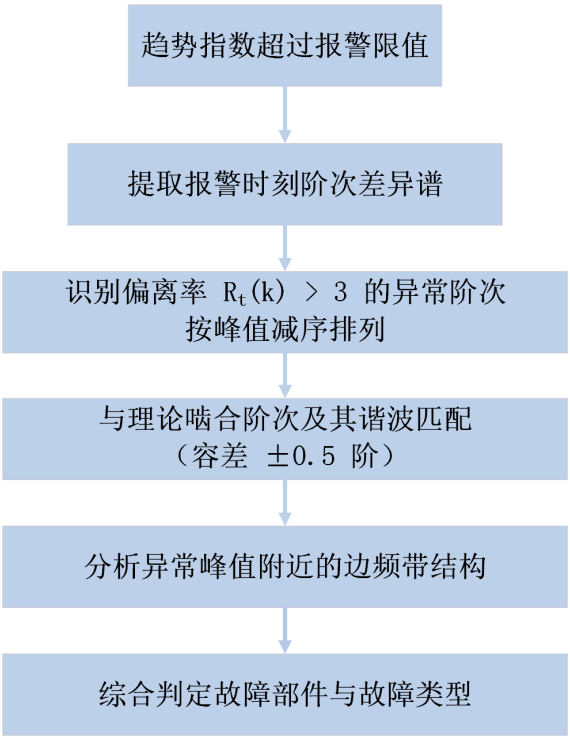


图 5　故障定位流程图

其中，各齿轮副的特征阶次如表 4 所示，具体的啮合阶次计算如下：以输入轴转速为参考（1 阶），输入轴主动齿轮齿数为 Z_1，则其啮合阶次为 Z_1 阶；中间轴转速为输入轴转速的 Z_1/Z_2 倍（Z_2 为中间轴从动齿轮齿数），中间轴主动齿轮齿数为 Z_3，其啮合阶次为 $Z_3 \times Z_1/Z_2$ 阶；差速器从动齿轮齿数为 Z_4，其啮合阶次为 $Z_4 \times Z_1/Z_2 \times Z_3/Z_4 = Z_1 \times Z_3/Z_2$ 阶。

本文减速器的齿轮参数为：输入轴主动齿轮 26 齿、中间轴从动齿轮 81 齿、中间轴主动齿轮 21 齿、差速器从动齿轮 83 齿，总传动比为 12.313。

表 4 减速器各部件理论特征阶次

部件名称	1 次谐波	2 次谐波	3 次谐波	4 次谐波
输入轴	12.3	24.6	36.9	49.3
一级齿轮啮合	320.1	640.3	960.4	1280.6
中间齿轮轴	−4.0	7.9	−11.9	15.8
二级齿轮啮合	83.0	166.0	249.0	332.0
输出轴	1.0	2.0	3.0	4.0

3 试验结果分析

选取表 2 中试验时间占比最高的高速驱动工况（输入转速 16000 r/min, 输入扭矩 95 N·m, 试验时间 46.1 min）下的齿轮失效作为分析对象，该工况为疲劳载荷循环中持续时间最长的载荷段，啮合频次最高，疲劳损伤累积效应最显著，故障特征的演化规律最具代表性，其振动能量趋势如图 6 所示。以 1000 个学习数建立健康状态振动能量参考基准，每个学习数对应 0.02 s 的数据采集时间；随后在 1000～3000 个学习数内，振动能量随零部件疲劳损伤累积呈缓慢上升趋势；当学习数超过 3100 时，振动能量快速增长并突破预设报警阈值，触发报警。按学习数与采样时间换算，自高速工况开始后约 62 s 即完成故障预警，说明改方法能够利用较短时间内的振动数据实现早期故障的识别。

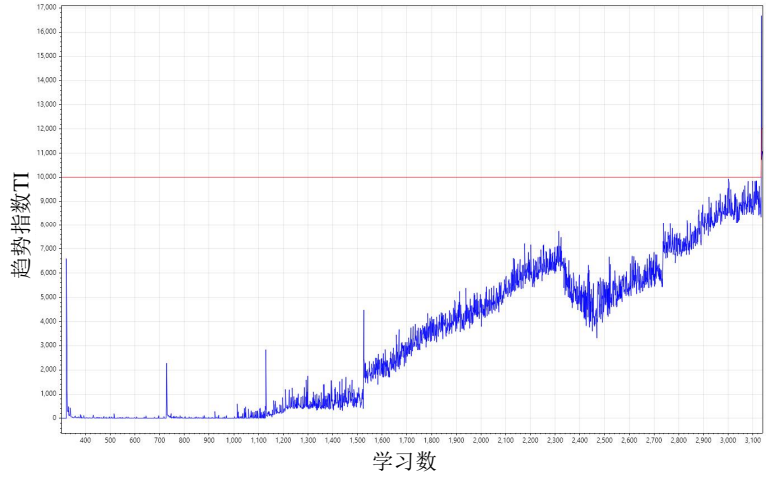


图 6　振动能量趋势图

图 7 为该工况下的阶次瀑布图，可直观反映各阶次振动幅值随试验时长的演化趋势。其中 83 阶次为齿轮失效对应的特征阶次，其幅值随损伤累积呈急剧上升态势，增长幅度远高于其余阶次。

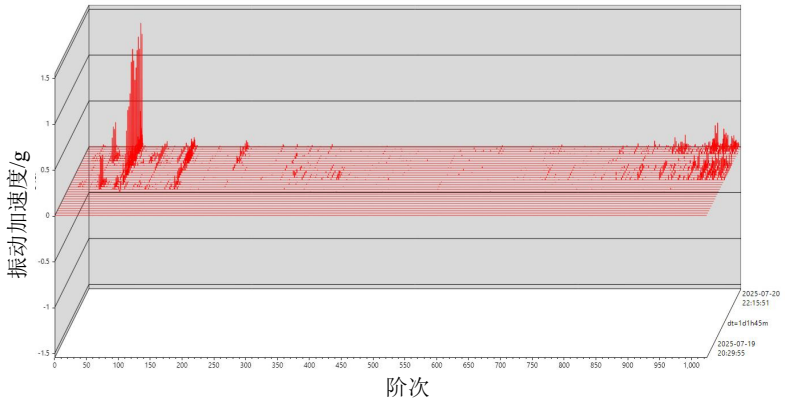


图 7　阶次瀑布图

阶次瀑布图对应的阶次差异谱图也能够清晰观察到该工况在 83 阶次时振幅较为突出，如图 8 所示，同时 166，250 阶次处也存在对应峰值。由表 4　的各部件的理论特征阶次表可知差速器从动齿轮的啮合阶次为 83 阶，其二阶、三阶谐波分别为 166 阶，249 阶，与该工况的特征阶次基本一致，推断减速器故障部位为差速器从动齿轮。

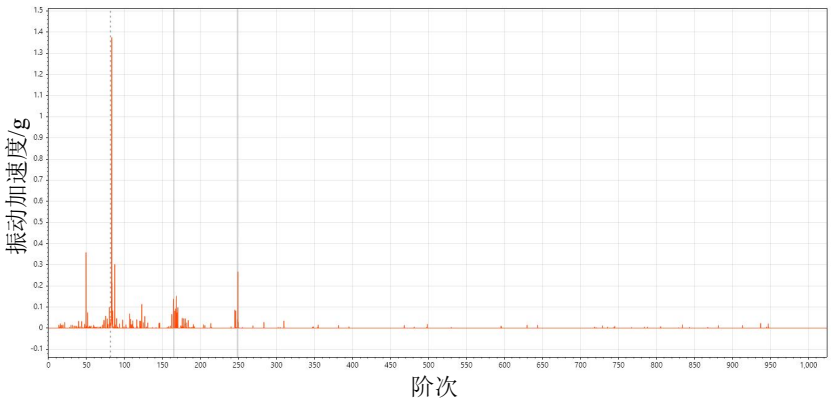


图 8　阶次差异谱图

为验证该方法所监测结果的可靠性，试验后对减速器进行拆机检查。拆机结果如图 9 所示，差速器从动齿轮齿面出现胶合损伤，与该方法所监测结果一致。图 9 的拆机形貌仅在细致观察下可见齿面仅有局部轻微的材料迁移，说明该胶合损伤处于失效演化初期。

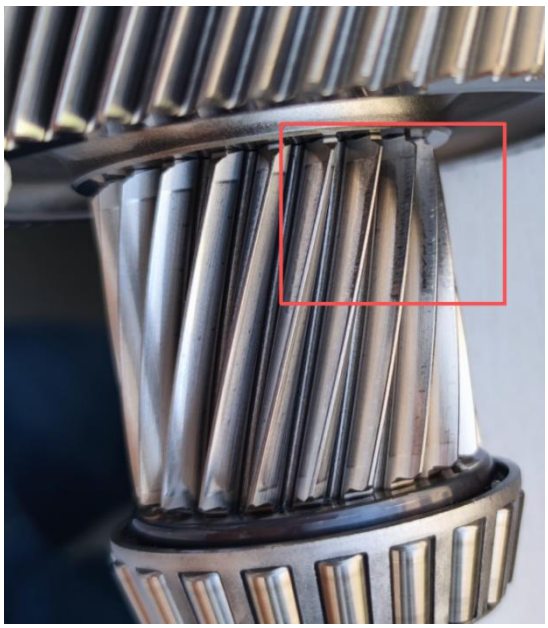


图 9　齿轮胶合损伤实物图

4 结论

1)本文提出了一种基于阶次分析与统计包络基线的电驱单级减速器早期故障诊断方法。该方法通过等角度重采样与阶次谱转换消除转速波动干扰，基于健康工况数据逐阶次建立统计包络基线，结合阶次差异谱与绝对变化趋势指数实现被测件状态的实时量化评估。在 46. 1 min 高速驱动工况中，改方法于工况开始后 62 s 即检测到异常并触发预警，仅利用工况初始阶段即可完成早期故障识别，可避免故障持续扩展导致的样机二次损伤。

2)阶次差异谱结合部件理论特征阶次的分析方法可精准定位发生故障的具体零部件；试验测得的 83 阶、166 阶、250 阶等异常峰值与差速器从动齿轮的理论啮合阶次及其 2、3 倍谐波阶次基本一致，阶次匹配精度高，可剥离多振源干扰下的微弱故障特征。

3)该方法在局部材料迁移阶段捕捉其异常振动信号，拆机核验结果与监测定位结论一致；具备良好的早期故障识别功能，可为电驱减速器耐久试验中的状态评估提供可靠的技术支撑。

参考文献：

[1] ZHUOKAI P, WEIQIANG C, JING L, et al. Fatigue life sensitivity research for electric driving system in driving load cases and random vibration load cases [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2025, 239(9): 4418-30.

[2] GUO D, YANG J, LI H, et al. A dynamic meshing transmission dataset for manufacturing quality inspection ofelectric vehicle reducer gears [J]. Scientific Data, 2026,13(1): 510.

[3] Mughal H, Dolatabadi N, Rahmani R. An integrated tribodynamic model for investigation of efficiency, durability and NVH attributes of gear mesh in electric vehicle powertrains[J]. Tribology International, 2023, 189: 108977.

[4] Feng W, Feng Z, Mao L. Failure analysis of a secondary driving helical gear in transmission of electric vehicle[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 117: 104934.

[5] Holehouse R, Shahaj A, Michon M, et al. Integrated approach to NVH analysis in electric vehicle drivetrains[J]. The Journal of Engineering, 2019, 2019(17): 3842-3847.

[6] BOURDALOS D, KONSTANTINOU X, KOUTSOUPAKIS J, et al. An AI Digital Platform for Fault Diagnosis and RUL Estimation in Drivetrain Systems Under VaryingOperating Conditions [J]. Machines, 2026, 14(1): 26.
[7] 李振,苗壮,徐孝国,等.柔性薄壁轴承寿命试验机的研制及特性分析[J].振动.测试与诊断,2025,45(1):116-123+204.
[8] 蔺梦雄,张向慧,姚良博,等.阶次跟踪分析方法在机器人用精密减速器摆动疲劳试验故障诊断中的应用[J].机械传动,2022,46(10):156-162.
[9] 蔺梦雄,张文松,曹洪鑫,等.经验模态分解与阶次跟踪分析对机器人用精密减速器故障诊断[J].机械科学与技术,2024,43(6):943-949.
[10] 申勇,章翔峰,周建星,等.多级齿轮传动裂纹故障频率分析与特征提取[J].振动.测试与诊断,2022,42(2):328-334+410.
[11] 张龙,黄婧,吴荣真,等.齿轮性能退化评估的时序重构模型[J].机械科学与技术,2022,41(12):1860-1868.

基于地址选择的程序执行策略

吴浩，南子渊，荆攀，刘雨晨，赵卓雅，杨志全

陕西重型汽车有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：本文提出一种基于地址选择的车载控制器程序执行策略，旨在解决车辆智能化背景下“控制器种类多、程序维护难”的问题。通过控制器开关量端口采集地址选择线接地状态，结合 EEPROM 非易失性存储的预设标志位，实现单个程序在不同控制器中精准执行对应功能块。实际应用表明，该策略可将某车型车身控制相关维护程序数量从 3 套减至 1 套（减少 67%），控制器复用率提升至 100%，同时地址识别准确率达 100%（100 次测试无错误），显著降低程序维护难度与硬件成本。

关键词：车载控制器，地址选择线，EEPROM 存储，标志位校验，程序复用

The Program Execution Strategy Based on Address Selection

wuhao,nanziyuan,jingpan,liuyuchen,zhaozhuoya,yangzhiquan

Shanxi Heavy Duty Automobile Co.,Ltd.,Shanxi Xi’an 710200

Abstract: This paper proposes a program execution strategy for vehicle-mounted controllers based on address selection, aiming to solve the problems of "many types of controllers and difficult program maintenance" under the background of vehicle intelligence. By collecting the grounding status of address selection lines through the controller's digital input ports and combining with the preset flags stored in EEPROM (non-volatile memory), a single program can accurately execute the corresponding function blocks in different controllers. Practical application shows that this strategy can reduce the number of maintenance programs related to a vehicle's body control from 3 sets to 1 set (a 67% reduction), increase the controller reusability to 100%, and achieve an address recognition accuracy of 100% (no errors in 100 tests including electromagnetic interference simulation), significantly reducing the difficulty of program maintenance and hardware costs.

Key Words: Vehicle-mounted controller, Address selection line, EEPROM storage, Flag verification, Program reusability

1 引言

随着车辆电气化、智能化升级，单车控制器数量呈指数式增长。传统方案中“1 个控制器对应 1 套独立程序”，导致程序维护量同步增加——以某车型为例，底盘前部、中部、后部 3 个车身控制器需维护 3 套差异化程序，不仅占用更多存储资源，还易因程序版本不一致引发兼容性问题。

本文提出的“基于地址选择的程序执行策略”，通过“硬件地址配置 + 软件标志位校验”的协同设计，使单个集成多功能块的程序可适配多个控制器：控制器通过地址选择线接地状态识别自身“身份标志”，再调用对应功能块，最终实现“多控制器刷写同一程序、按需执行差异化功能”，减少维护程序数量，提升控制器复用性。本策略的实现基于以下关键技术。

2 关键技术基础

车载控制器的核心硬件接口与存储模块是本策略的实现基础，需明确关键技术与策略的关联逻辑。

2.1 控制器硬件接口

控制器外部接口包含开关量采集、模拟量采集、功率驱动等，本策略仅依赖开关量采集端口，且采用控地开关设计：

a)控地开关原理：地址选择线通过与车身搭铁（地线）连接，接地时采集端口检测电平为 “1”；未接地时，电平为 “0”（端口串联 1kΩ 上拉电阻，避免悬空导致的电平不确定）。

b)选择控地开关的原因：相比控火开关（断开时线路仍带电），控地开关断开后地址选择线无带电风险，且车身搭铁为公共地线，简化布线（无需额外铺设负极线）。

2.2 控制器存储模块

控制器存储模块包含 EEPROM、FLASH、RAM，本策略核心依赖 EEPROM（非易失性存储）：

a)存储介质选择：EEPROM 擦写寿命 10 万次，单次读写时间≤10ms，满足标志位长期存储与高频更新需求；

b)地址分配：标志位 A（历史有效标志）存储于 EEPROM 的固定地址，标志位 B（实时采集标志）暂存于 RAM 的随机地址。

3 基于地址选择的程序执行策略

3.1 硬件设计

硬件设计的核心是 “地址选择线配置 + 抗干扰设计”，确保标志位采集准确，具体如下。

3.1.1 硬件接线拓扑

控制器硬件外部接线如图 1 所示，关键细节如下：

a)CAN 总线连接：底盘前部、中部、后部 3 个控制器通过 CAN_H、CAN_L 接入同一 CAN 总线，波特率 250kbps（满足重型车车身控制通信需求）；

b)地址选择线配置：每个控制器配备 3 根地址选择线（分别对应 “地址选择线 1-3”），一端接控制器开关量采集端口，另一端通过螺母搭铁将需要接地的地址选择线接地处理；

c)抗干扰设计：地址选择线采用屏蔽线（外层接地），且每根线串联 1KΩ 限流电阻（防止短路烧毁端口）、并联 0.1μF 陶瓷电容（抑制电磁干扰导致的电平抖动）。

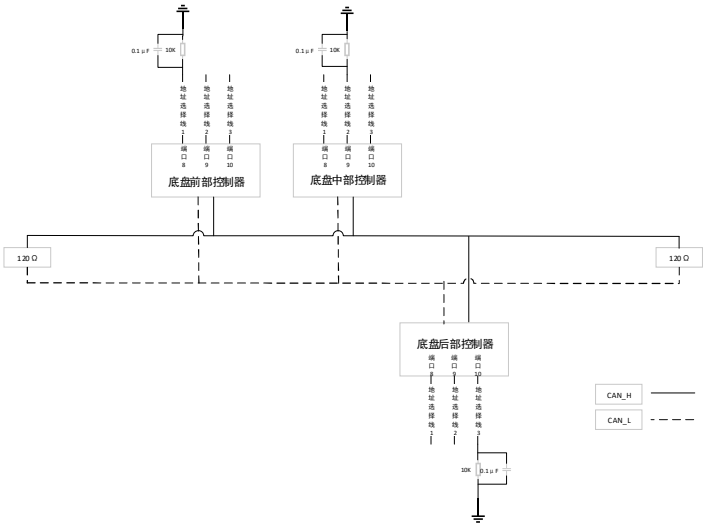


图 1　硬件外部接线示意图

3.1.2 地址-标志位对应关系

地址选择线的接地状态（1=接地、0=未接地）通过二进制编码映射为 “节点地址标志位”，具体对应关系如表 1 所示（表注：标志位与二进制编码一一对应，预设标志位可以与二进制编码一致也

可以不一致主要用于区分程序块执行，其他值判定为无效）：

表 1 接线情况与标志位对应表

名称	地址选择线 1	地址选择线 2	地址选择线 3	二进制编码	节点地址（程序预设）
/	0	0	0	000	/
底盘前部控制器	0	0	1	001	标志位 1
底盘中部控制器	0	1	0	010	标志位 2
/	0	1	1	011	/
底盘后部控制器	1	0	0	100	标志位 3
/	1	0	1	101	/
/	1	1	0	110	/
/	1	1	1	111	/

3.2 软件设计

软件设计需实现 “标志位采集-校验-功能调用” 的闭环逻辑，明确时序、优先级与故障处理规则：

3.2.1 初始化阶段操作时序

控制器上电初始化时，按以下时序执行操作：

a)硬件稳定延迟：为使数据采集的准确，控制器上电 50ms 后读取 EEPROM 数据及开关量采集端口状态；

b)标志位 B 采集：为有效抑制车载环境中的脉冲干扰，对地址选择线 1-3 的电平连续采集 3 次，取 3 次一致的结果作为标志位 B，暂存于 RAM 的随机地址；

c)标志位 A 读取：通过 I2C 总线读取 EEPROM 的固定地址数据，作为标志位 A（历史有效标志）。

3.2.2 标志位校验与功能调用逻辑

根据标志位 A、B 的有效性，按 “B 优先、A 兜底”的规则调用程序块，相关流程如图 2 所示，具体流程如下：

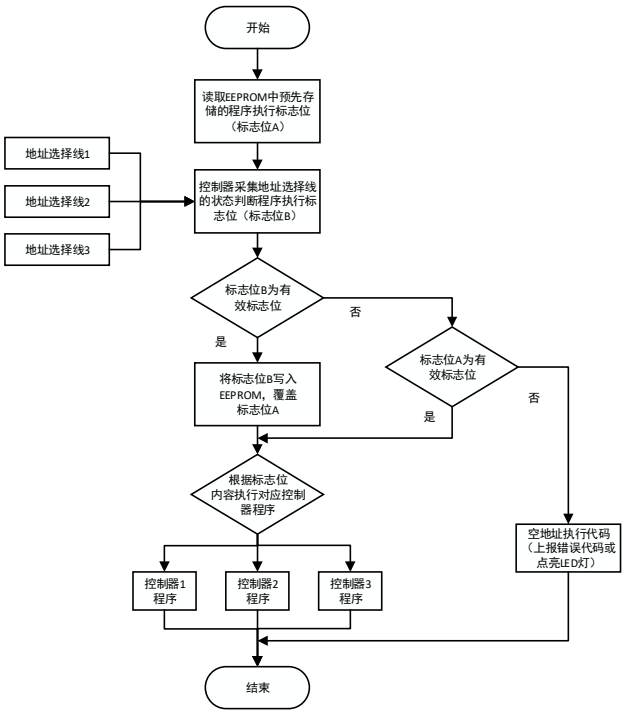


图 2　逻辑流程图

a)标志位 B 校验：若 B 属于预设标志位，则判定 B 有效——将 B 写入 EEPROM（覆盖原有标志位 A），并调用对应程序块（如标志位 B=标志位 1，调用 “雨刮驱动+气压采集等功能”）；

b)标志位 A 兜底：若 B 无效，则校验 A——若 A 属于预设标志位，调用 A 对应的程序块；

c)空地址处理：若 A、B 均无效，执行空地址代码 —— 通过 CAN 报文上报错误码（0x01=“A/B 均无效”，0x02=“地址线短路”），同时控制器控制 LED 灯按固定频率闪烁，指导故障排查。

3.2.3 程序块划分规则

单个程序包含 3 个独立功能块，与标志位的对应关系固定（避免功能混淆）：

a)标志位 1（底盘前部控制器）：雨刮驱动模块（PWM 输出控制雨刮电机转速）+ 气压采集模块（AD 采样读取气压传感器信号）等功能；

b)标志位 2（底盘中部控制器）：前部灯光驱动模块（高低边驱动控制近光灯 / 远光灯）+ 油量采集模块（AD 采样读取油量传感器信号）等功能；

c)标志位 3（底盘后部控制器）：尾部灯光驱动模块（PWM 控制转向灯闪烁）+ 车速采集模块（频率采集读取车速传感器信号）+ 电磁阀驱动模块（高低边驱动控制制动电磁阀）等功能。

4 策略实施案例

以某重型商用车车身控制系统为例，验证策略的实际效果，具体实施细节与结果如下：

4.1 案例背景

该车型原方案：底盘前部、中部、后部控制器分别刷写 3 套独立程序（程序 1 -底盘前部、程序 2 -底盘中部、程序 3 -底盘后部），需维护 3 个程序版本，且控制器硬件不可复用（程序与硬件绑定）。

4.2 策略实施步骤

a)硬件配置：按图 1 接线，底盘前部控制器地址选择线 1 接地，底盘中部控制器地址选择线 2 接地，底盘后部控制器地址选择线 3 接地；

b)程序刷写：3 个控制器均刷写同一套 “集成 3 个功能块的程序”；

c)功能测试：上电后控制器自动识别标志位，底盘前部执行 “雨刮+气压” 等功能，底盘中部执行 “前部灯光+油量”等功能，底盘后部执行 “尾部灯光+车速+电磁阀”等功能，无功能错位。

4.3 实施效果

表 2 策略应用效果对比表

评价指标	原方案	优化方案	改进幅度
维护程序数量	3 套	1 套	减少 67%
控制器种类	车身控制类	车身控制类	原方案与优化方案控制器硬件一致
控制器复用率	0%（硬件绑定程序）	100%（同一硬件适配）	提升 100%
地址识别准确率	-	识别准确率 100%（100 次测试）	-
测试方法：控制器拨插后重新识别地址信息，查看控制器功能执行情况。			

5 结论与局限性

5.1 结论

a)灵活性提升：通过地址选择线的二进制编码，n 根地址线可支持 2^n个控制器（如 3 根线可扩展至 8 个控制器，表 1 为简化应用仅用 3 个），适配不同车型的控制器数量需求；

b)成本降低：减少控制器硬件种类（从 3 种减至 1 种），同时维护程序数量减少，降低研发与售后成本；

c)可靠性保障：“B 优先覆盖+ A 兜底+错误上报”的逻辑，确保地址识别错误时仍能稳定运行或快速排查，提升系统可靠性。

5.2 局限性

a)环境适配：仅适用于低压（12V/24V）、低电磁干扰场景（如车身座舱），发动机舱等强电磁

干扰环境需额外增加屏蔽层（如金属外壳接地）；

b)配置限制：仅支持开关量地址配置，无法适配模拟量地址（如通过电位器调节地址）。

c)扩展限制：本策略的扩展性受限于控制器可用开关量端口的数量。若要支持更多控制器，需占用更多端口或采用更高效的编码方式（如串行编码）。

参考文献：

[1] 覃华强.车身控制模块设计与实现[J].汽车电器,2019(10):51-53+56.

[2] 白彦霞,张秋菊.数字电子技术基础[M].北京:北京邮电大学出版社,2009:73-74.

[3] 黄刚军.基于 CAN/LIN 网络的车身控制系统[J].电子测试,2007(07):15-17+11.

[4] 郭维杰.商用车车身控制器(BCM)的设计与开发 D1.青岛:青岛大学，2018:3-3.

[5] 王顺伟.基于 CAN 总线的 JH625 车身控制器研发[D].厦门:厦门理工，2018:7-7.

一种基于 A2L 文件融合的车辆标定量与观测量导入方法

吴浩，刘雨晨，刘媛媛，张卓凡，胡锦波，梁旭东

陕西重型汽车有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：针对当前车辆标定过程中传统 A2L 文件修改方法存在的专业门槛高、信息完整性不足等问题，本文提出一种通过 A2L 文件融合导入标定量和观测量信息的方法。该方法首先利用 Simulink 搭建应用层模型并生成含完整描述信息（初始值、上下限、单位、备注）的 A2L 文件；再通过 IAR 工具编译程序并提取含地址信息的 ELF 文件；随后基于 ASAP2 工具实现 A2L 文件（描述信息与协议/设备信息）的融合，并加载 ELF 文件更新地址；最终通过 CANape 工具监控参数变化并确定最优值烧录至控制器。实验结果表明，该方法相较于传统手动编写 A2L 文件的方式效率提升 40%以上，且信息完整性优于 ELF 提取法，可显著降低标定操作门槛，减少误操作风险，为车辆标定过程提供高效、准确的技术支撑。

关键词：车辆标定；A2L 文件；ELF 文件；Simulink；CANape

A vehicle quantitative and observable measurement import method based on A2L file fusion

wuhao,liuyuchen,liuyuanyuan,zhangzhuofan,hujinbo,liangxudong

Shanxi Heavy Duty Automobile Co.,Ltd.,Shanxi Xi'an 710200

Abstract: In response to the problems such as high professional threshold and insufficient information integrity in the traditional A2L file modification method during vehicle calibration, this paper proposes a method for importing calibration data and observation data information through the integration of A2L files. This method first uses Simulink to build an application layer model and generates an A2L file containing complete description information (initial values, upper and lower limits, units, remarks); then, through the IAR tool, the program is compiled and the ELF file containing address information is extracted; subsequently, the ASAP2 tool is used to achieve the integration of A2L files (description information and protocol/device information), and the ELF file is loaded to update the address; finally, the CANape tool is used to monitor parameter changes and determine the optimal value, which is burned into the controller. Experimental results show that this method is more than 40% more efficient than the traditional manual writing of A2L files, and the information integrity is better than the ELF extraction method. It can significantly reduce the calibration operation threshold and reduce the risk of incorrect operation, providing efficient and accurate technical support for the vehicle calibration process.

Key Words: Vehicle Calibration, A2L file, ELF file, Simulink, CANape

1 引言

在车辆电子控制系统开发中，标定是通过调整控制参数（标定量）、监测系统状态（观测量）以优化整车性能的关键环节，而 A2L 文件作为标定系统的核心描述文件，其信息完整性与准确性直

接决定标定效果。当前行业内主流的 A2L 文件修改方法存在明显局限：

a) 手动编写法（基于《ASAM MCD-2MC》语法）：需操作人员熟练掌握 A2L 文件语法规则，专业门槛高，且手动添加/修改代码易出现语法错误或参数遗漏，导致标定中断；

b) ELF 提取法：通过应用层编译生成的 ELF 文件提取标定量与观测量，但仅能获取变量名称与数值，缺失初始值、上下限、单位等关键描述信息，不利于标定人员理解参数含义，增加标定试错成本。

为解决上述问题，本文提出一种 A2L 文件融合策略，将“完整描述信息”与“准确地址信息”通过工具化流程整合，实现标定量与观测量的高效、完整导入，为车辆标定技术的工程化应用提供新路径。

2 基于 A2L 文件融合的导入方法

本方法通过“模型生成描述信息→编译提取地址信息→文件融合整合信息→工具监控验证”四个核心步骤，实现标定量与观测量的完整、准确导入，总体流程如图 1 所示。

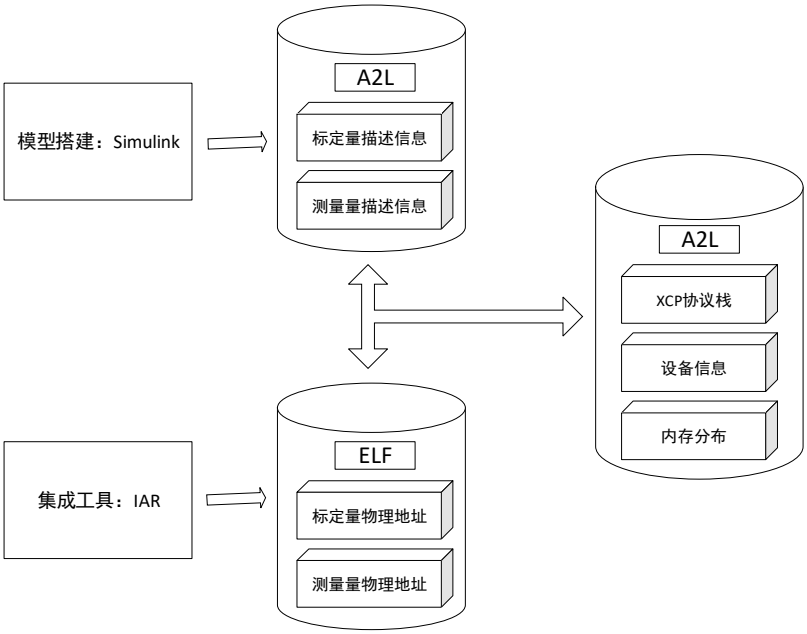


图 1　总体流程图

2.1 搭建应用层模型并生成含描述信息的 A2L 文件

2.1.1 模型搭建与参数配置

采用 Simulink 工具搭建车辆控制应用层模型（如发动机扭矩控制模型），在模型中明确标定量与观测量的逻辑关联（如“节气门开度”标定量与“发动机转速”观测量的映射关系）。

通过 Simulink 的“Model Explorer”功能对标定量与观测量的描述信息进行配置，具体包括：

a) 基础属性：数据类型（如 double、int16）、维度（如 1×4 数组）、初始值（如节气门开度初始值 5%）；

b) 约束属性：上下限值（如制动压力标定量上限 20MPa、下限 0MPa），用于限制标定人员操作范围，避免超量程误标定；

c) 辅助属性：单位（如 kPa）、备注信息（如“曲线测试用标定量”），便于标定人员直观理解参数含义。

典型的参数配置界面如图 2 所示，以“TestLine_X”标定量为例，配置其初始值 [1,2,3,4]、上下限 0~100、单位“%”，并添加备注“节气门开度控制数组”。

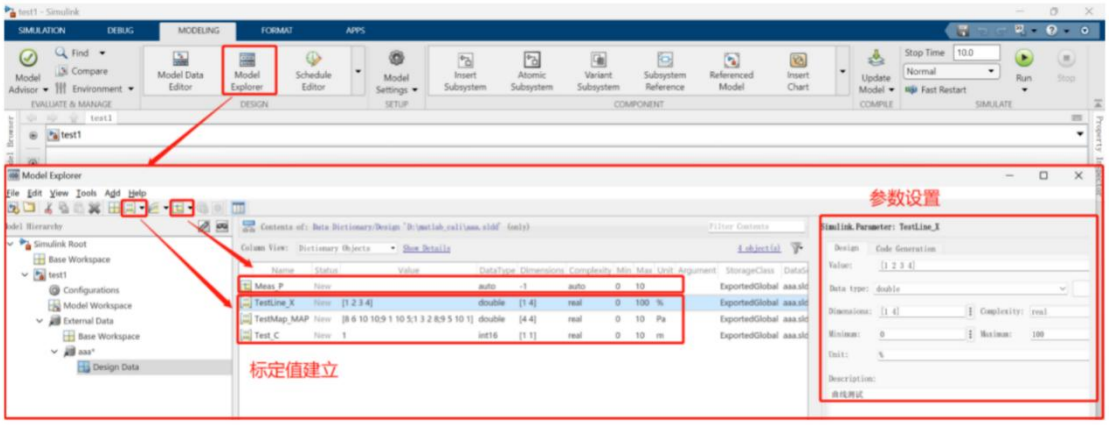


图 2　参数配置界面

2.1.2 A2L 文件生成

模型搭建与参数配置完成后，通过 Simulink 的 “Generate Calibration Files” 功能（路径：APPS→C Code→Generate Calibration Files）生成 A2L 文件，具体操作如下：

a) 选择生成标准：勾选 “Generate ASAP2” 选项，遵循《ASAM MCD-2MC》标准；

b) 设置文件属性：填写 A2L 文件名、确定存储路径，版本号默认 1.71；

c) 触发生成：点击 “Generate”按钮，系统自动校验模型逻辑（如参数上下限合理性、数据类型匹配度），校验无误后生成含完整描述信息的 A2L 文件。

A2L 文件生成界面如图 3、图 4 所示，生成的文件中包含标定量/观测量的名称、初始值、上下限、单位、备注等信息，无需后续手动补充。

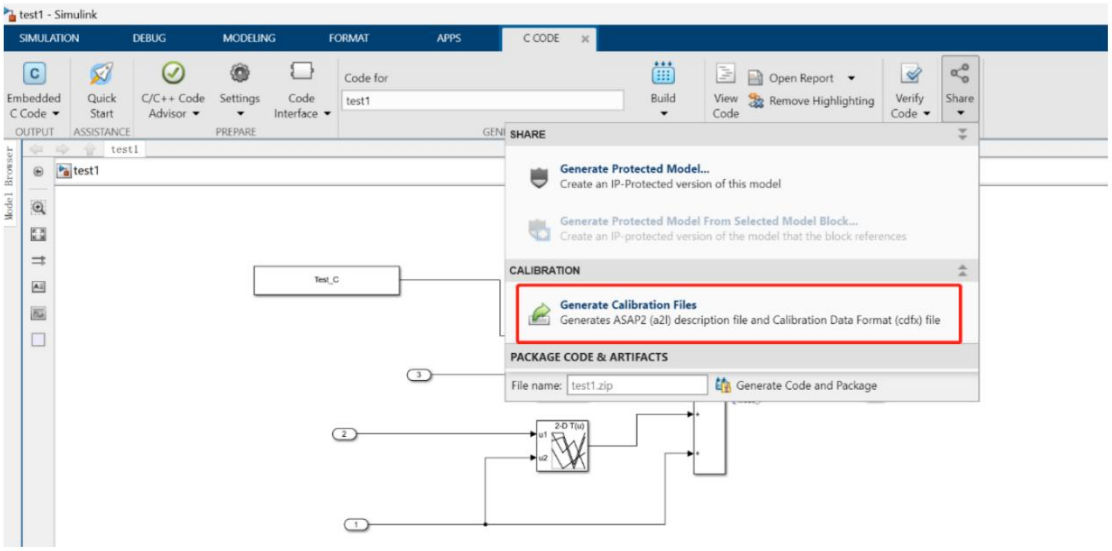


图 3　A2L 文件生成 1

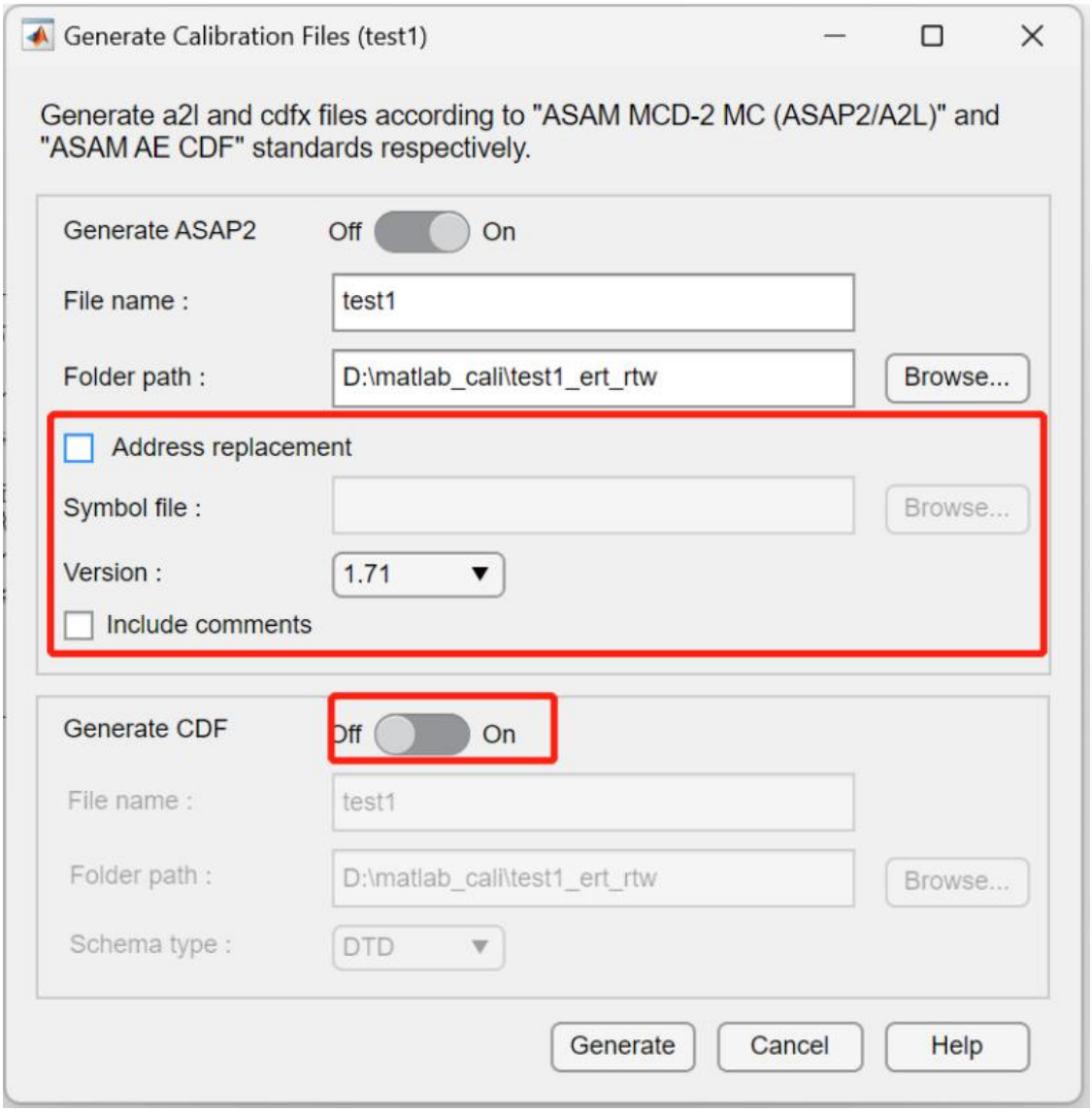


图 4　A2L 文件生成 2

2.2 编译程序并提取含地址信息的 ELF 文件

采用 IAR 嵌入式开发工具对需要烧录至控制器（如 ECU）的应用层程序进行集成与编译，具体流程如下：

a) 程序集成：将 Simulink 生成的 C 代码与控制器驱动代码（如 CAN 驱动、XCP 协议栈代码）集成，形成完整的控制器程序；

b) 编译配置：设置编译参数（如目标芯片型号、内存分配策略），确保编译结果匹配控制器硬件；

ELF 提取：编译完成后，从输出目录中提取 ELF 文件，该文件包含标定量与观测量在控制器 RAM/ROM 中的物理地址信息。

2.3 A2L 文件融合与地址信息更新

2.3.1 标定工程搭建

以“带 XCP 协议栈、设备信息、内存布局、标定通讯报文的 A2L 文件”为基础搭建标定工程，该文件使用 AUTOSAR 基础软件配置生成，包含标定系统运行必需的底层信息（如控制器型号、CAN 通讯波特率、内存分区规划），但缺失标定量/观测量的描述信息。

2.3.2 A2L 文件融合

通过 ASAP2 工具实现 “步骤 1 生成的含描述信息的 A2L 文件”与 “工程基础 A2L 文件”的融合，操作流程如图 5 所示：

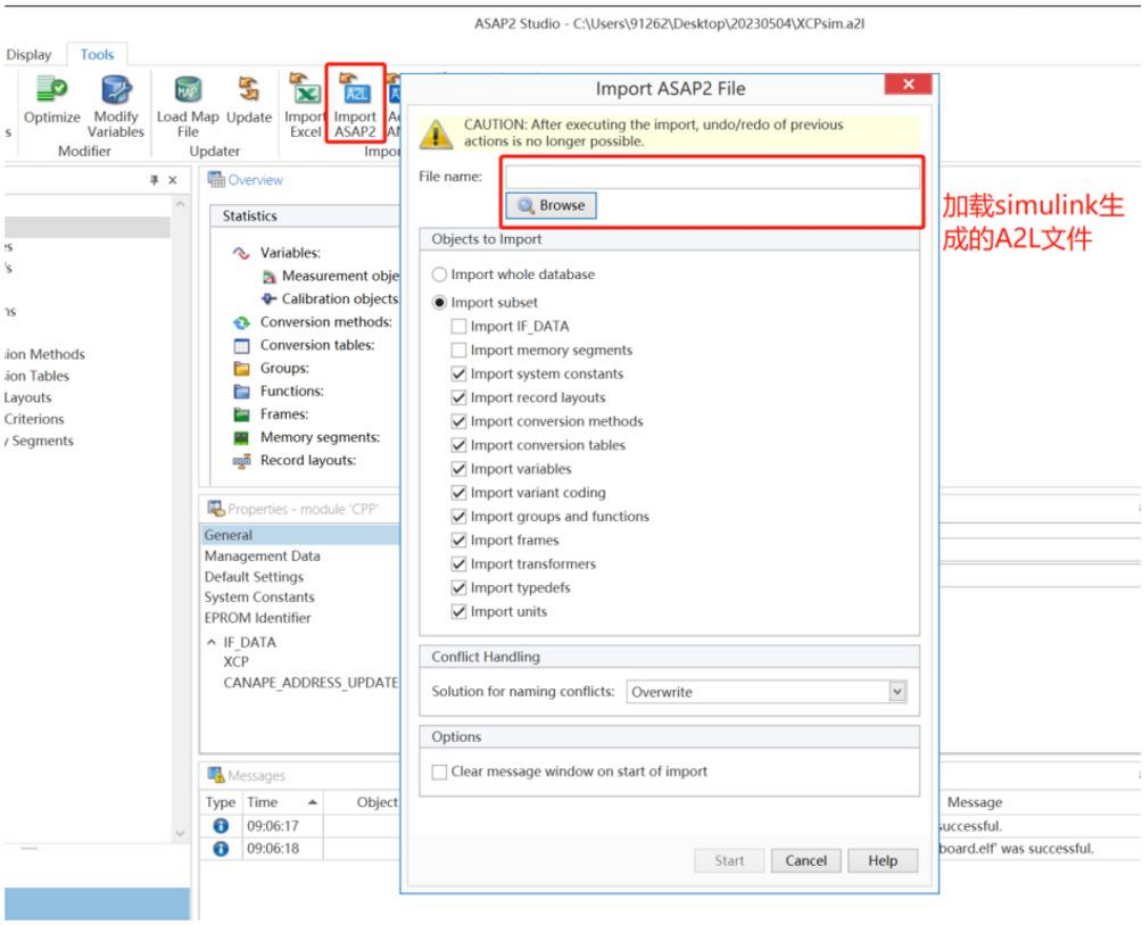


图 5　A2L 文件数据融合

a) 导入文件：在 ASAP2 Studio 中打开工程基础 A2L 文件（如 “XCPsim.a2l”），通过 “Import ASAP2 File” 功能导入步骤 1 生成的 A2L 文件；

b) 冲突处理：设置命名冲突解决方案为 “Overwrite”（如同一参数名称以描述信息完整的文件为准）；

c) 全量导入：勾选 “Import whole database”，确保描述信息（初始值、上下限、备注）全量融入工程 A2L 文件。

2.3.3 地址信息更新

加载步骤 2 提取的 ELF 文件，通过 ASAP2 工具的 “Address Update”功能更新标定量与观测量的物理地址，界面如图 6 所示

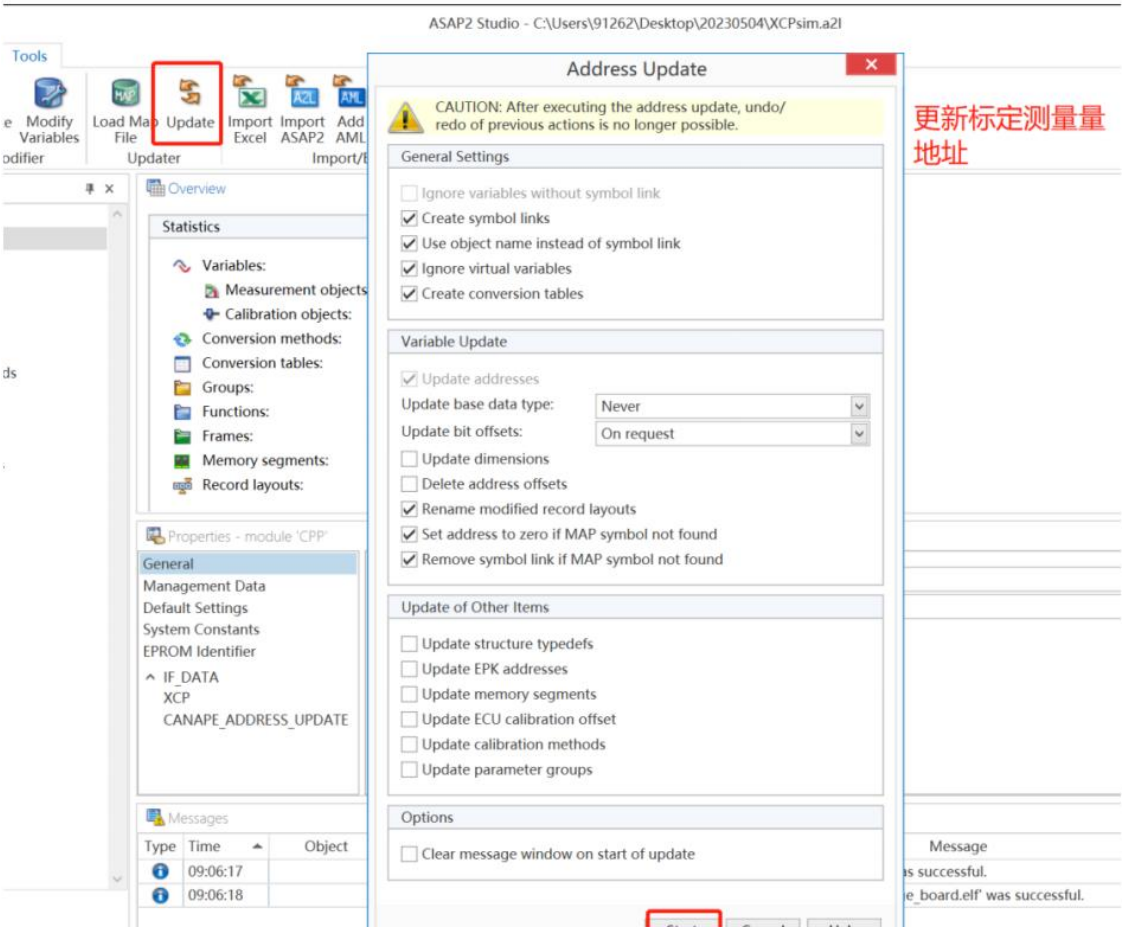


图 6　地址参数更新设置

融合后的 A2L 文件同时包含“完整描述信息”与“准确地址信息”，满足标定系统对参数信息的全需求。

2.4 参数监控与最优值烧录

2.4.1 硬件连接与工具配置

将车辆控制器通过 CAN 总线与上位机（安装 CANape 工具）连接，在 CANape 中加载融合后的 A2L 文件（“XCPsim.a2l”），配置通讯参数（如 CAN 通道、波特率 500kbps），确保控制器与上位机实时通讯。

2.4.2 参数监控与分析

通过 CANape 的“Measurement Setup”功能提取需监控的标定量与观测量，在“Display”界面查看参数变化趋势与详细信息，典型界面如图 7 所示：

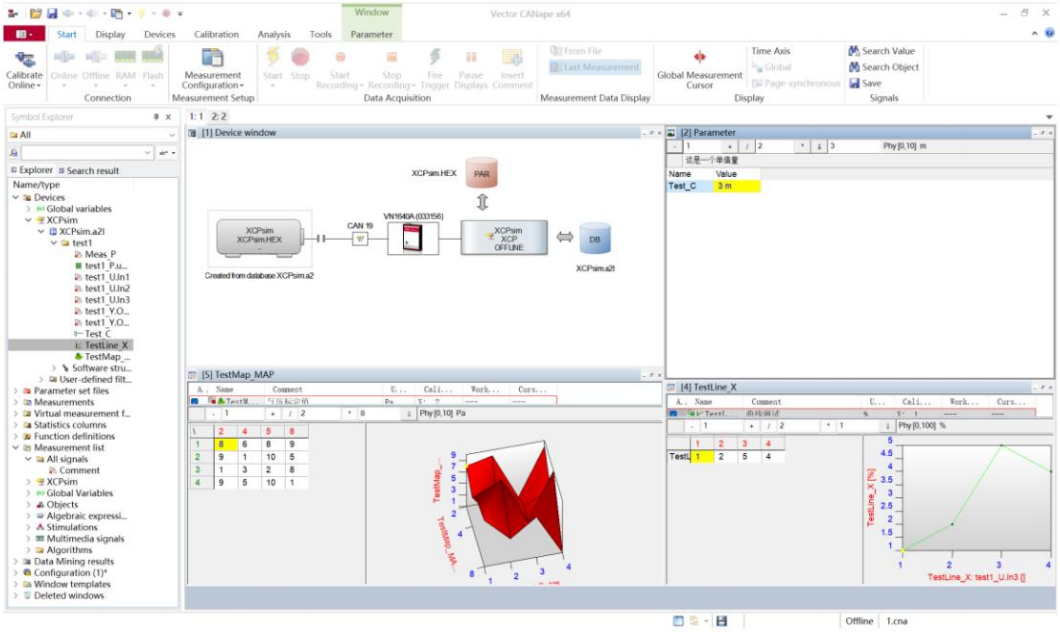


图 7　标定与测量界面

a) 数值监控：实时显示标定量（如 “Test_C”）的当前值（3m）、物理量程（0~10m）；

b) 趋势分析：通过曲线图表展示观测量（如 “TestLine_X”）随时间的变化规律；

c) 备注查看：鼠标悬浮参数名称可查看备注信息（如 “曲线测试用标定量”），辅助标定人员判断参数合理性。

2.4.3 参数监控与分析

基于监控数据确定标定量最优值（如发动机扭矩控制的最优节气门开度），通过 CANape 的 “Calibrate→Offline RAM Flash” 功能将最优值烧录固化至控制器，完成标定过程。烧录后自动校验参数一致性，确保烧录结果准确。

3 方法优势验证与分析

3.1 与传统方法的量化对比

以某车型 ESP 系统标定（含 80 个标定量、120 个观测量）为测试案例，标定数据与观测数据包含单点数据、一维数据及二维数据，该系统控制器芯片采用芯驰 G9X 系列。同一人员使用手动编写、ELF 提取及本方法进行数据标定，对比本方法与传统方法的关键性能指标，结果如表 2 所示：

表 1　标定效率对照表

性能指标	手动编写	ELF 提取	本方法	提升幅度
操作耗时（小时）	6.2	2.5	1.8	相较于方法一提升 71%，相较于方法二提升 28%
信息完整性（%）	85（易遗漏备注）	40（仅名称+数值）	100	相较于方法二提升 150%
出错率（%）	9（语法/参数错误）	5（地址不匹配）	1（模型校验后）	相较于方法一降低 89%
专业门槛	高（需 ASAM 语法知识）	中（需 ELF 解析能力）	低（工具化操作）	-

3.2 核心优势拆解

a) 降低专业门槛：通过 Simulink、ASAP2 等工具的可视化操作替代手动代码编写，操作人员仅需掌握基础模型搭建与工具使用流程，无需深入理解《ASAM MCD-2MC》语法；

b) 提升信息完整性：融合后的 A2L 文件包含初始值、上下限、单位、备注等全维度信息；

c) 兼容现有工具链：方法基于行业主流工具（Simulink、IAR、CANape）开发，无需新增硬件设备，可直接融入现有车辆标定流程，工程化落地成本低。

4 结论

本文提出的基于 A2L 文件融合的标定量与观测量导入方法，通过“模型生成描述信息、编译提取地址信息、工具融合整合信息”的流程，有效解决了传统方法专业门槛高、信息完整性不足、操作效率低的问题，显著降低车辆标定的工程化难度。

本方法适用于所有采用 Autosar 架构开发的控制器标定使用，该方法可以作为采用其它芯片及其他集成方式开发的控制的标定借鉴，本方法也可以结合其它自动化技术实现标定流程的自动化。

参考文献：

[1] 中国汽车工程学会. 汽车电子控制系统标定技术规范 [S]. 2022.

[2] 汪春华, 刘洪飞, 白稳峰等. 基于 CCP 协议的纯电动车整车控制器标定研究[J]. 汽车工程,020, 42(03): 286-291.

[3] Vector Informatik GmbH. CANape User Manual[Z]. 2023.

[4] MathWorks Inc. Simulink Calibration File Generation Guide[Z]. 2022.

[5] IAR Systems. IAR Embedded Workbench User Guide[Z]. 2023..

[6] 刘运潇. 基于 CCP 的通用型 ECU 标定系统研究和设计[D].上海: 上海交通大学, 2013.

越野场景下基于路径先验的闭环可行驶区域分割方法

宋姗，朱伟健，郭雷雷，崔敏霞，史册，高锦，周元豪

陕西汽车控股集团有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：针对越野场景中地形复杂、道路边界模糊导致传统前馈式可行驶区域分割模型泛化能力不足的问题，提出一种基于路径先验引导的闭环可行驶区域分割方法。此方法融合激光雷达点云、相机图像以及全局路网和历史局部路径信息，构建融合路径先验的提示闭环分割框架，将路径先验作为高层语义提示（Prompt）引导模型关注车辆目标行驶区域，构建闭环感知机制；同时，针对分割模型计算开销大、场景适应能力不足的问题，本文以 EfficientViT-SAM 为基础模型，提出基于 Adapter 和 LoRA 微调的 EfficientViT-SAM 模型，实现越野道路的快速精确分割。实验结果表明，本文提出的融合架构相比基础模型在分割性能上提升约 20%。

关键词：越野场景；可行驶区域分割；闭环感知；EfficientViT-SAM；微调

中图分类号：U463.6　　**文献标志码：**A

Path Prior-guided Closed-loop Drivable Area Segmentation for Off-road Autonomous Driving

SONG Shan, ZHU Weijian, GUO Leilei, CUI Minxia, SHI Ce, GAO Jin,

ZHOU Yuanhao

Shaanxi Automobile Holding Group Co., Ltd., Xi'an 710200, Shaanxi, China

Abstract: To address the problem that traditional feed-forward drivable area segmentation models suffer from poor generalization in off-road environments due to complex terrain and ambiguous road boundaries, this paper proposes a closed-loop drivable area segmentation method guided by path priors. The proposed method integrates LiDAR point clouds, camera images, global road network information, and historical local path information to construct a prompt-driven closed-loop segmentation framework with path priors. The path prior is introduced as a high-level semantic prompt to guide the model in focusing on the target driving area of the vehicle, thereby establishing a closed-loop perception mechanism. Furthermore, to alleviate the high computational cost and limited scene adaptability of existing segmentation models, an EfficientViT-SAM-based model is developed by incorporating Adapter and LoRA parameter-efficient fine-tuning strategies, enabling fast and accurate off-road drivable area segmentation. Experimental results demonstrate that the proposed fusion framework improves segmentation performance by approximately 20% compared with the baseline model.

Keywords: off-road environment; drivable area segmentation; closed-loop perception; EfficientViT-SAM; parameter-efficient fine-tuning

可行驶区域分割（Drivable Area Segmentation）已成为车辆智能驾驶感知系统中的关键任务，其目标是在复杂环境中准确识别车辆可安全通过的区域，为后续路径规划和运动控制提供可靠的感知

数据。随着深度学习的发展，FCN[1]、PSPNet[2]、U-Net[3]以及 DeepLab[4]等语义分割方法被广泛应用于可行驶区域分割，并取得了较好效果。然而，此类方法通常依赖大量标注数据，且对训练数据分布较为敏感，在越野非结构化环境中的泛化能力有限。

2023 年，Meta 公司推出了通用图像分割的基础模型——分割一切模型（Segment Anything Model, SAM）[5]，其提示驱动（Prompt-based）的分割方法为复杂场景下的自主行驶系统提供了新的方案，并且具备 SOTA 的分割性能。SAM 在其构建的 SA-1B 数据集上进行充分训练，通过点、框、掩码和文本等任意提示可以实现有效分割，并具备极强的零样本泛化能力。相比传统依赖固定类别预测的分割模型，SAM 通过提示驱动的方式能够根据任务需求动态生成目标区域，为自主驾驶中的任务引导式感知提供了新的思路。

然而，SAM 采用大规模 ViT[6]作为图像编码器，模型参数量大、推理开销高，难以满足车载实时部署需求。针对这一问题，研究者提出了一系列轻量化改进方法。其中，FastSAM[7]采用了传统的 CNN[8]来替代 SAM 中的 Transformer 架构，提高推理效率，但在小目标和边界细节方面存在不足。MobileSAM[9]通过知识蒸馏将 SAM 中的 ViT-H 编码器的知识迁移到参数量仅 5M 的 TinyViT[10]中，实现模型压缩，但其精度有所下降。EdgeSAM[11]使用纯 CNN 模型来模拟 ViT，并采用提示循环蒸馏方法，实现了模型在边缘设备上的高效部署。相比上述方法，EfficientViT-SAM[12]使用高效 EfficientViT[13]替换 SAM 的 ViT 编码器，在模型精度与部署效率之间取得了较好平衡。因此，本文选用 EfficientViT-SAM 作为基础模型。

尽管视觉基础模型具备较强的泛化能力，但其主要针对通用图像数据进行训练，与越野环境之间存在明显领域差异。直接应用于越野可行驶区域分割任务时，模型性能仍受到限制。同时，传统全参数微调方式需要更新大量参数，不仅增加训练和存储成本，也可能破坏模型原有的泛化能力。因此，参数高效微调（Parameter-Efficient Fine-Tuning, PEFT）方法受到关注。

Xin 等人[14]系统总结了视觉基础模型中的参数高效迁移方法。相比全参数微调，PEFT 仅需更新少量参数，在降低计算成本的同时能够较好保留基础模型的泛化能力。Adapter[15]通过引入轻量化模块实现模型适配，LoRA[16]则通过低秩矩阵分解实现参数高效更新。Gu 等人[17]验证了 Adapter 和 LoRA 等 PEFT 方法应用于 SAM 时在医学图像分割任务中的有效性。Feng 等人[18]为 SAM 引入 Adapter 模块，进一步证明了 PEFT 方法在视觉基础模型迁移中的有效性。针对传统 LoRA 方法缺乏空间结构建模能力的问题，Conv-LoRA[19]在 LoRA 低秩更新分支中引入卷积结构，使其能够利用局部空间信息，更适用于图像分割等密集预测任务。

然而，现有 SAM 微调方法主要针对原始 SAM 的 Transformer 结构设计，通过移除或弱化 Prompt 机制将 SAM 转变为面向特定任务的专用分割模型，模型丧失了原有的提示交互能力。Mattamala 等人[20]使用 SAM 结合自监督学习，实现未知野外环境下的地形可通行性预测。但该方法侧重于区域通行性估计，缺乏面向目标区域的精细像素级分割能力。此外，现有的可行驶区域分割方法仅利用当前时刻激光雷达和相机获取的环境信息进行感知，规划模块生成的路径先验信息没有反向作用于感知系统，导致感知与规划之间缺少有效的信息闭环。

针对上述问题，本文提出一种基于路径先验引导的闭环可行驶区域分割方法。在 EfficientViT-SAM 模型的基础上，引入 Adapter 和 LoRA 等参数高效微调策略，实现基础模型向越野场景的快速迁移，同时保留 SAM 的提示驱动分割能力。在此基础上，将车辆规划模块输出的全局路网与历史局部路径作为高层语义，引导模型关注车辆目标行驶区域，构建“感知—反馈—适配”的闭环感知框架。该方法融合激光雷达点云、相机图像以及路径先验等多源异构信息，其中激光雷达提供空间几何约束，相机提供视觉语义信息，路径先验提供车辆行驶意图约束，从而提升复杂越野环境下可行驶区域分割的泛化能力。本文主要贡献如下：

（1）提出一种路径先验引导的闭环可行驶区域分割方法，将规划模块生成的路径信息反馈至感知端，以路径先验引导可行驶区域分割，实现感知与规划信息的闭环交互。

（2）构建一种多源异构感知框架，融合激光雷达几何信息、相机视觉语义信息与规划路径先验，实现环境信息与高层任务信息的高效利用。

（3）基于 EfficientViT-SAM 构建路径提示驱动的分割模型，并设计参数高效微调策略，实现预训练模型向越野场景的快速迁移与高效适配。

1 本文方法

1.1 总体框架

针对复杂越野环境中道路边界模糊、场景变化大以及传统感知方法缺少任务引导等问题，本文提出一种基于路径先验的闭环可行驶区域分割方法，通过引入路径先验信息增强分割模型对车辆实际行驶区域的感知能力。整体框架如图 1 所示：

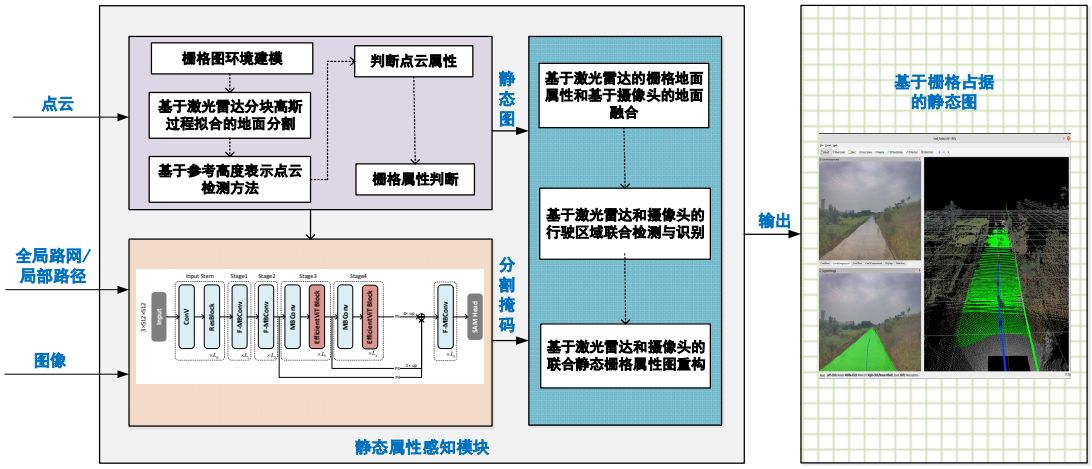


图 1　整体框架图

1.2 基于激光雷达与路径先验的空间提示构建

1.2.1 基于极坐标栅格的空间表示

本文采用基于极坐标的栅格表示方法，根据车辆坐标系建立二维空间划分。

将点云数据投影到二维栅格坐标图中。将自车需要感知的范围设置为长方形或者圆形（根据激光雷达的特性和任务需求设定长方形）。对于任意一个激光雷达量测数据 $p=[x,y,z]$，可以计算得出其径向距离和方位角分别如下：

$$\rho=\sqrt{x^2+y^2}$$

$$\theta=\arctan(\frac{y}{x})$$

较大区域的地形建模不满足无人车辆的实时性要求。因此，将车身 360° 的范围进行非均匀划分。当 $0°\le\theta\le90°$ 和 $-90°\le\theta<0°$ 时，划分角度为 0.5；当 $90°<\theta<270°$ 时，划分角度为 2。此时，共有扇形 450 个。

为进一步降低地形建模的计算量，将每一个扇形再进行非均匀划分，划分为多个栅格（cell）。对扇形 j 和激光雷达点云 i，

$$\rho_{\min}^{j}\le\rho_{i}^{j}<\rho_{\max}^{j}$$

其中，ρ_i^j 是扇形 j 中激光雷达点云 i 的径向距离。若 $\rho_i^j<15\,\mathrm{m}$ 时，则 $\rho_{\max}^{j}-\rho_{\min}^{j}=0.1\,\mathrm{m}$；若 $\rho_i^j\ge15\,\mathrm{m}$ 时，则 $\rho_{\max}^{j}-\rho_{\min}^{j}=0.2\,\mathrm{m}$。进行非均匀划分比较符合激光雷达的物理特性：落在单位面积内的点云个数随着距离由近及远其对应的点云密度由密变疏。

1.2.2 路径先验与空间栅格融合

传统自动驾驶感知模块通常采用单向信息流，仅利用当前传感器观测进行环境理解，而规划模块产生的驾驶目标信息未能反馈至感知过程。本文利用规划模块输出的全局路径和局部历史轨迹作为高层任务先验，将车辆未来行驶意图引入视觉感知过程。

假设 t 时刻车体坐标系最优路网表示如下：

$$\mathcal{R}_t = \{(x_i^t, y_i^t) \mid i = 1,2,...,r\}$$

其中， x_i^t 和 y_i^t 是路网的离线点集合， r 是局部路径点的个数。 t 时刻组合导航输出的全局坐标表示为 (G_x^t, G_y^t) ，航向角为：

$$\theta^t = \frac{(\psi^t - 9000)}{100} \cdot \frac{\pi}{180}$$

基于全局坐标， t 时刻全局坐标系最优路网可计算如下：

$$\begin{bmatrix} G_x^{(i)} \\ G_y^{(i)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_x^t \\ G_y^t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta^t & -\sin\theta^t \\ \sin\theta^t & \cos\theta^t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_i^t \\ y_i^t \end{bmatrix}$$

在 $t+1$ 时刻，全局坐标表示为 (G_x^{t+1}, G_y^{t+1}) ，航向角表示为 θ^{t+1} 。 t 时刻的最优路网在 $t+1$ 时刻车体坐标下的计算方式为：

$$\begin{bmatrix} \bar{x}_i^{t+1} \\ \bar{y}_i^{t+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta^{t+1} & \sin\theta^{t+1} \\ -\sin\theta^{t+1} & \cos\theta^{t+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_x^{(i)} - G_x^{t+1} \\ G_y^{(i)} - G_y^{t+1} \end{bmatrix}$$

获取 $t+1$ 时刻最优路网坐标，其表示为：

$$\bar{\mathcal{R}}_{t+1} = \{(\bar{x}_i^{t+1}, \bar{y}_i^{t+1}) \mid i = 1,2,...,r\}$$

根据 $(\bar{x}_i^{t+1}, \bar{y}_i^{t+1})$ 将坐标投影到栅格坐标中，和对应栅格数据进行融合，获得最优路网在栅格图中的坐标：

$$\bar{\mathcal{U}}_{t+1} = \{(\bar{x}_i^{t+1}, \bar{y}_i^{t+1}, z_i^{t+1}) \mid i = 1,2,...,r\}$$

1.2.3 视觉 Prompt 生成

将融合后的最优路网和栅格图投影至图像坐标空间，得到图像空间下的路网。根据车载传感器的位置，获取激光雷达（已标定到车体坐标系）与图像之间的标定矩阵：

$$\mathbf{T}_{LC} = \begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{t} \\ \mathbf{0}^T & 1 \end{bmatrix}$$

其中， $\mathbf{T}_{LC}$ 表示激光雷达到图像的投影矩阵， $\mathbf{R}$ 表示旋转矩阵， $\mathbf{t}$ 表示平移矩阵。

结合车载相机类型，获取相机的内参为：

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} f_x & 0 & c_x \\ 0 & f_y & c_y \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

根据内外参，获取激光雷达和相机之间的映射关系为：

$$\mathbf{P} = \mathbf{K} \cdot [\mathbf{R} \mid \mathbf{t}]$$

获取激光雷达和相机映射关系后，将 $\bar{\mathcal{U}}_{t+1}$ 中点 $\bar{u}_i = (\bar{x}_i^{t+1}, \bar{y}_i^{t+1}, z_i^{t+1}, 1)$ 投影到图像空间：

$$\begin{bmatrix} u' \\ v' \\ w \end{bmatrix} = \mathbf{P} \cdot \bar{u}_i$$

其中， u' 和 v' 为投影中间结果， w 为深度因子。通过透视除法获得最终像素坐标：

$$u = \frac{u'}{w}, \quad v = \frac{v'}{w}$$

其中， u 为像素列坐标， v 为像素行坐标。最后获得的图像空间下的路径坐标为：

$$\bar{\mathcal{I}}_{t+1} = \{(\bar{u}_i^{t+1}, \bar{v}_i^{t+1}) \mid i = 1,2,...,r\}$$

将该路径作为 Prompt 能够引导分割模型重点关注车辆可能通行区域，实现任务驱动的主动感知。

1.3 基于 EfficientViT-SAM 的提示驱动分割网络

1.3.1 EfficientViT-SAM 网络结构

EfficientViT-SAM 由图像编码器（Image Encoder）、提示编码器（Prompt Encoder）以及掩码解

码器（Mask Decoder）三部分组成。其整体结构如图 2 所示，图像编码器负责提取输入图像的多尺度视觉特征，提示编码器将点、框等提示信息编码为语义向量，掩码解码器融合图像特征与提示特征，输出目标区域分割掩码。

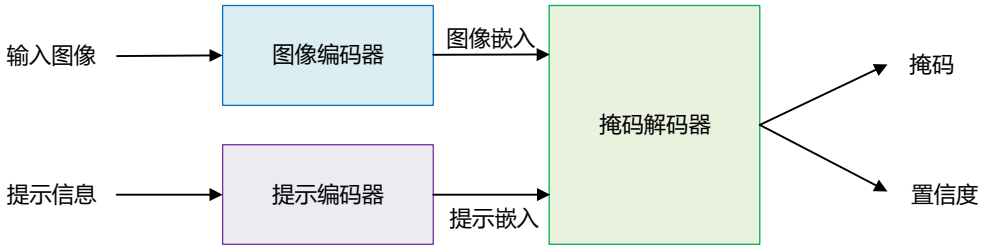


图 2　EfficientViT-SAM 整体架构

（1）图像编码器架构

EfficientViT 图像编码器采用四阶段特征提取结构，如图 3 所示。前期 Stage 采用卷积模块提取局部纹理与边缘信息，后期 Stage 引入 EfficientViT Block 建模全局语义信息。不同层级的特征经过上采样和逐级融合后输入由 MBConv 堆叠构成的 Neck，以进一步增强多尺度特征表达能力。

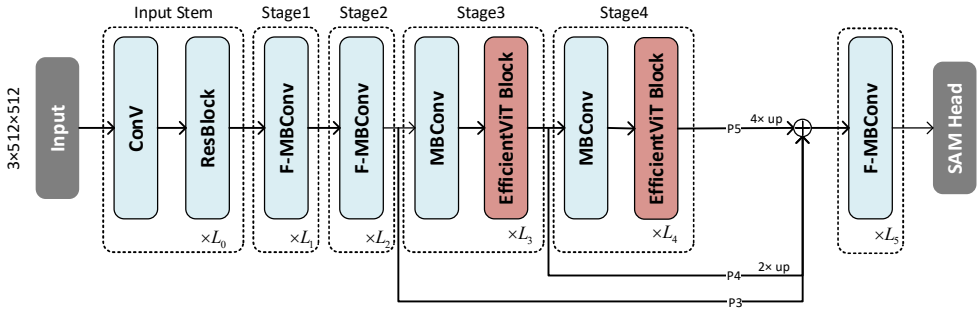


图 3　EfficientViT 架构

（2）EfficientViT Block 与线性注意力机制

EfficientViT Block 由上下两个串联的残差子模块组成，即 LiteMLA（Lightweight Multi-Scale Linear Attention）模块和 MBConv 模块，分别实现全局上下文建模与局部特征提取。若输入特征为 x，则该 Block 表示为 $x_1 = x + LiteMLA(x)$，$y = x_1 + MBConv(x_1)$，从而实现全局与局部信息的有效融合。

在线性注意力部分，LiteMLA 先通过 1×1 卷积生成 Q、K 和 V，即 $[Q,K,V] = Conv\ 1\times1(x)$，并利用多尺度深度卷积对 Q、K、V 进行局部聚合，以同时引入不同感受野的信息。与传统自注意力 $A = Softmax(Q^T K)$ 不同，EfficientViT-SAM 采用基于核函数映射的线性注意力机制。首先对 Q 与 K 进行特征映射，$Q' = \phi(Q), K' = \phi(K)$，注意力输出可写为 $Y = \dfrac{VK'^T Q'}{\mathbf{1}^T K'^T Q' + \varepsilon}$，其中 $\phi(\cdot)$ 为 ReLU 类核映射函数。该形式无需显式构建 $N \times N$ 注意力矩阵，而是通过先聚合全局上下文，再与查询特征进行交互，将自注意力的计算复杂度和显存开销由为 $O(N^2)$ 降至 $O(N)$。因此，在高分辨率输入下，LiteMLA 能够有效降低计算与存储开销，更适用于边缘设备的实时部署。

1.3.2 EfficientViT-SAM 微调

（1）Conv-Adapter

对于视觉任务中的二维特征图，空间结构信息对目标区域定位和语义理解具有重要作用。因此，本文采用卷积式 Adapter 对 EfficientViT-SAM 图像编码器提取的二维特征进行参数高效微调。相比传统全连接 Adapter，卷积式 Adapter（Conv-Adapter）能够保持特征图的空间结构，并利用局部感受野进一步提取空间上下文信息，更适用于图像分割任务。

如图 4 所示，本文采用轻量化瓶颈结构的 Conv-Adapter。首先通过 1×1 卷积压缩输入特征通道维度，经 GELU 激活函数增强网络的非线性表达能力，并利用 3×3 深度可分离卷积提取局部空间信息，最后通过 1×1 卷积恢复特征通道维度。Adapter 采用残差连接与原始特征进行融合，其输出可表示为：

$$Y = X + \alpha \cdot F_{Adapter}(X)$$

其中，X 表示输入特征，$F_{Adapter}(X)$ 表示 Adapter 分支提取的特征，α 为缩放系数，用于控制 Adapter 分支对原始特征的影响程度，Y 为融合后的输出特征。通过残差连接，在保留预训练模型通用视觉表征的同时，使网络学习越野场景下的领域特征。

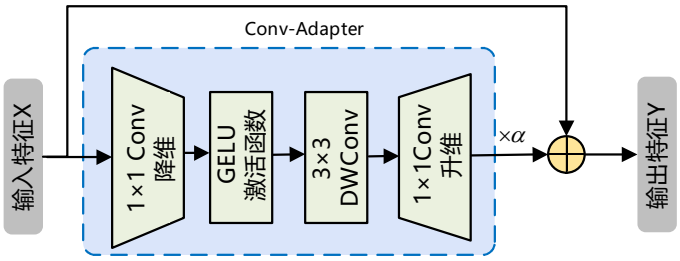


图 4　Conv-Adapter 结构图

为分析不同层级特征对领域适配的影响，本文针对 EfficientViT-SAM 的层级化特征提取结构设计了多种 Adapter 插入方案。如图 6（3）-（5）所示，分别在图像编码器 Backbone 高层 Stage 输出、SamNeck 多尺度特征融合阶段以及 Mask Decoder 的 Two-Way Transformer 特征交互阶段引入 Conv-Adapter。其中，Backbone 位置主要用于调整高层语义特征，增强模型对越野场景的特征适应能力；SamNeck 位置作用于多尺度融合特征，以提升不同尺度道路区域的特征表达；Mask Decoder 位置则用于优化提示信息与图像特征之间的交互。针对不同层级特征的特点，本文对 Adapter 插入位置进行设计与分析，并选取能够有效提升越野场景特征适应能力的配置作为基于 Adapter 微调的最佳方案。

（2）Conv-LoRA

与 Adapter 通过额外瓶颈模块对特征进行残差校正不同，LoRA（Low-Rank Adaptation）在保持原始预训练权重不变的基础上，为模型中的关键投影层增加一个可训练的低秩增量分支。设原始投影层输出为 $F(X)$，LoRA 分支学习到的增量为 $F_{LoRA}(X)$，则微调后的输出可表示为：

$$Y = F(X) + \frac{\alpha}{r} F_{LoRA}(X)$$

其中，r 表示低秩分支的秩，α 为缩放系数。训练过程中冻结原始 EfficientViT-SAM 的主体参数，仅更新 LoRA 分支，从而以较少的可训练参数实现模型的领域适配。

针对 EfficientViT-SAM 以二维特征图、卷积投影和 LiteMLA 线性注意力为主要结构的特点，本文采用卷积式 LoRA（Conv-LoRA）。如图 5 所示，其低秩分支由 1×1 降维卷积、3×3 深度可分离卷积和 1×1 升维卷积组成，在实现低秩参数更新的同时引入局部空间特征建模能力，从而适配二维视觉特征。

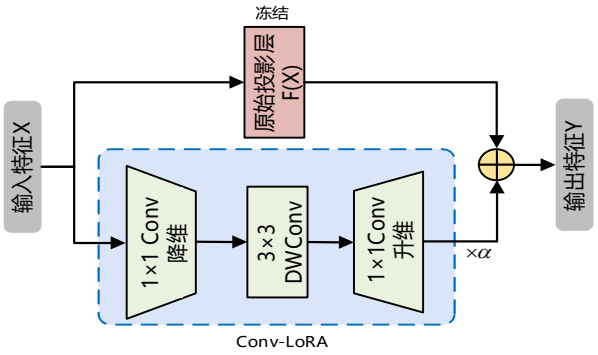


图 5　Conv-LoRA 结构图

为分析不同网络阶段的参数适配效果，本文在 EfficientViT-SAM 中设计了多种 LoRA 插入方案。图 6（6）LoRA 插入位置总览示意图，具体细节如图 6（7）-图 6（9）所示，可选择在 LiteMLA 模块、SamNeck 输出投影层以及 Mask Decoder 的 Two-Way Transformer 中引入 LoRA。其中，LiteMLA 中的 LoRA 用于调整注意力特征映射，Neck 中的 LoRA 用于校准多尺度融合特征，Mask Decoder 中的 LoRA 则用于优化提示特征与图像特征之间的交互。通过对不同插入位置的 LoRA 配置进行实验

对比，确定适用于越野可行驶区域分割任务的最优微调方案。

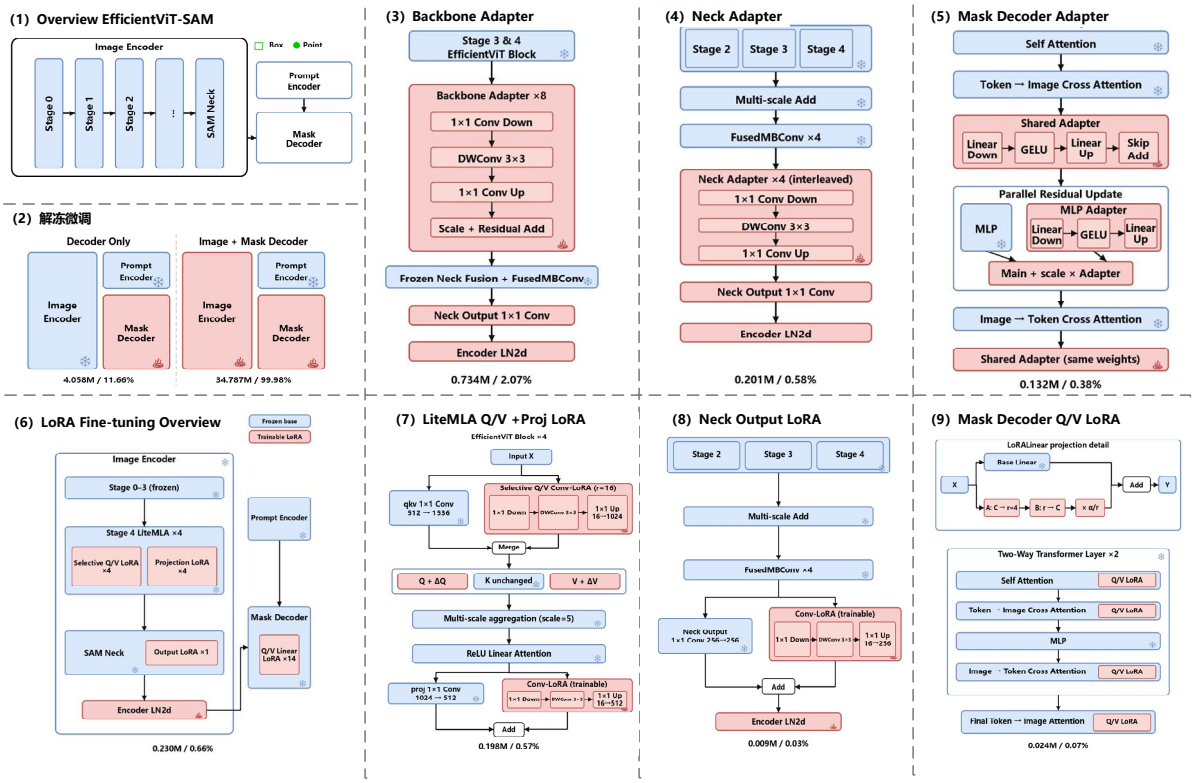


图 6　EfficientViT-SAM 参数高效微调策略及不同插入位置示意图

1.4 可行区域空间重构

图像分割模型输出 $H \times W$ 二值掩码 $\mathbf{M}$，具体形式可表示如下：

$$\mathbf{M}(u,v)=\begin{cases}255, & \text{可行域}\\ 0, & \text{非可行域}\end{cases}$$

得到分割掩码后，将其重新映射至栅格空间，与激光雷达构建的属性地图融合，实现当前环境可行驶区域重构，具体步骤如下：

（1）对于任意分割掩码像素 $(\overline{u}_i^{t+1},\overline{v}_i^{t+1})$，若 $\mathbf{M}(u,v)>0$，则判定此分割掩码像素属于当前可行驶区域掩码。

（2）通过摄像头和激光雷达之间的投影关系，确定栅格图坐标和掩码坐标之间的相对关系，即可获取可行驶区域栅格图。

2 实验与结果分析

2.1 实验数据集与评价指标

2.1.1 数据集简介

（1）ORAD-3D 数据集

ORAD-3D 是一个面向复杂非结构化环境自动驾驶研究的多模态数据集，覆盖林地、农田、草地、河畔、碎石路、水泥路和乡村道路等场景，并包含不同天气和光照条件。本文使用其 RGB 图像和语义标注开展二维可行驶区域分割实验，将道路（road）作为前景，其余类别合并为背景（background）。训练集、验证集和标准测试集分别包含 39489、5717 和 12164 幅图像。第 2.3 节和第 2.5 节均采用 12164 帧标准测试集进行评价，并以道路质心正点作为提示。第 2.4 节使用 ORAD-3D 原始多模态数据中的 LiDAR 点云和局部路径数据，通过时间戳关联图像与路径，共获得 6608 帧可与未来路径匹配的图像，本文称之为多模态测试集，占标准测试集的 54%。

（2）OffRoad 测试集

为进一步验证模型在真实越野场景中的泛化能力，本文采集并构建了自制测试数据集 OffRoad。该数据集由多地区、多时段采集的非结构化道路图像构成，覆盖水泥路、土路、砂石路、河畔道路、

园区道路、雨天道路和荒漠道路等场景，并采用多边形标注道路区域。OffRoad 数据集共包含 7433 张图像和 7820 个有效道路区域标注。该数据集不参与模型训练及模型选择，仅用于评估模型在外部越野场景中的分割能力，辅助分析模型在 ORAD-3D 数据集上微调后的跨场景泛化表现。

2.1.2 评价指标

（1）道路交并比（Road IoU）

Road IoU 用于评价预测可行驶区域与真实可行驶区域的重叠程度，其定义为：

$$IoU_{road} = \frac{TP_{road}}{TP_{road} + FP_{road} + FN_{road}},$$

其中，TP_{road}、FP_{road} 和 FN_{road} 分别表示道路类别的真正例、假正例和假负例。

（2）平均交并比（mIoU）

mIoU 用于评价模型预测结果与真实标注之间的区域重叠程度。本文将分割结果划分为 road 和 background 两类， mIoU 为这两个类别 IoU 的平均值：

$$mIoU = \frac{IoU_{road} + IoU_{background}}{2}$$

其中， IoU_{road} 和 $IoU_{background}$ 分别表示可行驶区域和非可行驶区域的交并比。mIoU 越高，表示模型整体分割性能越好。

（3）边界交并比（BIoU）

本文采用 BIoU 评价模型对非结构化道路模糊边界的刻画能力。设预测掩码和真实掩码在宽度 d 的边界带内分别为 $B_d(P)$ 和 $B_d(G)$，则 BIoU 定义为：

$$BIoU = \frac{|B_d(P) \cap B_d(G)|}{|B_d(P) \cup B_d(G)|}.$$

其中，$d = 0.02\sqrt{H^2 + W^2}$， H 和 W 分别表示图像高度和宽度。

（4）精确率（Precision）与召回率（Recall）

道路类别的精确率和召回率分别定义为：

$$Precision = \frac{TP_{road}}{TP_{road} + FP_{road}}, Recall = \frac{TP_{road}}{TP_{road} + FN_{road}}.$$

2.2 实验设置

2.2.1 硬件平台

模型训练平台采用 Intel Core i9-14900 CPU（24 核 32 线程）、64 GiB 内存和单张 NVIDIA GeForce RTX 4090 GPU（24 GiB 显存），操作系统为 Ubuntu 22.04.3，Python 版本为 3.10.20，PyTorch 版本为 2.10.0+cu128。

2.2.2 模型与训练设置

本文以 EfficientViT-SAM-L0 为基础模型，总参数量约 34.79 M。输入图像最长边缩放至 512 像素后进行填充，训练阶段采用随机水平翻转增强。提示信息由道路掩码随机生成，其中 80%为内部正样本点提示，20%为边界框提示，提示点数量设置为 1～12 个，并提高多点提示采样比例；训练时以 50%概率启用多掩码输出。优化器采用 AdamW，$\beta_1 = 0.9$，$\beta_2 = 0.999$，数值稳定项为 10^{-8}，权重衰减为 10^{-4}，学习率采用无预热的余弦退火策略进行调整，梯度裁剪阈值为 2。

LoRA 实验中，LiteMLA 卷积式 LoRA 的秩参数 r 和缩放系数 α 均设置为 16，Mask Decoder 线性 LoRA 的参数均设置为 4。所有模型均基于官方 EfficientViT-SAM-L0 权重初始化，并采用单阶段参数高效微调策略，Batch Size 设置为 4，采用 BF16 混合精度训练。Decoder Fine-tuning 仅更新 Mask Decoder；Backbone-Neck Adapter 方案更新 Stage 3/4 Adapter、Neck 输出及归一化层参数；本文 LoRA 方案更新 LiteMLA Q/V、LiteMLA Proj 和 Neck Output 参数。各方法训练 40 个子轮次（20 次完整数据遍历）。

2.2.3 提示方式

道路质心提示（Centroid Prompt）由道路像素的几何质心构造 1 个正点；LiDAR 地面提示（LiDAR Prompt）以图像下边中点为等腰三角形底边中点，构造一个宽 2 m、高 5 m 的三角形，取其三个顶点及三边中点为提示点；路径提示（Path Prompt）读取车辆真实路径，选取图像内路径段采样 6 个候选点。

2.3 越野场景微调有效性验证

表 1 对比了不同微调策略对 EfficientViT-SAM-L0 越野场景适配性能的影响。实验(a)为未经领域适配的原始模型，实验(b)-(d)分别采用 Decoder Fine-tuning、Backbone-Neck Adapter 和 LiteMLA-LoRA 进行参数高效微调。各模型均采用标准道路质心提示，在 ORAD 标准测试集上计算指标，并在 OffRoad 数据集上测试模型泛化能力。

表 1　不同微调方法在 ORAD 和 OffRoad 上的实验结果

实验序号	实验方法	可训练参数量	参数占比	ORAD			OffRoad
				Road IoU(%)	mIoU(%)	BIoU(%)	Road IoU(%)
a	Pre-trained EfficientViT-SAM-L0	0	0	56.45	69.46	33.55	67.33
b	Decoder Fine-tuning	4.058 M	11.67%	82.07	87.00	50.17	62.41
c	Backbone-Neck Adapter Tuning	0.869 M	2.44%	84.19	88.52	51.64	38.49
d	LiteMLA-LoRA (Ours)	0.207 M	0.59%	85.59	89.50	56.42	62.10

相比实验(a)，实验(d)提出的 LiteMLA-LoRA 模型取得最佳结果，Road IoU、mIoU 和 BIoU 分别达到 85.59%、89.50%和 56.42%，较原始模型分别提升 29.14%、20.04%和 22.87%。同时，LiteMLA-LoRA 仅训练 0.207 M 参数（占比 0.59%），相比实验(c)的 Backbone-Neck Adapter 进一步提升 Road IoU 1.40%，体现出更优的参数效率和领域适配能力。结果表明，领域适配能够显著提升模型在 ORAD 数据集上的分割性能。此外，OffRoad 数据集上的测试结果表明，本文采用的 LoRA 微调策略在提升目标场景分割性能的同时，仍能够保持较好的跨场景泛化能力。

为了进一步证明微调的有效性，图 7 展示了 Offroad 数据集上的路径提示分割结果。其中绿色线条表示全局路径，蓝色线条表示车辆历史局部路径，将局部路径作为提示对比微调前预训练模型和本文微调后的 LiteMLA-LoRA 模型的分割结果。由图可见，领域适配后的模型能够更好地响应路径提示，提升复杂越野场景下可行驶区域分割效果。

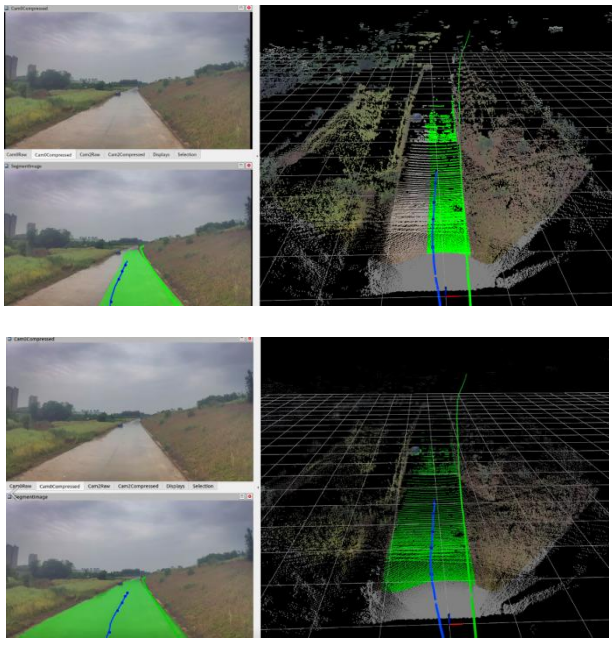


图 7　微调前后分割结果对比图

2.4 参数高效微调消融实验

本节针对 LiteMLA 注意力模块及分割解码阶段设计多种 LoRA 插入策略，包括完整 QKV 适配、选择性 Q/V 适配、LiteMLA 输出投影（Proj）适配、Neck 输出投影适配以及 Mask Decoder 适配，并通过消融实验分析不同参数位置对领域适配性能的影响。所有模型均从官方 EfficientViT-SAM-L0 预

训练权重开始进行单阶段微调，并在 ORAD 标准测试集（12164 帧）上采用道路质心提示进行评价。

表 2　LoRA 插入位置消融实验

实验序号	LiteMLA QKV	LiteMLA Q/V	LiteMLA Proj	Neck Output	Decoder Q/V	可训练参数量	参数占比	Road IoU(%)	mIoU(%)	BIoU(%)
a	√					0.132 M	0.38%	77.15	83.59	47.62
b		√				0.099 M	0.28%	84.59	88.78	55.17
c		√	√			0.198 M	0.57%	85.15	89.18	55.98
d		√	√	√		0.207 M	0.59%	85.59	89.50	56.42
e		√	√	√	√	0.230 M	0.66%	84.93	89.07	55.80

表 2 分析了不同 LoRA 插入位置对 EfficientViT-SAM-L0 领域适配性能的影响。实验(a)采用完整 QKV-LoRA 作为基准，实验(b)采用选择性 Q/V-LoRA，在减少可训练参数量的同时，Road IoU、mIoU 和 BIoU 分别提升 7.44%、5.19%和 7.55%，表明 LiteMLA Q/V 参数具有更有效的领域适配能力。

在此基础上，实验(c)引入 Proj LoRA 后，三项指标进一步提升 0.56%、0.40%和 0.80%；实验(d)加入 Neck Output LoRA 后取得最佳性能，Road IoU、mIoU 和 BIoU 分别达到 85.59%、89.50%和 56.42%。实验(e)进一步引入 Decoder Q/V LoRA 后性能下降，三项指标分别降低 0.66%、0.43%和 0.62%，说明额外调整解码器参数并未带来有效增益。因此，本文采用实验(d)对应的 Q/V+Proj+Neck Output LoRA 结构作为最终领域适配方案。

2.5 不同提示方式的分割性能分析

2.5.1 提示构造与有效样本统计

表 3 统计了三种提示方式在多模态测试集中的有效性。Centroid Prompt 和 Path Prompt 均在 6608 帧样本中成功生成，有效率达到 100%；LiDAR Prompt 受点云匹配和空间约束影响，59 帧生成失败，有效率为 99.11%。最终公共有效集合包含 6608 帧，其中 LiDAR 提示有效样本为 6549 帧，覆盖失败比例为 0.89%。

表 3 不同提示方式的有效样本统计

提示方式	测试帧数	有效帧数	有效率	候选点数	平均有效点数	中位有效点数
Centroid Prompt	6608	6608	100.00%	1	1.000	1
LiDAR Prompt	6608	6549	99.11%	6	3.528	4
Path Prompt	6608	6608	100.00%	1～6	4.201	4

2.5.2 不同提示方式的定量分析

表 4 展示了不同提示方式下的分割性能。其中，LiDAR Prompt 取得最佳结果，Road IoU、mIoU 和 BIoU 分别达到 86.78%、90.29%和 56.75%；Centroid Prompt 性能与其接近，Road IoU 达到 86.63%。Path Prompt 的三项指标分别为 85.10%、89.11%和 55.42%，表明基于真实轨迹构造的路径提示能够有效引导模型完成可行驶区域分割。

表 4　不同提示方式的分割性能

提示方式	掩码数	Road IoU(%)	mIoU(%)	BIoU(%)	Precision(%)	Recall(%)
Centroid Prompt	6577	86.63	90.15	56.57	94.22	91.49
LiDAR Prompt	6522	86.78	90.29	56.75	95.22	90.74
Path Prompt	6577	85.10	89.11	55.42	95.12	88.99

为消除有效样本数量差异影响，进一步在严格配对集合（6522 帧）上进行比较，如表 5 所示。结果显示，三种提示方式的 Road IoU 分别达到 86.65%、86.57%和 86.42%，性能差异进一步缩小。其中，Path Prompt 保持较高 Precision，但 Recall 相对较低，主要由于轨迹提示覆盖范围有限。

表 5　不同提示方式在严格配对集合上的分割性能

提示方式	Road IoU(%)	mIoU(%)	BIoU(%)	Precision(%)	Recall(%)
Centroid Prompt	86.57	90.09	56.63	94.18	91.47
LiDAR Prompt	86.65	90.19	56.66	95.06	90.74
Path Prompt	86.42	90.03	56.10	95.05	90.50

综上，三种提示方式在越野场景下均能够为模型提供有效提示。其中，LiDAR 提示和质心提示具有更高的单帧分割精度；路径提示虽然受轨迹覆盖范围影响存在一定性能下降，但在实车应用中具备更好的稳健性，且能够引入真实路径先验，为闭环可行驶区域分割提供有效支持。

为进一步分析不同提示方式在复杂越野场景中的适应能力，将基于 LiDAR 提示的分割模型与基于路径提示的分割模型在 OffRoad 数据集上进行可视化对比。其中，蓝色点为正样本提示点，红色点为负样本提示点。如图 8 所示，在转弯场景下，LiDAR 提示受点云分布及视野范围影响，提示区域偏离实际道路区域，导致模型出现分割失效现象。如图 9 所示，在雨天场景中，LiDAR 提示产生的负样本点误落入道路区域，使分割结果出现缺失；相比之下，基于局部路径提示的模型能够结合车辆行驶先验，保持较完整的道路区域分割效果。

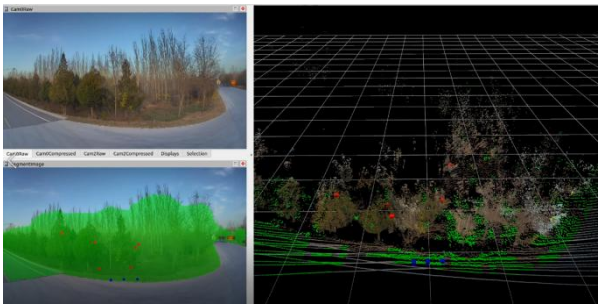


图 8　基于 LiDAR 提示在转弯场景下的分割结果

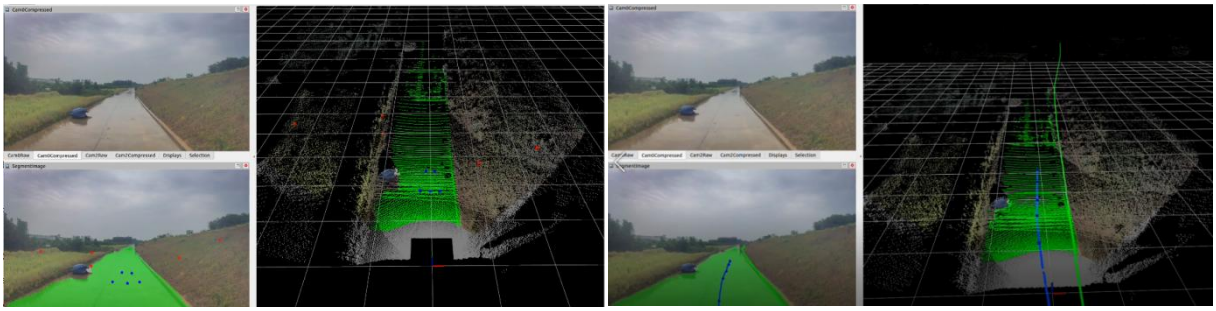


图 9　不同提示方式在雨天越野场景下的分割结果对比

2.5.3 ORAD 数据集定性结果分析

本文对三种提示方式在 ORAD 的分割结果进行可视化，如图 10 所示。由图 10（1）和图 10（2）可知，在道路边界较明显的场景下，三种提示方式均能够准确分割可行驶区域，表现出较好的适应性。当车辆处于转弯区域时，如图 10（3）所示，部分 LiDAR 提示点可能由于空间匹配误差导致提示失效，而基于道路质心和路径提示的方法仍能够保持稳定分割结果。在道路边界弱纹理或不明显的场景下，如图 10（4）所示，路径提示能够利用车辆历史运动信息提供额外约束，相较其他提示方式获得更符合行驶意图的分割结果。需要指出的是，路径提示在常规场景下未必始终优于质心或 LiDAR 提示，但其能够引入车辆运动先验，降低复杂越野环境中的提示失效风险，提高模型对困难场景的适应能力。



（1）雪天夜晚道路边界清晰场景



（2）林地边界清晰场景



（3）转弯场景



（4）道路边界不清晰场景

图 10　不同提示方法分割结果对比图

3 结论

针对复杂越野场景中可行驶区域分割性能下降的问题，本文提出了一种基于路径先验的闭环可行驶区域分割方法。以 EfficientViT-SAM 为基础模型，引入卷积式 Adapter 和卷积式 LoRA 进行参数高效微调，以增强模型对越野场景空间结构和道路纹理特征的适应能力；同时，将全局路网信息与车辆历史行驶路径作为先验提示，引导模型关注与车辆行驶方向相关的可行驶区域，并利用分割结果为后续路径规划与车辆行驶提供感知依据，从而形成“路径提示—可行驶区域感知—路径规划”的闭环感知机制。在公开数据集 ORAD 和自制越野道路数据集 OffRoad 开展实验，结果表明，所提出方法能够有效提升非结构化道路场景下的可行驶区域分割性能，并在保证分割精度的同时具有较好的推理效率，验证了路径先验提示在复杂越野环境视觉感知与闭环自主行驶中的有效性。

参考文献：

[1] LONG J, SHELHAMER E, DARRELL T. Fully convolutional networks for semantic segmentation[C]//Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Boston: IEEE, 2015: 3431-3440.

[2] ZHAO H, SHI J, QI X, et al. Pyramid scene parsing network[C]//Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Honolulu: IEEE, 2017: 2881-2890.

[3] RONNEBERGER O, FISCHER P, BROX T. U-Net: convolutional networks for biomedical image segmentation[C]//Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention—MICCAI 2015. Cham: Springer, 2015: 234-241.

[4] CHEN L C, PAPANDREOU G, KOKKINOS I, et al. DeepLab: semantic image segmentation with deep convolutional nets, atrous convolution, and fully connected CRFs[J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 2018, 40(4): 834-848.

[5] KIRILLOV A, MINTUN E, RAVI N, et al. Segment Anything[C]//Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision. Paris: IEEE, 2023: 4015-4026.

[6] DOSOVITSKIY A, BEYER L, KOLESNIKOV A, et al. An image is worth 16×16 words: Transformers for image recognition at scale[C]//International Conference on Learning Representations. 2021.

[7] ZHAO X, CHENG H, ZHOU Q, et al. Fast segment anything[EB/OL]. arXiv:2306.12156, 2023.

[8] LeCun Y, Bottou L, Bengio Y, Haffner P. Gradient-based learning applied to document recognition[J]. Proceedings of the IEEE, 1998, 86(11):2278-2324.

[9] ZHANG C, HAN D, QIAO Y, et al. Faster segment anything: towards lightweight SAM for mobile applications[EB/OL]. arXiv:2306.14289, 2023.

[10] WU K, ZHANG J, PENG H, et al. TinyViT: Fast Pretraining Distillation for Small Vision Transformers[C]//European Conference on Computer Vision. Cham: Springer, 2022: 68-85.

[11] ZHOU C, LI X, LOY C C, et al. EdgeSAM: prompt-in-the-loop distillation for on-device deployment of SAM[EB/OL]. arXiv:2312.06622, 2023.

[12] ZHANG Z, CAI H, HAN S. EfficientViT-SAM: Accelerated Segment Anything Model Without Performance Loss[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition Workshops. Seattle: IEEE, 2024: 7859-7863.

[13] CAI H, LI J, HU M, et al. EfficientViT: Lightweight Multi-Scale Attention for High-Resolution Dense Prediction[C]//Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision. Paris: IEEE, 2023: 17302-17313.

[14] XIN Y, LUO S, ZHOU H, et al. Parameter-efficient fine-tuning for pre-trained vision models: a survey[EB/OL]. arXiv:2402.02242, 2024.

[15] CHEN S, GE C, TONG Z, et al. AdaptFormer: adapting vision transformers for scalable visual recognition[C]//Advances in Neural Information Processing Systems. Red Hook: Curran Associates, 2022: 16664-16678.

[16] HU E J, SHEN Y, WALLIS P, et al. LoRA: low-rank adaptation of large language models[C]//International Conference on Learning Representations. 2022: 1-17.

[17] GU H, DONG H, YANG J, et al. How to build the best medical image segmentation algorithm using foundation models: a comprehensive empirical study with Segment Anything Model[EB/OL]. arXiv:2404.09957, 2024.

[18] FENG W, GUAN F, SUN C, et al. Road-SAM: adapting the Segment Anything Model to road extraction from large very-high-resolution optical remote sensing images[J]. IEEE Geoscience and Remote Sensing Letters, 2024, 21: 1-5.

[19] ZHONG Z, TANG Z, HE T, et al. Convolution meets LoRA: parameter efficient finetuning for Segment Anything Model[C]//International Conference on Learning Representations. 2024.

[20] MATTAMALA M, FREY J, LIBERA P, et al. Wild visual navigation: fast traversability learning via pre-trained models and online self-supervision[J]. Autonomous Robots, 2025.

某多轴重型汽车悬架参数优化与平顺性提升浅研究

刘康宁，晏磊磊，张靖禹

陕西重型汽车有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：整车平顺性直接影响驾驶员疲劳程度、车载设备完好性与整车使用寿命。本文以某多轴重型油气悬架车型满载平顺性试验数据为基础，通过脉冲路面、随机路面两类试验结果分析原车平顺性缺陷；以油气悬架蓄能器预充压力、阻尼孔直径、外联蓄能器容积为优化变量，采用单因素参数匹配优化方法，降低座椅、靠背、底板垂向振动加速度均方根值，整车平顺性显著改善。研究可为多轴重型汽车油气悬架参数匹配、平顺性工程优化提供参考。

关键词：多轴重型汽车；油气悬架；平顺性；匹配优化

中图分类号：

A Brief Study on Suspension Parameter Optimization and Ride Comfort Improvement of a Heavy-Duty Vehicle

Liu Kangning, Yang Leilei, Zhang Jingyu

Shaanxi Heavy Duty Automobile Co.，Ltd，Shaanxi Xi,an 710200

Abstract: Vehicle ride comfort directly affects driver fatigue, the intactness of on-board equipment and the service life of the complete vehicle. Based on the full-load ride comfort test data of a multi-axle heavy-duty vehicle equipped with hydro-pneumatic suspension, this paper analyzes the ride comfort defects of the original vehicle according to test results under pulse road input and random road input. Taking the accumulator pre-charged pressure, damping orifice diameter and external accumulator volume of the hydro-pneumatic suspension as optimization variables, a single-factor parameter matching optimization method is adopted to reduce the root-mean-square values of vertical vibration acceleration at the driver's seat, seat backrest and footplate, which achieves a remarkable improvement in vehicle ride comfort. This research can provide references for parameter matching and engineering optimization of ride comfort for hydro-pneumatic suspensions of multi-axle heavy-duty vehicles.

Key words: hydro-pneumatic suspension; ride comfort; stiffness optimization;

1 概述

1.1 研究背景与意义

多轴重型汽车承载吨位大、轴系数量多，野外作业路面不平度远高于普通公路，路面冲击经轮胎、悬架直接传递至驾驶室，长期大幅振动会引发多重问题：驾驶员全身振动疲劳、腰背损伤，违反 GB/T 4970、ISO2631 人体振动健康评价标准；驾驶室仪表、精密车载设备受持续冲击易出现松动、故障；悬架、车架长期承受交变载荷，疲劳开裂风险大幅提升[1][2]。

多轴车型普遍采用油气悬架替代传统钢板弹簧，依靠氮气压缩实现非线性变刚度、液压油节流实现变阻尼，相比机械悬架缓冲减振优势突出[3]。蓄能器预充压力较低导致系统刚度过大、缓冲不

足；阻尼孔直径偏小，高频路面冲击无法快速耗散，脉冲路面振动峰值过高[7]。

国内研究集中于三轴、四轴矿车、起重机油气悬架优化，主要优化蓄能器压力、阻尼孔径、缸杆尺寸，采用遗传算法、粒子群算法完成仿真寻优，输出振动对比曲线验证优化效果[6][8]；针对多轴重载油气悬架整车平顺性实车数据驱动优化、配套试验分析的文献较少，多数仅依靠仿真缺少实测试验支撑。现有研究证明：油气悬架刚度由蓄能器预充氮气压力、气体容积共同决定，阻尼特性由阻尼孔通径、油液粘度、氮气有效作用面积等耦合影响[4][5]。

本文优化选取车型满载平顺性实测试验数据如下：原车 60km/h 随机路面加权加速度 0.99m/s²，脉冲路面驾驶员脚底板 60km/h 振动峰值达 10.55m/s，振动强度远超舒适区间，具备极大优化空间。开展油气悬架刚度、阻尼参数优化，在不降低承载能力、离地间隙前提下降低整车振动水平，对提升车辆人机工程性能、延长装备服役周期具有重要工程价值。

1.2 本文主要研究内容

1）依据实车满载脉冲、随机输入平顺性试验数据，分析原车各测点振动规律与平顺性缺陷；

2）阐述油气悬架刚度、阻尼对整车振动传递的作用机理，确定蓄能器预充压力、阻尼孔直径、外联蓄能器容积三大优化变量；

3）制定单因素匹配优化方案，设定优化后悬架参数；

4）对比优化前后 10km/h～60km/h 车速脉冲、随机路面平顺性指标，计算行驶评价指标；

5）总结优化规律，提出多轴重型汽车平顺性匹配设计建议。

2 多轴重型汽车平顺性试验与缺陷分析

2.1 试验条件

试验对象：满载多轴重型汽车，悬架蓄能器预充压力 6MPa，主阻尼孔直径 8mm，外联蓄能器容积 3L。

试验分为两类工况：脉冲输入平顺性试验与随机输入平顺性试验试验。

评价标准依据 GB/T 4970-2009《汽车平顺性试验方法》、ISO2631-1 人体全身振动评价标准，加权加速度均方根值越小，平顺性越好；脉冲振动峰值越低，瞬时冲击越小。

2.2 平顺性试验数据

2.2.1 脉冲输入试验结果

表 1　满载脉冲输入各测点振动峰值（单位：m/s²）

车速 (km/h)	10	20	30	40	50	60
驾驶员座椅上方	2.2	2.41	3.04	2.45	2.23	1.91
驾驶员座椅靠背	2.29	2.69	3.47	2.87	3.08	3.46
驾驶员脚底板	3.94	4.27	5.96	7.22	8.46	10.55

规律分析：

1）座椅上方振动峰值在 30km/h 达到最大值 3.04m/s，低速、高速略有回落，但车速区间均处于较高水平；

2）座椅靠背振动随车速提升整体上升，60km/h 峰值 3.46m/s，背部持续振动易造成驾驶员疲劳；脚底板振动呈现显著线性增长趋势，车速每提升 10km/h 振动大幅升高，60km/h 冲击峰值达 10.55m/s，属于强冲击振动，极易造成腿部麻木、疲劳，是整车平顺性最薄弱测点。

2.2.2 随机输入试验结果

表 2 原车满载随机路面加权加速度均方根值（单位：m/s²）

车速 (km/h)	30	40	50	60
驾驶员座椅上方	1.11	0.87	0.91	0.99
驾驶员座椅靠背	0.98	0.77	0.80	0.87
驾驶员脚底板	1.2	0.95	0.98	1.05

随机路面评价：30km/h 低速颠簸路段振动最大 1.2m/s²，60km/h 匀速行驶 0.99m/s²，根据 ISO2631 标准，加权加速度＞0.8m/s² 时驾驶员长时间驾驶存在明显不舒适感，原车整体平顺性未达到优良区间，优化空间充足。

2.3 平顺性缺陷机理分析

结合油气悬架动力学特性，原车振动过大根源集中在刚度、阻尼参数匹配失衡两点：

1）油气悬架静态刚度过高：原厂蓄能器预充压力 6MPa，氮气初始压缩量小，满载下悬架刚度偏大，路面冲击无法被氮气充分缓冲，振动直接传递驾驶室；低速脉冲路面凸块冲击下，硬刚度悬架几乎无缓冲行程，瞬时振动峰值急剧放大，脚底板振动恶化最明显。

2）阻尼节流不足、高频振动衰减慢：原阻尼孔直径 8mm，油液流经节流通道阻力大，脉冲冲击瞬间油液无法快速流通，悬架阻尼力偏大、振动衰减周期变长，冲击能量滞留在车架与驾驶室；

3 悬架刚度优化理论分析及参数方案

3.1 悬架刚度特性

此处只分析三个优化变量对悬架刚度特性的影响，选用一桥油气弹簧作为分析对象。

油气弹簧工作油缸直径 d=80mm；以下计算均为满载工况下：

一桥油气弹簧工作压力：

$$P_1 = 4\frac{F_1}{\pi d^2} = 8.5MPa \tag{1}$$

一桥油气弹簧刚度-体积关系式为：

$$\mathrm{k_1} = \mathrm{F_1}\frac{\mathrm{V_1^n}\cdot\pi\cdot\left(\frac{\mathrm{d}}{2}\right)^2}{(\mathrm{V_1}-\pi\cdot(\frac{\mathrm{d}}{2})^2\cdot\mathrm{L})^{2n}} = 183\mathrm{N/mm} \tag{2}$$

式中：

k_1—油气弹簧动态刚度（N/mm），F_1—油气弹簧在静平衡位置的工作压力（N）,V_1—油气弹簧在静平衡位置的气体体积（L），L—油气弹簧动态工作行程（mm）

选取蓄能器容积为 3L，外联蓄能器预充气压力：

$$P_2 = \frac{P_1V_1}{V_0} = 6MPa \tag{3}$$

刚度特性：由式（3）所示，在一定范围内，预充压力越高，油气弹簧在满载静平衡位置的气体体积越大，悬架刚度越小，缓冲性能越强；但预充压力不可过高，否则满载悬架行程超标、车架离地间隙不足，影响越野通过性。刚度直接决定路面低频冲击的缓冲能力，是脉冲路面平顺性核心影响参数。

3.2 阻尼作用机理

1）阻尼特性：液压油穿过阻尼孔产生节流阻尼力，阻尼孔直径增大，相同振动速度下阻尼力减小，冲击能量快速释放；孔径过小则阻尼硬、振动衰减慢，脉冲峰值高；孔径过大则阻尼不足，车身出现持续俯仰晃动，操纵稳定性下降。

2）适当增加外联蓄能器容积，使刚度-行程曲线变得更平缓，变刚度特性更柔和，改善平顺性。

根据刚度公式：$\mathrm{K} = {P*A^2}/{V_{总}}$

$V_{总}$—外联蓄能器容积，A—活塞有效面积，P—气体工作压力

增加外联蓄能器容积，刚度减小。

综上，优化核心思路：适度上调蓄能器预充压力减小悬架等效刚度、增大阻尼孔直径优化阻尼特性、增加外联蓄能器容积，实现刚度-阻尼协同匹配，抑制脉冲冲击峰值、降低随机路面加权加速度。

3.3 优化变量选取与参数设定

选取三大可调结构参数作为优化变量，采用单因素协同匹配，在承载、通过性、稳定性约束内调整参数，优化前后参数对比如表 3：

表 3　油气悬架优化前后核心参数对比

优化变量	原车参数	优化后参数	优化逻辑说明
蓄能器预充氮气压力	6MPa	6.9MPa	适度上调预充压力，减小等效刚度，提升脉冲缓冲行程；经校核满载悬架行程 180mm，满足离地间隙要求
主阻尼孔直径	8mm	12mm	增大阻尼通径，降低冲击瞬时阻尼力，快速耗散脉冲冲击能量，抑制振动峰值；避免孔径过大引发车身晃动
外联蓄能器容积	3L	3.5L	根据刚度公式，增加外联蓄能器容积，减小刚度

其余结构参数（缸筒内径、活塞杆直径、油液牌号）保持不变，仅调整上述三项参数，改造成本低、工程易实现，无需改动车架、悬架安装结构。

4 参数优化后平顺性试验结果与计算分析

保持试验路面、载荷、车速梯度、传感器测点完全与整车试验一致，更换优化参数油气悬架后重新开展满载脉冲、随机平顺性试验，采集全部数据并与原车对比。

4.1 优化后脉冲输入试验结果

表 4　优化后脉冲输入各测点振动峰值（单位：m/s²）

车速 (km/h)	10	20	30	40	50	60
驾驶员座椅上方	1.12	1.32	2.02	1.81	1.63	1.24
驾驶员座椅靠背	1.91	2.13	2.68	2.34	2.41	2.5
驾驶员脚底板	2.76	3.53	4.14	5.28	6.05	8.72

4.2 脉冲输入行驶评价指标计算

GB/T4970-2009 规定，脉冲输入行驶试验，记录各测点加速度时间历程，取峰值加速度作为评价指标。脉冲输入行驶试验用最大（绝对值）加速度相应 Z_{max} 作为基本评价指标。计算公式：

$$Z_{max} = \frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n} Z_{maxj} \qquad (4)$$

式中：

n─有效试验次数（n≥5）；

Z_{maxj}─第 j 次试验的最大（绝对值）加速度响应。

4.3 优化前后脉冲峰值对比

表 5 优化前后脉冲峰值对比（单位：m/s²）

测点	原车峰值范围	优化后峰值范围	最大降幅（60km/h）
座椅上方	2.20～3.04	1.12～2.02	35.1%
座椅靠背	2.29～3.47	1.91～2.68	27.7%
脚底板	3.94～10.55	2.76～8.72	17.3%

脉冲峰值评价结论：以最大（绝对值）加速度响应 Z_{maxj} 为评价指标，优化后全部测点、全部车速脉冲峰值均低于原车，60km/h 脚底板极端冲击由 10.55m/s²降至 8.72m/s²，脉冲平顺性显著改善。

4.4 优化后随机输入试验结果

表 6 优化后随机输入试验结果（单位：m/s²）

车速 (km/h)	30	40	50	60
座椅座垫上方	0.84	0.68	0.70	0.86
座椅靠背	0.72	0.58	0.60	0.74
脚底板	0.86	0.70	0.72	0.88

4.5 随机输入行驶评价指标计算

加权加速度均方根值计算公式

$$a_{\omega} = \sqrt{\sum_i （W_i \cdot a_i）^2} \quad （5）$$

式中：

a_i—第 i 个 1/3 倍频程中心频率处的加速度均方根值（m/s²）

W_i—对应频率的加权系数（ISO 2631-1 表 1）

对于整车总加权加速度均方根值，需同时考虑座椅面（x/y/z）、靠背（x/y/z）、脚底板（z）三处测点的垂向加权加速度，并按标准合成：

$$a_{\omega 总} = \sqrt{a_{\omega 座}^2 + a_{\omega 背}^2 + a_{\omega 脚}^2} \quad （6）$$

4.6 均方根值与人的主观感觉对比

表 7 与人的主观感觉对比

总加权加速度均方根值a_{φ}(m/s²)	人的主观感觉
< 0.315	没有不舒服
0.315 ～ 0.63	有些不舒服
0.5 ～ 1.0	比较不舒服
0.8 ～ 1.6	不舒服
1.25 ～ 2.5	很不舒服
> 2.0	极不舒服

4.7 随机输入优化前后对比结果

表 8 随机输入优化前后对比结果

车速	原车$a_{\omega 总}$	优化后$a_{\omega 总}$	降幅	原车主观感觉	优化后主观感觉
30km/h	1.86	0.96	48.4%	很不舒服	比较不舒服
40km/h	1.47	0.78	46.9%	很不舒服	比较不舒服
50km/h	1.53	0.80	47.7%	很不舒服	比较不舒服/不舒服
60km/h	1.65	0.99	40.0%	很不舒服	比较不舒服/不舒服

随机输入评价结论：优化后各车速均方根值均有降幅，其中 30km/h 由降幅 48.4%；优化后全部车速使人的主观感受由“很不舒服”提升至“比较不舒服”，改善 2 级。

4.8 优化方案约束指标校核

为避免平顺性优化使整车性能下降，校核两项关键指标：

1）满载悬架最大行程：优化预充压力 5.2MPa 后满载最大行程 180mm，允许最大行程 200mm，保留充足缓冲行程，保证车辆通过性；

2）整车侧倾稳定性：60km/h 稳态转向侧倾倾角 3.2°，标准限值≤4°，刚度下调后侧倾刚度小幅降低但仍满足越野行驶稳定要求，无侧翻风险。

5 结论

本文以某多轴重型汽车满载平顺性试验数据为基础，分析油气悬架刚度偏高、阻尼匹配失衡导致脉冲冲击峰值过大、随机路面舒适性不足的缺陷；通过上调蓄能器预充压力、增大阻尼孔直径、增加外联蓄能器容积协同优化油气悬架参数，开展对比试验得到如下结论：

1）脉冲输入工况下，驾驶员座椅上方、靠背、脚底板振动峰值平均降幅分别达 35.1%、27.7%、17.3%，60km/h 脚底板极端冲击由 10.55m/s²降至 8.72m/s²，脉冲平顺性显著改善。

2）C 级随机越野路面 30～60km/h 优化后各车速均方根值均有降幅，其中 30km/h 由降幅 48.4%；优化后全部车速使人的主观感受由“很不舒服”提升至“比较不舒服”，改善 2 级。

参考文献：

[1] GB/T 4970-2009, 汽车平顺性试验方法 [S]. 北京：中国标准出版社，2009.

[2] ISO 2631-1:1997, 人体承受全身振动评价 — 第 1 部分：一般要求 [S].

[3] 赵昌方，孙船斌，乐贵高等。八轴连通式油气悬架车辆行驶性能和通过性能研究 [J]. 振动与冲击，2021.

[4] 刘秀梅。车辆油气悬架技术研究综述 [J]. 西南交通大学学报，2023.

[5] 索雪峰，焦生杰，张泽宇等。活塞导向长度对油气悬架减振性能的影响 [J]. 中国机械工程，2022.

[6] 韩寿松，刘相波，晁智强等。基于粒子群算法的半主动油气悬架阻尼参数优化 [J]. 兵器装备工程学报，2020.

[7] 乐文超，时岩，彭安琪等。基于主动油气悬架的某重型车平顺性研究 [J]. 振动与冲击，2016.

[8] 刘启航。基于 AMESim 的矿用自卸车悬架系统平顺性分析 [J]. 西南交通大学学报，2023.

电液复合制动控制策略研究

侯宝杰，邓锦郅，张继五，谢涛

陕西汽车集团股份有限公司，陕西西安，710200

摘　要：针对电动汽车再生制动过程中电液制动力分配不合理、模式切换时制动力波动明显、制动时舒适性差等问题，以某款电动汽车为研究对象，分析了制动时前、后轮制动力的分配情况，针对常规制动工况下的多目标优化问题，提出了一种基于粒子群优化算法的电液复合制动能量回收的控制策略。根据汽车运行状态、外界道路环境及驾驶员的制动意图，选取制动强度、行驶速度及蓄电池荷电状态为输入，电液扭矩分配系数为输出，通过粒子群的迭代搜索找到最优分配系数，同时考虑电机外特性和电池充放电功率对再生制动能量回收的制约，实现电机制动力矩与液压制动力矩的动态调整匹配。采用 Matlab/simulink 完成能量回收控制策略建模，并与 AVL Cruise 中建立的整车仿真模型进行联合仿真验证，衡量汽车在 NEDC 循环工况下的能耗情况。结果表明：所提控制策略能够有效协调再生制动与液压制动，在保障制动安全性能的前提下有效提升能量回收效率，与无能量回收策略相比，能量回收率可达 19.62%。

关键词：电动汽车；复合制动；粒子群优化；能量回收；制动力分配

中图分类号：U469.72

Research on Control Strategy for Electro-Hydraulic Composite Braking

Hou Baojie　　Deng Jinzhi　　Zhang Jiwu　　Xie Tao

Shaanxi heavy duty automobile co.,ltd，shaanxi Xi’an，710200

Abstract： To address issues such as uncoordinated electro-hydraulic braking force distribution, significant braking force fluctuations during mode switching, and poor braking comfort in electric vehicles during regenerative braking, this paper takes a specific electric vehicle as the research object. The distribution of braking forces between the front and rear wheels is analyzed. For the multi-objective optimization problem under conventional braking conditions, a control strategy for elector-hydraulic composite braking energy recovery based on the particle swarm optimization algorithm is proposed. Considering the vehicle’s operating state, external road environment, and the driver’s braking intention, braking intensity, vehicle speed, and battery state of charge (SOC) are selected as inputs, and the electro-hydraulic torque distribution coefficient is selected as the output. At the same time, the constraints of the motor’s external characteristics and battery charge/discharge power on regenerative braking energy recovery are taken into account to achieve dynamic optimal distribution of motor braking torque and hydraulic braking torque. The energy recovery control strategy model is built using Matlab/Simulink and co-simulated with the vehicle model established in AVL Cruise to evaluate the vehicle’s energy consumption under NEDC driving cycles. The results show that the proposed control strategy can effectively coordinate regenerative braking and hydraulic braking, improving energy recovery efficiency while ensuring braking safety. Compared with a strategy without energy recovery, the energy recovery rate reaches 19.62%.

Key words: Electric vehicle; Composite braking; Particle swarm optimization; Energy recovery; Braking force distribution

1 前言

在新时代绿色、节能、环保发展理念的指引下，新能源汽车作为战略新兴产业持续发展已成为全球共识，各国政府通过相关政策持续促进汽车产业绿色发展。然而，续航能力欠佳始终是掣肘电动汽车大规模普及的核心短板。据研究证明，电动汽车在城市中行驶，刹车过程中消耗的能量约占整车总能耗的 1/3 以上[1]。因此，开展再生制动控制技术的研究，可以降低整车能耗，将制动损耗的能量进行回收，从而延长汽车的续航里程[2]。

依赖于电机可逆运行的特性实现动损耗的能量的回收，将车辆减速过程中的动能转化为电能并存储于蓄电池中，有效提升电动汽车能率。再生制动技术能够提升电动汽车电能的回收再利用率，并且在优化混动车型能量使用效率方面展现出广阔前景[3]。然而，制动能量回收受到多重因素制约：电机在低速区发电效率急剧下降，电池荷电状态过高时再生制动能力受限，单一电机制动难以满足紧急制动工况的制动力需求。

为了在提升能量回收效率的同时确保制动安全，电动汽车普遍采用电机制动与液压制动协同工作的电液复合制动系统。但是，电机制动响应迅速、控制精度高，但受电机特性和电池状态约束；液压制动制动力大、可靠性高，但响应过程存在迟滞。两者动态响应特性显著差异给制动力协调控制带来严峻的挑战。

针对上述问题，设计基于粒子群算法的扭矩分配策略，与模糊控制器结合，选取电液扭矩分配系数作为决策变量，优化目标为最大化再生制动能量回收效率，同时考虑电机外特性和电池充放电功率对再生制动能量回收的制约，实现电机制动与液压制动的动态优化分配，同时保证制动过程的平顺性与安全性。

2 电液复合制动的分配策略

2.1 制动时前后轮制动力分配

对于纯电动汽车的再生制动策略，核心任务是在不损害制动安全与车辆稳定性的前提上，最大限度地回馈再生能量。为了最大化再生制动能量的回收率，应尽量提高电机制动力在总制动力中所占的比例。为此，需要合理协调前轴与后轴的制动扭矩、电机制动扭矩以及摩擦制动扭矩之间的分配关系。

2.1.1 前、后轮同时抱死制动力分配

前、后车轮同时抱死时前、后轮制动器制动力的关系曲线——理想的前、后轮制动器制动力分配曲线，简称 I 曲线[4]，其表达式为

$$F_{b2}=\frac{1}{2}\left[\frac{G}{h_g}\sqrt{b^2+\frac{4h_gL}{G}F_{b1}}-\left(\frac{Gb}{h_g}+2F_{b1}\right)\right] \tag{1}$$

式中：F_{b1}、F_{b2}为前、后轮地面制动力；G为车辆总重量；h_g为质心高度；L为轴距；a为质心到前轴中心线的距离；b为质心到后轴中心线的距离；φ为路面附着系数。

2.1.2 前轮抱死时制动力分配

当汽车在不同附着系数的路面上制动，且前轮发生抱死而后轮尚未抱死前，前、后轮制动器制动力之间的关系曲线称为 f 曲线，其表达式为

$$F_{b2}=\frac{L-\varphi h_g}{\varphi h_g}F_{b1}-\frac{Gb}{h_g} \tag{2}$$

式中：φ为路面附着系数。

2.1.3 ECE 法规对前、后轮制动力分配要求

根据 ECE R13 制动法规的规定，当路面附着系数 φ 在 0.2 到 0.8 之间时，要求制动强度 z 满足 $z\geq 0.1+0.85(\varphi-0.2)$。由此得到基于 ECE 法规的前、后轴制动力分配曲线，简称 M 曲线，其表达式为

$$F_{b2}=\frac{G}{2h_g}\left[-\left(b+0.07h_g\right)+\sqrt{\left(b+0.07h_g\right)^2+\frac{3.4h_gL}{G}F_{b1}-0.28h_gb}\right]-F_{b1} \tag{3}$$

2.2 电液复合制动力分配策略

电驱动车辆前后轴制动力分配共同受到 I 曲线，ECE 法规线及 f 线的限制[5]，将电动汽车的参数代入到式（1）、式（2）和式（3），完成前、后轮制动力分配曲线，如图 1 所示。

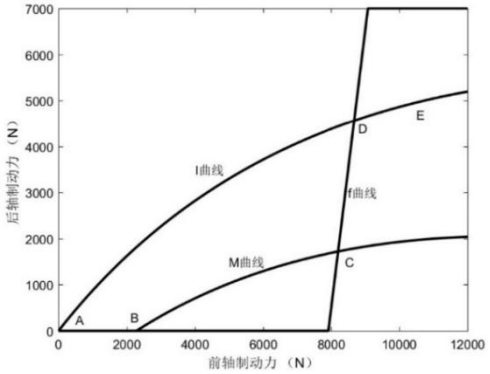


图 1　前、后轮制动力分布配线

从图 1 看出，B 点坐标为（2285,0），对应制动强度为 0.12，C 点坐标为（8208,1721），对应制动强度为 0.52，D 点坐标为（8678,4562），对应制动强度为 0.7。按制动强度划分，当制动强度z ≤ 0.12 时，对应图中 AB 段，此阶段制动需求小，单独由前轴制动，电机制动力全部施加在前轴，后轴不参与制动力；当制动强度 0.12 ＜ z ≤ 0.52 时，对应图中 BC 段，此阶段为了提高制动能量回收效能，采用电液复合制动，并且增大前轴制动力分配比例，达到制动能量回收最大化；当 0.52 ＜ z ≤ 0.7 时，对应图中 CD 段，此阶段前轴趋于抱死，为了确保制动性能和稳定性，应增大后轴制动力分配比例，前后轴制动力按照 $\varphi=0.7$ 的 f 曲线分配。当z ＞0.7 时，对应图中 DE 段，此时车辆处于紧急制动工况，为保证制动安全与稳定性，电机制动完全退出，不参与能量回收，全部制动力由液压制动系统承担，前后轴制动力分配遵循 I 曲线，充分发挥地面附着系数，防止车轮抱死并缩短制动距离。

2.3 制动能量回收制约因素

在电液复合制动系统中，电机外特性和电池充放电功率是制约再生制动效能的两大核心物理边界。

电机外特性曲线是指在不同转速下，电机全负荷状态所能输出的最大扭矩或功率的曲线。电机工作主要表现为两个阶段，恒扭矩阶段和恒功率阶段，如图 2 所示。当转速过低时，电机虽能输出最大额定扭矩，但发电功率会随着转速下降而急剧降低，从而影响能量回收效能，为防止能量回收扭矩骤降，转速过低时会强制退出能量回收；当转速高于额定转速时，电机进入恒功率阶段，电机虽能保持恒定功率，但最大扭矩会随着转速升高呈双曲线下降，从而影响能量回收扭矩，此时必须由液压制动补足所需制动力。

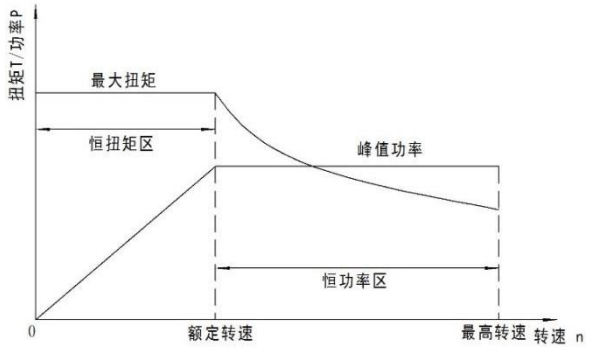


图 2　电机外特性曲线

电池作为制动能量回收的最终存储介质，其 SOC 直接决定了能量回收的实际效果。为了避免因过充电而对电池造成损害，当 SOC 处于较高水平时，应停止向电池充电。在此情况下，即使电机具备发电能力，也无法实现能量再生回收，所有制动需求必须完全由液压制动系统来承担。

3 控制策略设计及优化

通过构建以制动强度z、行驶速度v、SOC 为状态输入，以电液扭矩分配系数为待优化决策变量，利用粒子群算法进行动态寻优，实现制动能量回收效率与制动安全性的动态平衡。

3.1 搭建模糊控制器

根据电液复合制动的分配策略：（1）制动需求较小时，完全由电机制动，提高能量回收效能；制动需求较大时，液压制动介入，保证足够的制动效能；（2）行驶速度较低时，能量回收效率很低；当行驶速度较高时，为确保车辆的稳定性和安全性降低能量回收；（3）蓄电池荷电状态较高时，降低回收能力，防止电池过充。

选取制动强度、行驶速度及蓄电池荷电状态作为输入变量，电机制动扭矩与液压制动扭矩之间的分配比，即电液扭矩分配系数为输出变量。制动强度z模糊集为{L（低）、M（中）、H（高）}，值域为[0,1]；行驶速度v模糊集为{L（低）、M（中）、H（高）}，值域为[0,150]；SOC 模糊集为{L（低）、M（中）、H（高）}，值域为[0,1]；电液扭矩分配系数模糊集为{L（低）、M（中）、H（高）}，值域为[0,1]。

3.2 设计模糊规则

能量回收控制策略遵循原则：（1）制动需求越大，SOC 越低，行驶速度越高，回收强度越大；（2）制动需求适中，SOC 适中，行驶速度适中，回收强度适中；（3）制动需求越小，SOC 越高，行驶速度越低，回收强度越小；（4）为保证车辆安全性，在较大制动需求时，适度降低电液扭矩分配系数。

基于上述策略建立模糊控制规则如下表 1 所示。

表 1　模糊控制规则表

制动强度z=L		**行驶速度v**		
		L	**M**	**H**
蓄电池荷电状态	L	M	H	H
	M	M	H	H
	H	L	M	M
制动强度z=M		**行驶速度v**		
		L	**M**	**H**
蓄电池荷电状态	L	M	H	H
	M	M	H	H
	H	L	M	M
制动强度z=H		**行驶速度v**		
		L	**M**	**H**
蓄电池荷电状态	L	L	M	L
	M	L	M	L
	H	L	L	L

3.3 优化变量与适应度函数

选取电液扭矩分配系数 $\boldsymbol{K}$作为决策变量，优化目标为最大化能量回收率，同时兼顾制动安全性及舒适性。适应度函数为：

$$\boldsymbol{F = \alpha \cdot \eta_{reg}(z, v, SOC, K) - \beta \cdot Penalty(z, K)} \tag{4}$$

式中：η_{reg}为估算的制动能量回收率；$Penalty$为违反制动安全及舒适性约束的惩罚项，α、β为权重系数。

4 仿真分析与验证

4.1 仿真模型搭建

选取某款前驱的电动汽车作为研究对象，在 Matlab/Simulink 平台上构建了基于粒子群算法与模糊控制器结合的电液复合制动能量回收策略模型，并将该模型编译为 Interface 文件，嵌入如图 7 所示的 AVL Cruise 整车模型中。整车模型主要参数如表 2 所示。

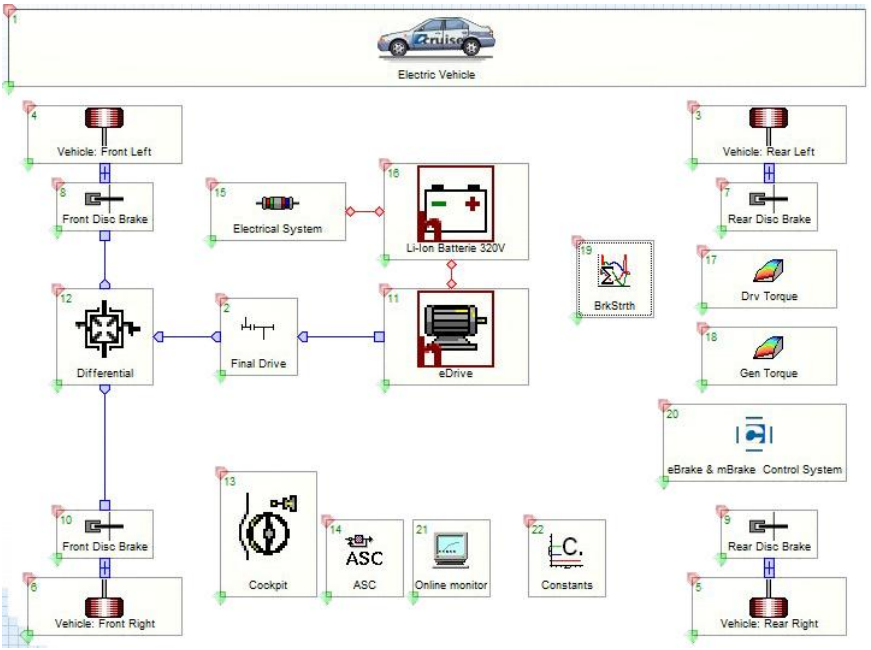


图 8　整车模型

表 2　某前驱电动汽车整车参数

整车参数	数值
整备质量/kg	1250
质心高度/m	0.5
轴距/m	2.65
质心距前轴距离/m	1.24
车轮滚动半径/m	0.287
迎风面积/m^2	1.97
空气阻力系数	0.3
主减速比	5.06
电机最大扭矩/Nm	240
电机最大功率/kW	75

4.2 仿真结果分析

为评估所提出策略的实际效果，在标准 NEDC 循环工况（如图 9 所示）下进行仿真测试。通过对比分析策略实施前后的蓄电池荷电状态变化、整车能耗表现，从而验证所提出的能量回收策略的有效性与优越性。

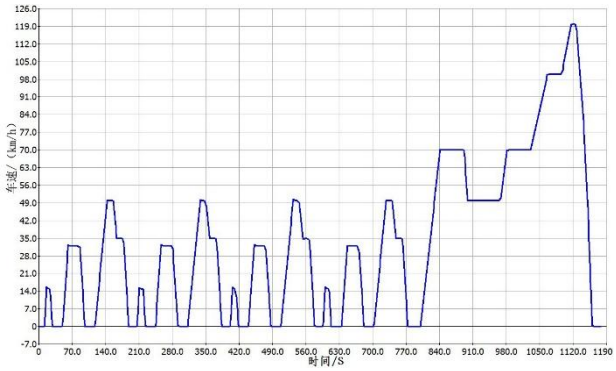


图 9　NEDC 循环工况

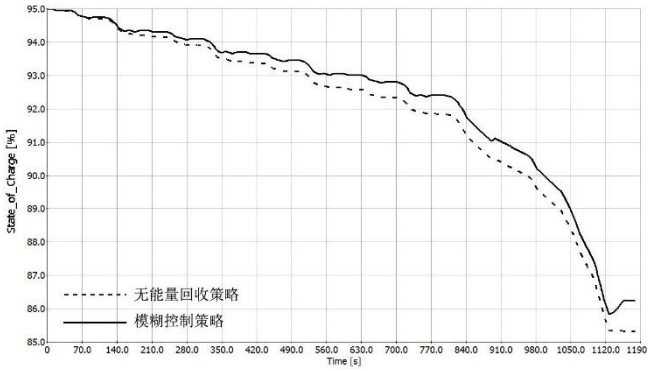


图 10　NEDC 工况下 SOC 变化曲线

表 2　仿真结果

控制策略	总消耗能量/ *kJ*	回收能量/ *kJ*	能量回收率/ %
模糊控制策略	4608.34	903.76	19.62
无能量回收策略	4590.15	/	/

由图 10 可以看出，与无能量回收策略相比，本文提出的模糊控制策略 SOC 变化量小，车辆能耗有效降低。由表 2 可知，相对于无能量回收策略，本文模糊控制策略电池能量回收有效，制动回收率可达 19.62%。

6 结语

本研究以电动汽车的液压-电力联合制动系统为对象，设计了一种采用再生能量回馈策略。该策略通过粒子群优化算法与模糊控制结合，选取制动强度、行驶速度与蓄电池荷电状态作为输入参数，优化协调再生制动力矩与液压制动力矩之间的分配关系，从而在确保刹车安全的基础上完成能量回收。在 NEDC 工况下的仿真结果表明，所提控制策略能量回收率可达 19.62%，具有显著的节能效果。

参考文献：

[1] 任晓兵，周云龙. 纯电动汽车行驶里程的影响因素及提升措施[J]. 现代工业经济和信息化，2020，10（8）：87-88.

[2] 王笠力，李政林，刘胜永等. 纯电动汽车能量回收的复合制动控制策略研究[J]. 广西科技大学学报，2023，34（4）：77-83.

[3] 屈滨，韩涛，张怡，公海昌.基于模糊控制的纯电动汽车再生能量回收技术[J/OL].https://doi.org/10.14107/j.cnki.kzgc.202305/202603.

[4] 余志生.汽车理论[M].第 6 版.北京:机械工业出版社，2019.

[5] 孙文，张涵睿，张津硕等. 新能源汽车再生制动能量回收研究综述[J]. 汽车工程学报，2023，13（4）：470-480.

[6] 张兵.基于模糊控制的纯电动汽车制动能量回收研究[D].河南:中原工学院，2020.

多轴重型车辆半主动悬架系统设计研究

张继五，侯宝杰，赵伟伟，林含潇，秦帆

陕西重型汽车有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：基于目前技术的发展趋势，对越野机动性提出更高的要求，需提升悬架性能满足整车性能，因此提出一种可应用于螺旋弹簧与油气弹簧的阻尼可调磁流变减振器的技术方法。搭建了 AMESim 与 MATLAB 联合仿真的半主动悬架系统模型，采用线性混合天棚控制算法控制磁流变减振器。结果表明，在 F 级，车速为 30km/h 的随机路面上，半主动螺旋弹簧相比于被动螺旋弹簧平顺性提升 28.3%；半主动油气弹簧相比于被动互连式油气弹簧平顺性提升 33.3%。在 B 级，车速为 60km/h 的随机路面上，半主动螺旋弹簧相比于被动螺旋弹簧平顺性提升 37.5%；半主动油气弹簧相比于被动互连式油气弹簧平顺性提升 40%。所提阻尼可调磁流变减振器的技术方法在不同随机路面上，显著提高多轴越野车辆的平顺性，为后期半主动悬架系统在多轴重型车辆应用提供仿真依据。

关键词：半主动悬架；联合仿真；线性混合天棚控制算法；平顺性

Research on the design of semi-active suspension system for multi-axle heavy-duty vehicles

ZHANG Jiwu, HOU Baojie, ZHAO Weiwei, LIN Hanxiao, QIN Fan

Shaanxi Heavy Duty Automobile Co.,Ltd., Shanxi Xi'an 710200

Abstract： Based on the current technological development trends, higher requirements for off-road mobility are being put forward, necessitating the enhancement of suspension performance to meet overall vehicle performance. Therefore, a technical method for a damping adjustable magnetorheological shock absorber applicable to both coil springs and hydro-pneumatic springs is proposed. A semi-active suspension system model for joint simulation with AMESim and MATLAB has been established, employing a linear hybrid skyhook control algorithm to control the magnetorheological shock absorber. The results indicate that on a Class F random road surface with a vehicle speed of 30 km/h, the ride comfort of the semi-active coil spring is improved by 28% compared to the passive coil spring; the ride comfort of the semi-active hydro-pneumatic spring is improved by 46.8% compared to the passive interconnected hydro-pneumatic spring. On a Class B random road surface with a vehicle speed of 60 km/h, the ride comfort of the semi-active coil spring is improved by 44.6% compared to the passive coil spring; the ride comfort of the semi-active hydro-pneumatic spring is improved by 54.4% compared to the passive interconnected hydro-pneumatic spring. The proposed technical method of a damping adjustable magnetorheological shock absorber significantly enhances the ride comfort of multi-axle off-road vehicles on different random road surfaces, providing a simulation basis for the future application of semi-active suspension systems in multi-axle heavy-duty vehicles.

Key words： semi-active suspension; co-simulation; linear hybrid ceiling control algorithm; ride comfort.

1 引言

悬架系统是车辆的重要部分，对整车减振性能起关键性作用，被动悬架难以提供较好的车辆平顺性[1]。半主动悬架系统主要依赖于特定的控制算法，能自动地调节阻尼元件的阻尼系数或弹性元件的刚度，其结构简单、能耗低、能够有效的进行车辆的振动控制[2]。磁流变阻尼器是一种利用磁流变效应来控制阻尼力的装置，具有响应快、控制范围宽、能耗低等优点[3]。在半主动控制算法中，目前有各种基于现代控制理论的控制算法，如模糊 PID 控制，最优控制，遗传算法，天棚阻尼，神经网络，自适应控制等控制策略[4]-[8]。

在多轴重型车辆领域，大多采用传统螺旋弹簧或者被动互连式油气弹簧，被动油气弹簧可以实现高度升降，提高车辆在行驶过程中的跃障能力，但无法根据路况实时调节阻尼力。半主动悬架可以通过识别路面和车身姿态，实时地调节阻尼力来满足不同工况下对悬架性能的要求，有效改善整车性能。

基于此，提出适用于螺旋与油气弹簧悬架系统的阻尼可调磁流变减振器的技术方法。其中，在螺旋弹簧悬架系统中，用阻尼可调的磁流变减振器代替原来的减振器；在油气弹簧悬架系统基础上，额外增加一组磁流变减振器。经联合仿真验证后，在 B 级与 F 级不同随机路面上，所提技术方法的半主动悬架系统相比于被动悬架，车身垂直加速度均方根值减小明显，汽车平顺性提升效果显著，进而提升了车辆舒适性与安全性。

2 被动悬架仿真模型

以某 6×6 多轴越野车辆为例，建立被动悬架仿真模型。整车参数见表 1。

表 1　整车参数

名称	数值
前桥轴荷/(kg)	8000
后桥轴荷/(kg)	6200
簧下质量/(kg)	600
轮胎刚度/(N/m)	740000

模型中采用随机路面激励信号更真实地反应实际情况。按照国标规定，路面不平度等级共分为 8 个等级，分别为 A-H，路面不平度等级见表 2[9][10]。

表 2　路面不平度分级标准

路面等级	单位：$10^{-6}m^3$		
	下限	几何平均值	上限
A	8	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8192	16384	32768
G	32768	63536	131072
H	131072	262144	524288

仿真中选取典型的 B 级公路路面与 F 级越野路面来对比被动悬架与半主动悬架的平顺性。

2.1 螺旋弹簧

根据多轴车辆悬架结构，在 AMESim 中搭建传统螺旋簧的仿真模型。簧上与簧下质量用 AMESim

机械库中的质量块代替，弹簧与阻尼用弹性元件与阻尼元件模块代替，用信号库中模块搭建 B 级与 F 级随机路面。所搭建的螺旋弹簧悬架参数见表 3，被动螺旋弹簧车辆模型如图 1。

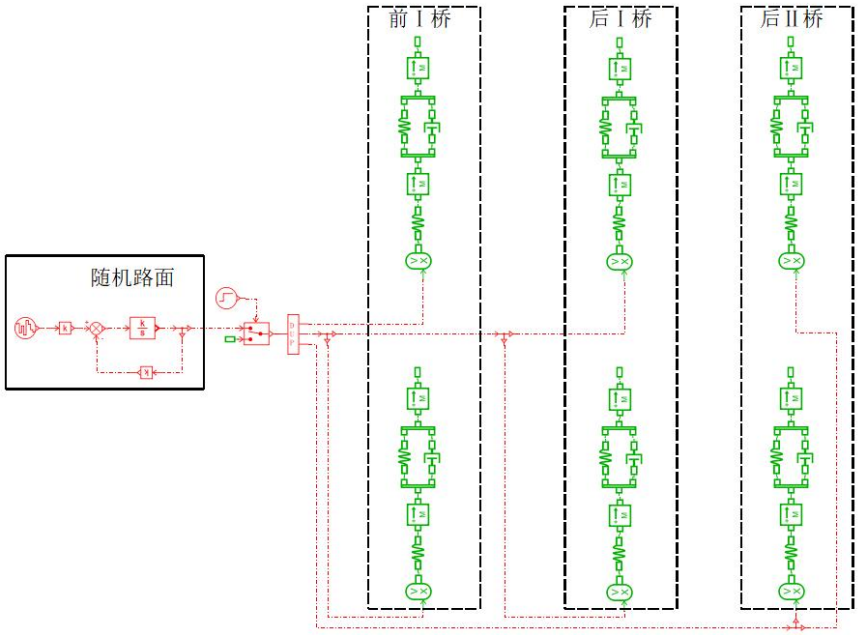


图 1　被动螺旋弹簧车辆模型

表 3　螺旋弹簧悬架参数

名称	数值
悬架弹簧刚度/(N/m)	650000
悬架阻尼/(N/(m/s))	9000

2.2 油气弹簧

在液压库中选取相应元件搭建油气悬架模型，搭建的油气悬架参数见表 4，油气悬架车辆模型如图 2。

螺旋弹簧结构简单，但平顺性较差。油气悬架高度可调，可提高车辆行驶过程中的跃障能力，但阻尼不可实时调节。

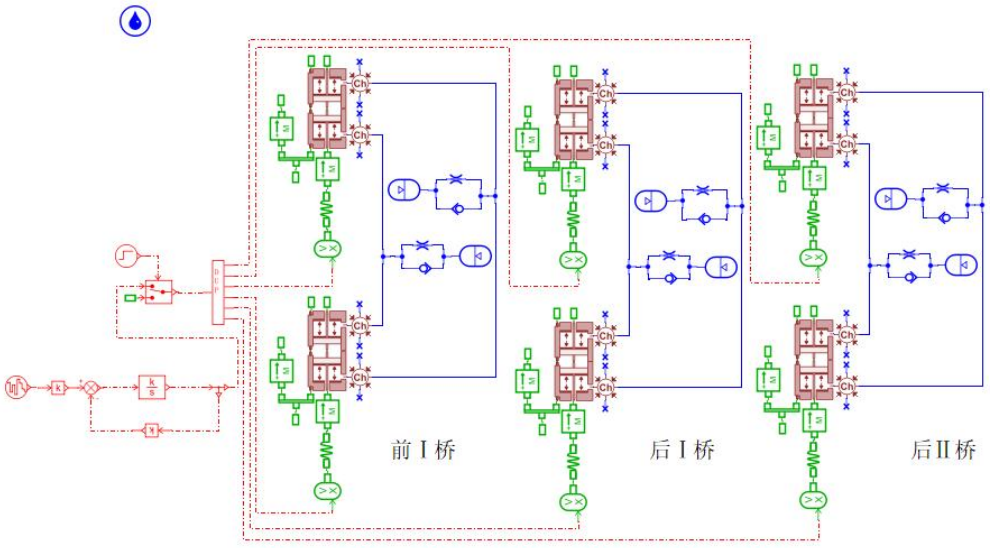


图 2　油气悬架车辆模型

表 4　油气悬架参数

名称	数值
活塞直径/(mm)	120
活塞直径/(mm)	100
蓄能器充气压力/(MPa)	2.8
蓄能器体积/(L)	1.6
气体多变指数	1.4

3 半主动悬架仿真模型

在 AMESim 中搭建螺旋弹簧与油气弹簧机械模型，MATLAB 中搭建控制模块，控制策略采用经典的线性混合天棚控制算法。采集到的车身垂直速度与簧下质量速度，反馈到控制策略中，根据两者的绝对速度与相对速度实时调节磁流变减振器阻尼系数，匹配不同路况下减振器阻尼力，进而使车辆具有更优的平顺性。

3.1 控制模块

控制策略选择线性混合天棚控制算法，该算法通过车身垂直速度以及悬架变形速度调整阻尼系数，可以控制阻尼器实现无数个阻尼系数，控制策略实现较容易，提供了较强的鲁棒性与较高的响应性，且根据唯一系数对悬架的软硬程度进行在线自适应调整。将采集到的车身垂直速度与簧下质量速度，反馈到控制策略中，根据输入实时输出阻尼系数。若簧上质量速度与减振器速度方向相同时，输出高阻尼，反之则输出低阻尼[11]。线性天棚控制逻辑如图 3 所示，线性天棚控制算法模型如图 4 所示。

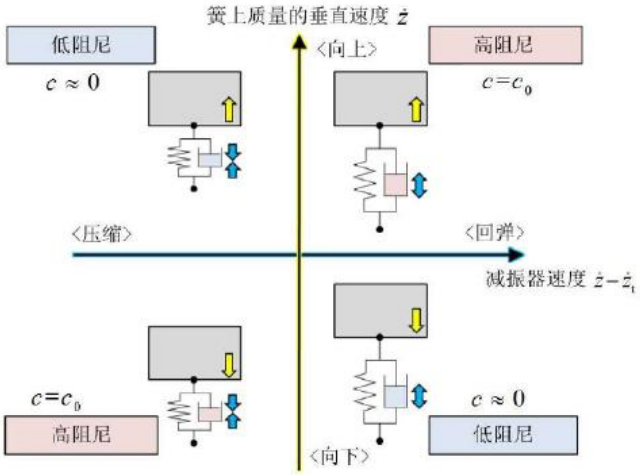


图 3　线性天棚控制逻辑

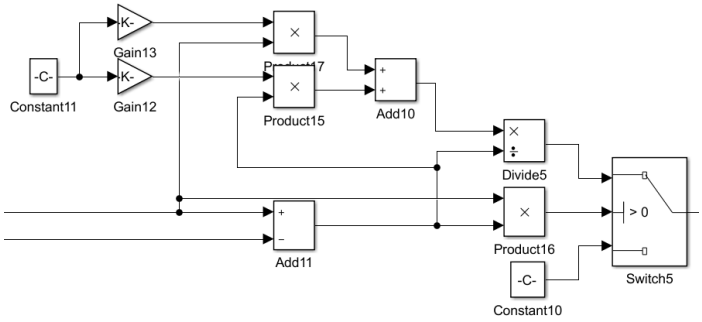


图 4　线性天棚控制算法模型

3.2 阻尼可调磁流变减振器+螺旋弹簧

在被动螺旋弹簧悬架基础上，引入磁流变减振器，弹性元件为螺旋弹簧，阻尼元件为提出的阻尼可调磁流变减振器。半主动螺旋弹簧悬架 AMESim 与 MATLAB 联合仿真模型如图 5 所示。

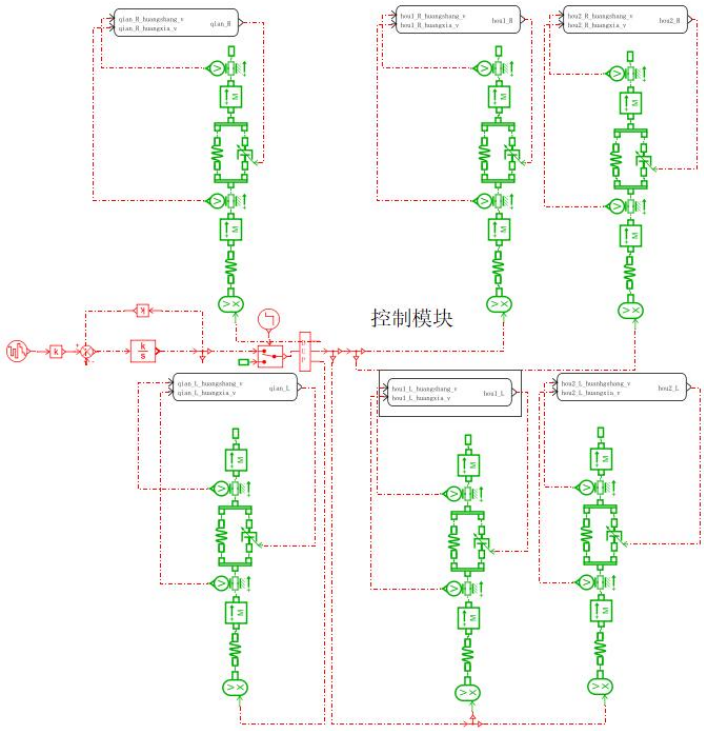


图 5　半主动螺旋弹簧悬架模型

3.3 阻尼可调磁流变减振器+油气弹簧

不改变原有油气悬架结构，增加一组磁流变减振器，可根据路面和车姿实时调节减振器阻尼系数，从而使得具有更优的平顺性。半主动油气弹簧悬架联合仿真模型如图 6 所示。

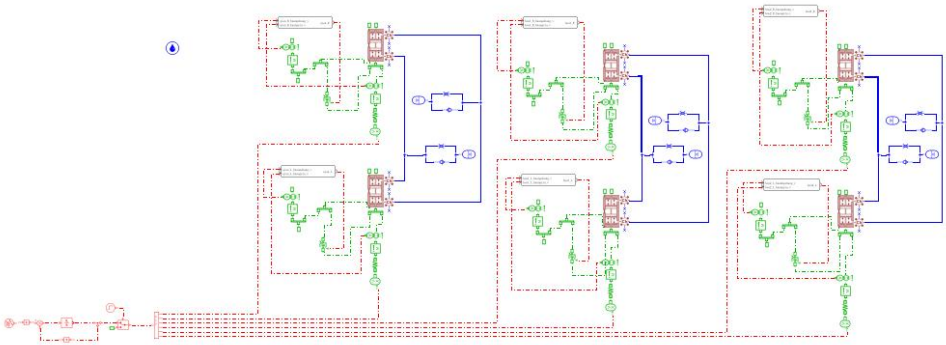


图 6　半主动油气弹簧悬架仿真模型

4 仿真结果分析

将各参数键入仿真模型中，分别验证各系统在 B 级，车速 60km/h 和 F 级，车速 30km/h 的随机路面上的车辆平顺性。对比被动螺旋弹簧悬架与搭载阻尼可调磁流变减振器的半主动螺旋弹簧的车身垂直加速度，对比油气悬架与搭载阻尼可调磁流变减振器的半主动油气弹簧的车身垂直加速度，验证所提半主动悬架技术方法的平顺性提升效果。

4.1 F 级路面

在 F 级，车速为 30km/h 的随机路面上，传统螺旋弹簧与半主动螺旋弹簧车身垂直加速度对比如

图 7 所示。传统螺旋簧车身垂直加速度均方根值为 6.0，半主动螺旋簧车身垂直加速度均方根值为 4.3，相比于被动螺旋簧，使用半主动螺旋簧整车平顺性提升 28.3%。

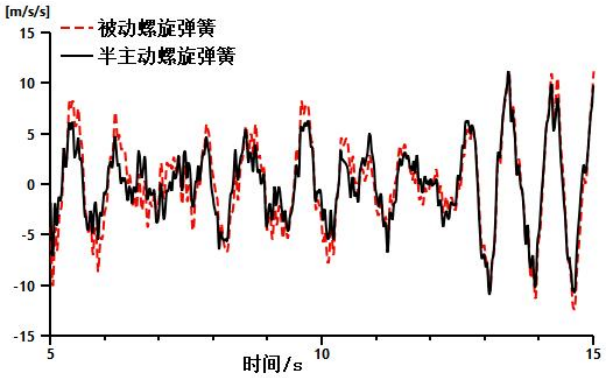


图 7　传统螺旋弹簧与半主动螺旋弹簧车身垂直加速度

油气弹簧与半主动油气弹簧车身垂直加速度对比如图 8 所示，仿真结果显示，在运动周期内，被动油气簧车身垂直加速度均方根值为 2.7，半主动油气簧车身垂直加速度均方根值为 1.8，相比于被动油气簧，使用半主动油气簧的车辆平顺性提升 33.3%。

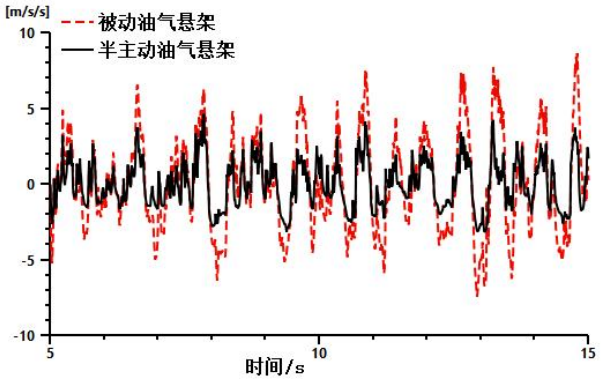


图 8　油气弹簧与半主动油气弹簧车身垂直加速度

4.2 B 级路面

在 B 级，车速为 60km/h 的随机路面上，传统螺旋弹簧与半主动螺旋弹簧车身垂直加速度对比如图 9 所示。传统螺旋簧车身垂直加速度均方根值为 0.8，半主动螺旋簧车身垂直加速度均方根值为 0.5，相比于传统螺旋簧，使用半主动螺旋簧提升 37.5%。

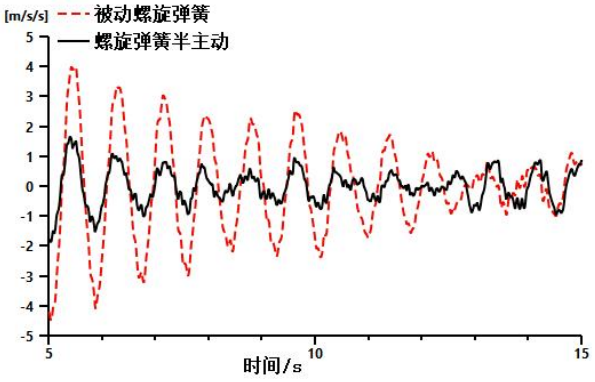


图 9　传统螺旋弹簧与半主动螺旋弹簧车身垂直加速度

油气弹簧与半主动油气弹簧车身垂直加速度对比如图 10 所示。传统油气弹簧车身垂直加速度均方根值为 0.3，半主动油气弹簧系统车身垂直加速度均方根值为 0.18，相比于传统互连式油气弹簧，

使用半主动油气弹簧平顺性提升 40%。

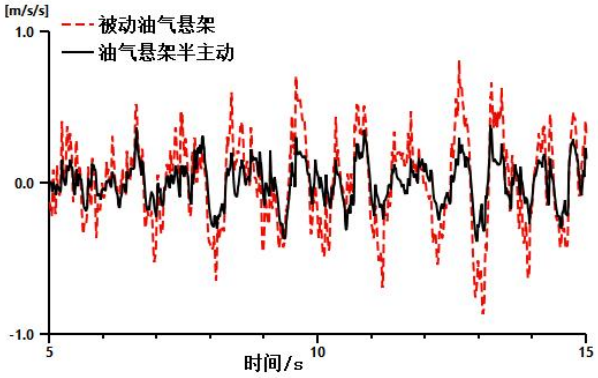


图 10　油气弹簧与半主动油气弹簧车身垂直加速度

5 结论

提出一种可应用在螺旋弹簧与油气弹簧的阻尼可调磁流变减振器的技术方法，控制策略采用经典的线性混合天棚控制算法，经仿真验证得出可调阻尼磁流变减振器+螺旋弹簧相比于被动螺旋弹簧，在 F 级随机路面上，平顺性提升 28.3%，在 B 级路面上，平顺性提升 33.3%；可调阻尼磁流变减振器+互连式油气弹簧相较于被动互连式被动油气弹簧，在 F 级路面上，平顺性提升 37.5%，在 B 级路面上，平顺性提升 40%。在不同等级随机路面上，半主动悬架系统平顺性提升效果明显，为后期半主动悬架在多轴越野车辆上应用奠定了基础。

参考文献：

[1] 周亚波.重型矿卡半主动油气悬架系统设计研究[D].中国矿业大学,2023.

[2] Ahmadian M. Magneto-rheological suspensions for improving ground vehicle's ride comfort, stability, and handling[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(7):1-25.

[3] 彭嘉琪,李彦峰,徐伟,等.磁流变减振器的研究发展现状[J].汽车实用技术,2023,48(03):198-203.

[4] 李刚,黄庆生,倪龙,等.车辆磁流变半主动悬架复合控制策略研究[J].现代制造工程,2022,(08):1-9+38.

[5] 汤天宇.基于磁流变阻尼器的半主动悬架系统控制策略研究[D].长春工业大学,2023.

[6] 杨沐丰,李涛,吕艳,等.汽车半主动空气悬架的模糊滑模控制方法研究[J].机械制造与自动化,2026,55(01):260-264+292.

[7] 伍家鸿.汽车半主动悬架控制策略研究[D].西华大学,2023.

[8] 陈金凤,李晏,孙澎波,等.基于磁流变减振器和天棚 ON-OFF 控制的汽车半主动悬架研究[J].机械制造,2024,62(09):26-30+58.

[9] 程祥瑞,高钦和.基于 AMESim 的传统悬架与油气悬架性能对比分析研究[J].机床与液压,2017,45(16):72-74.

[10] 王椿.车辆磁流变半主动悬架控制方法设计与对比分析研究[D].沈阳理工大学,2024.

[11] （意）塞吉奥·马泰奥·萨瓦瑞斯等著；危银涛，彭志召译.车辆半主动悬架控制设计[M]北京：清华大学出版社，2019：84-90.

集成驱制动协调控制与能量回收的分层式速度控制研究

王延泽，程思琴，邓自琛，席文进，李志栋，刘常青

陕西汽车集团股份有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：针对无人驾驶场景下新能源车型车速的精准控制与能量高效利用需求，本文以某新能源车型为例，设计一套集成驱制动协调控制与能量回收的分层式速度控制策略，同时基于 MATLAB／Simulink 搭建控制模型、依托 TruckSim 建立整车动力学模型开展联合仿真验证其可行性。该策略通过三层控制实现车辆多模式自动切换、驱动/制动扭矩协调分配；使车辆具备坡道防溜坡、自动驻车、制动能量回收及车速精准跟随等功能。仿真实验结果表明该方案可实现多模式自动切换，可有效完成自动驻车、防溜坡、目标车速精准响应及驱动力与制动力的协调控制。

关键词：速度控制；多模式自动切换；自动驻车；驱制动协调；制动能量回收；联合仿真

Research on Hierarchical Speed Control with Integrated Drive and Brake Coordinated Control and Energy Recovery

Wang Yanze, Cheng Siqin, Deng Zichen, Xi Wenjin, Li Zhidong,

Liu Changqing

Shaanxi Automobile Group Holdings Ltd. Shaanxi Xi'an 710200

Abstract: This paper present a hierarchical speed control strategy integrated with drive-brake coordination and regenerative braking energy recovery to satisfy the demands of precise speed regulation and efficient energy utilization for autonomous new energy vehicles. To verify its technical feasibility, a hierarchical control model is established in MATLAB/Simulink, and a full-vehicle dynamic model is constructed in TruckSim for joint simulation. The proposed strategy adopts a three-layer control framework to realize automatic multi-mode switching and coordinated torque distribution between driving and braking systems. It comprehensively integrates vehicle functions of automatic parking, slope anti-rollback and high-precision target speed tracking, while achieving effective braking energy recovery. The simulation results validate that the designed scheme enables smooth transition across multiple working conditions. It reliably satisfies the control requirements of automatic parking and slope anti-rollback, guarantees accurate vehicle speed response, and achieves reasonable and stable coordinated control of driving and braking forces.

Keywords: Speed-control,Multi-mode automatic switching,Automatic parking,Drive-brake coordination, Braking energy recovery, Joint simulation

引言

速度控制是实现车辆在无人驾驶场景安全行驶的核心技术之一，其不仅要保证上层控制器目标车速的快速精准响应，还需实现自动驻车及释放、起步、行驶、防溜坡等多模式的自动切换；同时

需兼顾驱制动力协同分配、制动能量回收来提高车辆行驶的平顺性与经济性[1]。

目前国内外研究人员主要以车辆启停平顺性控制、驱制动耦合分配、自适应智能巡航等方向开展。在速度控制策略研究方面，刘博林基于功能模式设计了客车纵向驾驶辅助系统的分层控制架构，将速度控制模式与车距控制模式进行区分，并采用模糊控制实现期望加速度的求解[2]。胡胜利等以分布式驱动车辆为对象，针对多目标协同的自适应巡航问题设计基于模型预测控制算法、分层控制的自适应巡航控制策略，但该功能用于车队自适应巡航协同控制[3]。在驱制动协调与能量回收方面，有研究提出 ABS 协同控制架构，建立基于电机转矩优先、液压转矩补偿的滑移率跟踪机制，以实现滑移率稳定于最优区间的同时完成制动能量回收[4]；刘小飞针对电动汽车复合制动系统，提出制动力分层控制模式，按不同工况将再生制动与机械制动进行两次分配，以实现制动能量回馈最大化[5]。

综合分析发现，在无人驾驶场景下，现有研究在速度控制的单一模式控制或驱制动协调方面取得了较为丰富的研究成果，但在控制模式整体设计与驱制动协调回收的融合方面仍有进一步研究空间。因此本文基于某新能源车型构建一套集成驱制动协调控制与能量回收的分层式速度控制策略，其可实现多模式自动切换、驱制动协调控制等功能。同时本文通过 MATLAB/Simulink 与 TruckSim 联合仿真,对该控制策略方案进行验证分析[6]，为之后关于速度控制策略研究提供一种思路。

1 速度控制策略设计

1.1 总体架构

该速度控制策略采用分层式控制架构，共有 3 层，整体架构如图 1 所示。上层为模式决策层，根据车辆状态信息及上层控制器命令进行工况判别，输出整车主控模式及其子模式指令；中层为控制算法层，根据上层模式指令集成不同模式控制算法，同时根据目标车速、实际车速与整车实际扭矩判断行车意图并设计驱动-制动协调分配策略；下层为执行控制层，通过对电机驱动扭矩、回馈制动扭矩与机械制动力的协同控制，在实现目标车速精准跟踪的同时完成制动能量回收。

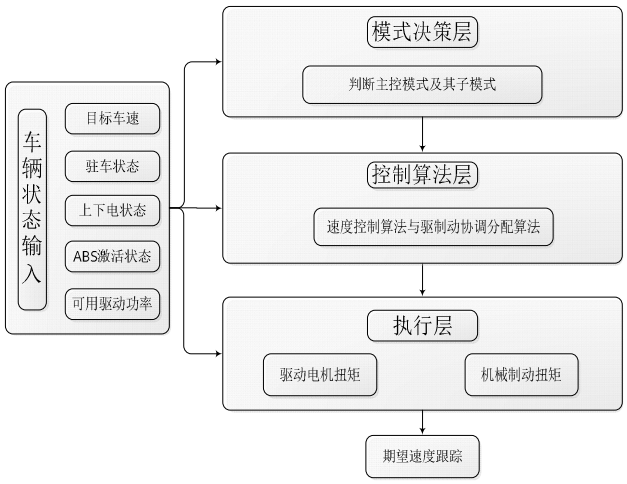


图 1　速度控制策略架构

1.2 控制模式

该速度控制策略包含三种控制模式：

禁扭矩模式：车辆处于未上高压、ABS 激活等状态时进入该模式，该模式下车辆禁止输出驱动扭矩。

智能行驶模式：智能行驶模式包含驻车状态、起步状态、行驶状态三个子模式，是本速度控制策略的核心模式。该模块通过上层控制器指令信息及实车状态实现子模式的自动切换并通过相应控制算法实现目标速度的精准跟踪。

为保证智能行驶模式中各状态切换的稳定性和鲁棒性，对切换逻辑设置了合理的滞回区间与延时判断。

随动模式：当车辆既不处于禁扭矩模式又不处于智能行驶模式时，车辆进入随动模式。该模式目的是为了当车辆因某些原因导致车辆不处于上述任何模式时，车辆进入该模式，保证车辆仍可以正常运行，减少因软件问题导致车辆无法正常工作的情况。

图 2 为主控模式切换流程图；图 3 为智能行驶模式状态切换流程图。

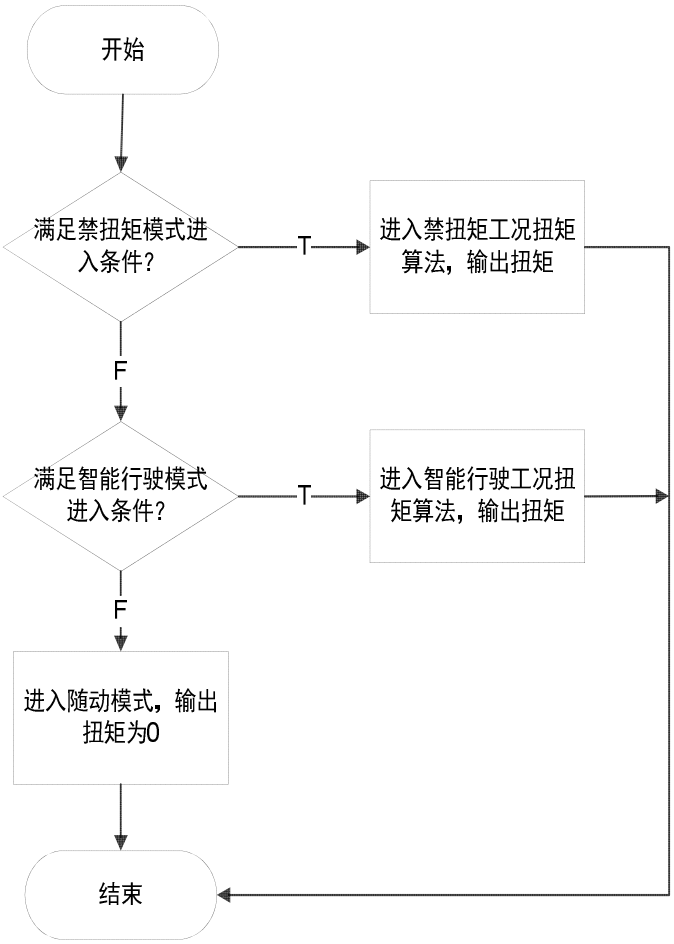


图 2　控制模式切换流程

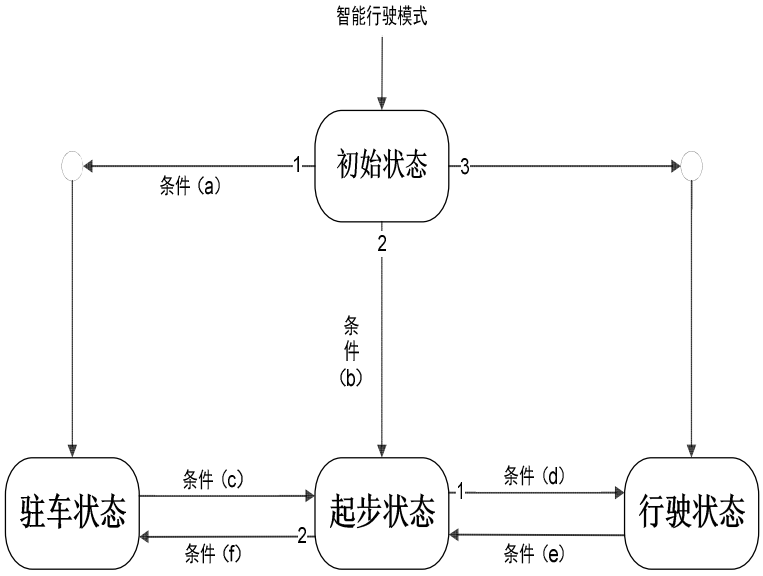


图 3　智能行驶模式状态

1.3 驱制动协调控制与能量回收

通过目标车速、实际车速与整车实际扭矩判断行车意图，然后根据行车意图协调驱动、制动扭矩。

当车辆处于驱动状态时，只输出驱动电机扭矩指令，制动扭矩指令为 0。

当车辆处于制动状态时，以电机回馈制动优先、机械制动为辅为原则，分三种状态进行扭矩输出：

回馈制动：当请求制动扭矩小于等于当前车辆可用回馈制动扭矩时，制动扭矩全部由电机承担。

复合制动：当请求制动扭矩大于当前车辆可用回馈制动扭矩时，电机回馈制动扭矩优先响应，超出部分由机械制动补足，以此最大化实现制动能量回收。

机械制动：当整车车速小于一定值或以制动安全为首要目标时，以机械制动为主，此时系统只响应机械制动扭矩，电机回馈制动扭矩为 0。

电机回馈制动与机械制动的协调控制逻辑设置合理的滞回控制，避免了因信号干扰及瞬态扰动导致各状态间的频繁切换，保证车辆行驶的平顺性。

图 4 为扭矩分配逻辑。

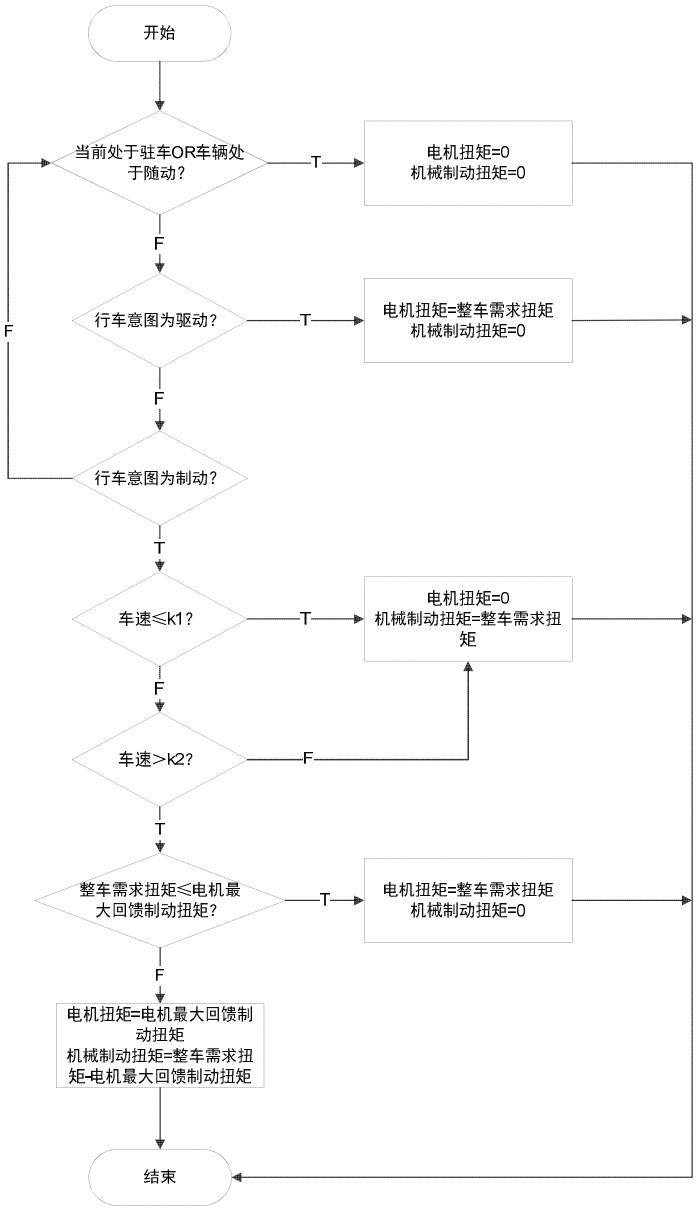


图 4　扭矩分配逻辑

2 仿真模型搭建

通过 MATLAB / Simulink 与 TruckSim 联合仿真已成为车辆控制策略开发的主流技术路线。为获得真实可靠的车辆动力学模型，在车辆动力学仿真软件 TruckSim 搭建整车动力学模型[7]；为将车辆动力学系统的可变性及时变性等特性考虑在内，根据控制仿真软件 MATLAB / Simulink 搭建车辆控制模型[8]；通过二者联合仿真验证本策略方案的可行性。

2.1 TruckSim 车辆动力学模型

根据某型车参数，在 TruckSim 软件中依次设置如下参数：整车质量、轴距、轮距、质心高度、电池参数、增程器参数及驱动电机参数、轮胎参数（见图 5）。

分别设置平路工况行驶、20%坡道工况行驶两种状态，以此验证车辆各模式切换、车速响应状态、自动驻车及驻坡。

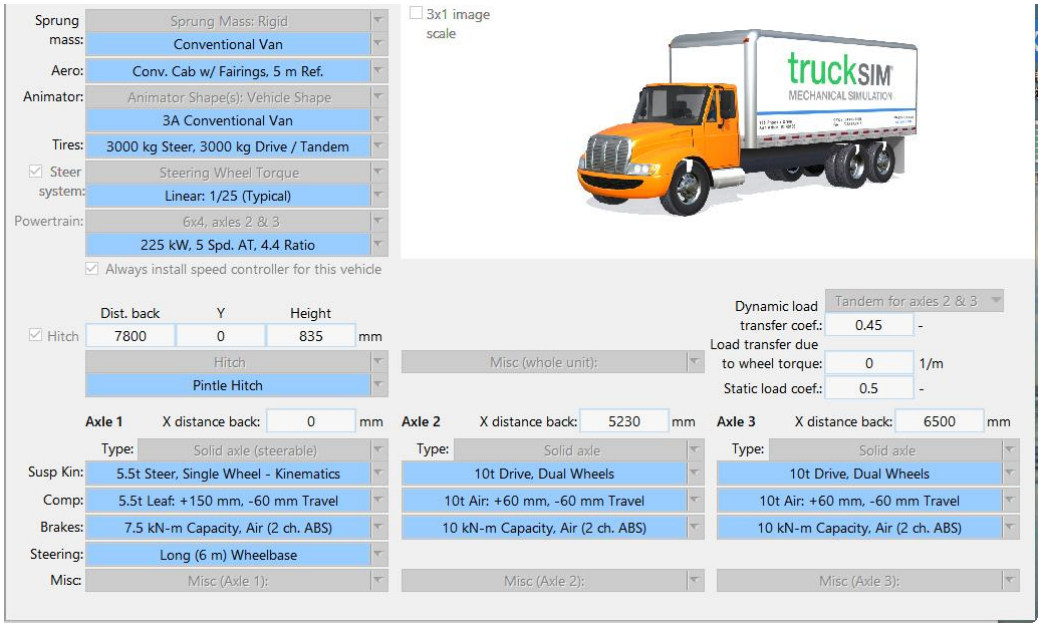


图 5　TruckSim 车辆动力学模型

2.2 MATLAB/Simulink 车辆控制模型

在 MATLAB/Simulink 环境中搭建速度控制模型。控制器模型主要包含模式决策、控制算法、驱动-制动协调控制三个模块。

模式决策：根据 1.2 节内容搭建相应的控制逻辑判定当前应处的控制模式。

控制算法：根据各模式搭建合适的控制算法，如查表控制、PID 控制、模糊控制或多控制算法相结合以实现控制目的；根据算法输出扭矩及行车意图设计驱动-制动扭矩分配逻辑，本文采用查表控制与 PID 控制相结合方法来实现控制目的。

驱动-制动协调控制：根据 1.3 节内容搭建电机回馈制动与机械制动协调控制逻辑，确保驱动系统与制动系统的正确输出，保证车速的精准跟踪。

2.3 联合仿真接口配置

TruckSim 与 Simulink 联合仿真通过 TruckSim 中提供的 Simulink 接口模型实现；在 Simulink 模型中添加 TruckSim S-Function 模块，配置 TruckSim 仿真文件路径与输入输出变量映射关系（如图 6）。

输入变量（TruckSim 到 Simulink）：整车电机驱动扭矩、整车制动扭矩、转向角（以直行工况为主）；

输出变量（Simulink 到 TruckSim）：纵向车速、实际扭矩等。

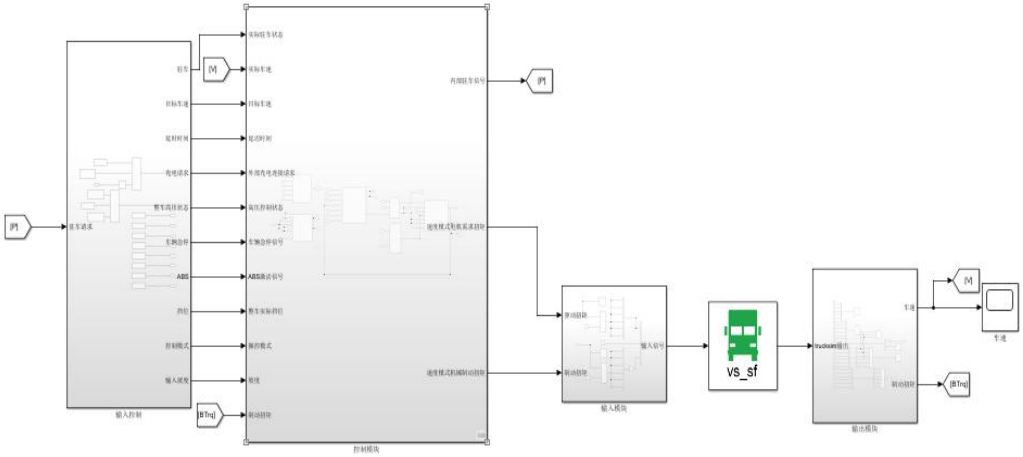


图 6　Simulink 联合仿真模型

3 仿真结果与分析

3.1 平路工况仿真验证

3.1.1 工况设置

设置行驶道路坡度为 0；

车辆初始状态处于驻车，2s 后切换为自动驻车状态，根据自动驻车状态确定车辆是否需要驻车；

车辆其他系统正常情况下，高压控制状态初始处于上高压完成状态，80s~82s 处于下电状态，82s~206s 处于上高压完成状态，206s~210s 处于下电状态；

车辆初始目标车速为 0，2s~20s 目标车速阶跃至 5km/h，20s~45s 目标车速阶跃至 80km/h，45s~65s 目标车速阶跃至 30km/h，65s~90s 目标车速阶跃至 8km/h，90s~100s 目标车速线性加速至 60km/h 并保持 30s，130s~155s 目标车速阶跃至 0km/h，155s~185s 目标车速阶跃至 20km/h，185s~210s 目标车速阶跃至 0km/h。

该工况包含控制模式切换、停车等待、起步、加速、巡航、减速、停车等完整驾驶循环，验证各模式间的切换及速度响应情况。

3.1.2 仿真结果

仿真结果如图 7 所示。在整个驾驶循环中，本控制系统能够根据目标车速控制命令及车辆自身状态准确识别切换到当前应处的控制模式，切换过程中速度无突变；且在整个驾驶过程中，控制系统对不同目标车速均具有良好的跟踪性能，行驶过程中巡航车速误差控制在±0.5km/h 内；同时，在减速过程中电机回馈制动扭矩与机械制动扭矩分配方式符合制动扭矩分配逻辑。

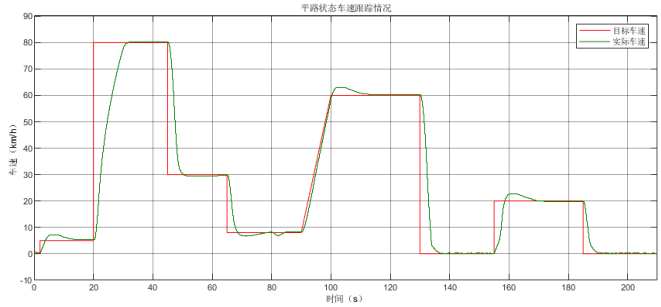


图 7　（a）平路工况速度跟踪响应

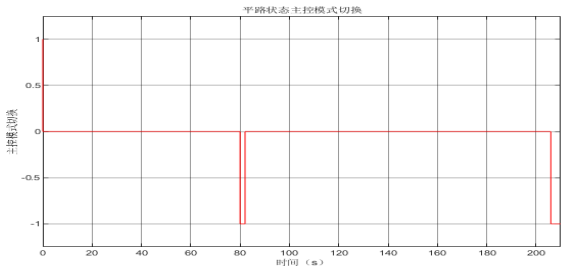


图 7 （b）平路工况主控模式

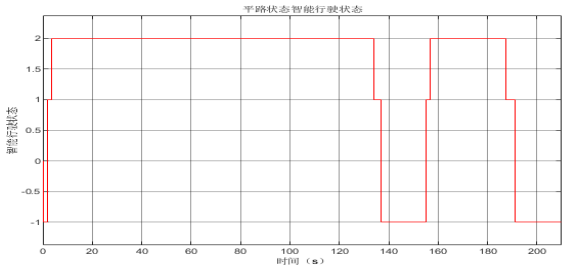


图 7 （c）平路工况智能行驶模式

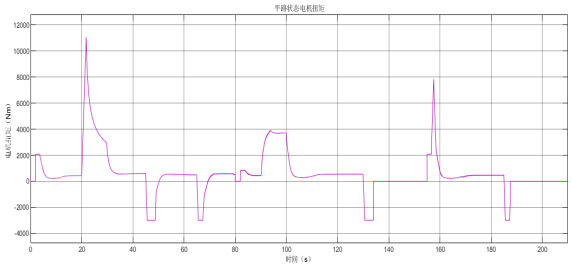


图 7 （d）平路工况电机扭矩

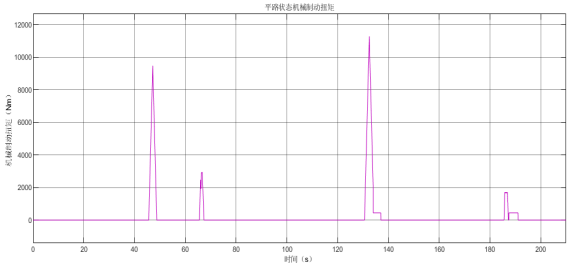


图 7 （e）平路工况机械制动扭矩

3.2 20%坡道工况仿真验证

3.2.1 工况设置

设置行驶道路坡度为 20%；

车辆处于智能行驶状态，以 24km/h 的初速度进入坡道为 20%的行驶路面；以整车进入坡道时间为起始时间，0s~65s 目标车速为 30km/h，65s~90s 目标车速阶跃至 0km/h，90s~100s 目标车速线性加速至 25km/h 并保持 30s，130s~155s 目标车速阶跃至 0km/h，155s~185s 目标车速阶跃至 8km/h，185s~210s 目标车速阶跃至 0km/h。

该工况包含控制模式切换、停车等待、起步、加速、巡航、减速等驾驶状态，验证 20%坡道时速度响应情况及驻车情况。

3.2.2 仿真结果

仿真结果如图 8 所示。在 20%坡道工况验证中，本控制系统能够根据目标车速控制命令及车辆

自身状态准确识别切换智能行驶模式，切换过程中速度无突变，巡航车速误差控制在±0.5km/h 内；在减速过程中电机回馈制动扭矩与机械制动扭矩分配方式符合制动扭矩分配逻辑；可实现自动驻车与接触。但在 20%坡道时，低速响应超调过高，可能原因是坡度增大导致车辆行驶阻力增大，低速情况下速度环带宽较小，控制算法调节能力变差。

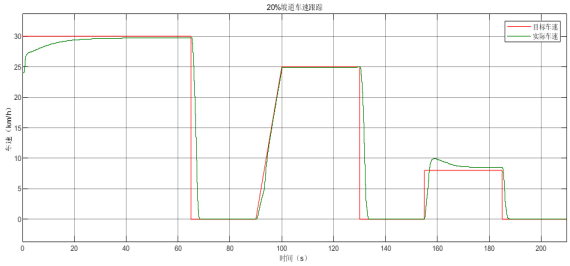


图 8　（a）20%坡道工况速度跟踪响应

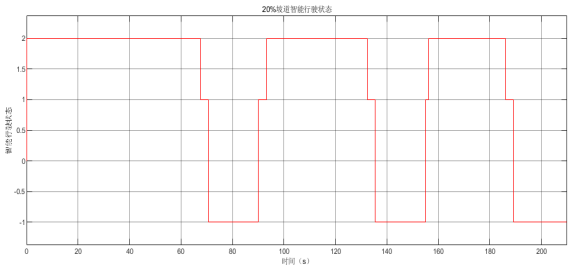


图 8　（b）20%坡道工况智能行驶模式

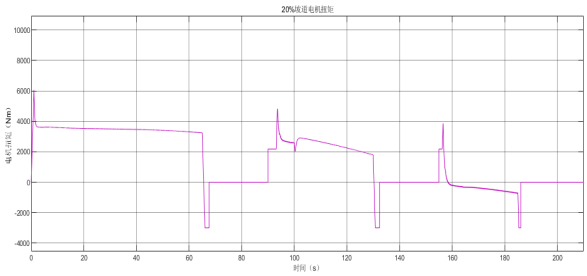


图 8　（c）20%坡道工况电机扭矩

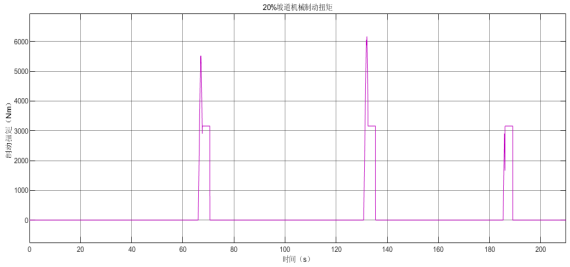


图 8　（d）20%坡道工况机械制动扭矩

4 结论

本文设计一套适用于某新能源车型的集成驱制动协调控制与能量回收的分层式速度控制策略，并通过 TruckSim 与 Simulink 联合仿真验证，得到以下结论：

（1）所设计的分层式架构实现了无人场景下的驻车、起步、行驶、驻坡等工况，模式切换逻辑清晰可靠，速度跟踪情况较好。

（2）可实现电机回馈制动与机械制动的协调分配，通过优先响应电机回馈制动最大化实现制动

能量回收。

（3）整套方案有效可行，加速响应快，模式切换过程中速度未发生突变，有较好的平顺性，但在坡度较大情况，低速状态巡航车速调节较差，虽然可以达到目标巡航车速，但超调量较大，可能原因是大坡度低速情况下，行驶模式控制算法对大阶跃负载补偿能力变差，后续需引入坡度变量对控制算法进一步优化。

参考文献：

[1] 李文昌.基分层架构下智能电动汽车纵向运动自适应模糊滑膜控制[J].厦门大学学报,2019,58(3):422-428.

[2] 刘博林.基于功能模式的客车纵向驾驶辅助系统分层控制研究[D].合肥工业大学,2021.

[3] 胡胜利.分布式驱动电动汽车自适应巡航控制策略研究[J].机械科学与技术,2024,43(2):325-335.

[4] 耿亚萍.自动驾驶车辆纵向速度控制策略及仿真[J].汽车与新动力,2024,7(2):23-27.

[5] 刘小飞.分布式驱动电动汽车机电符合制动控制策略研究[J].汽车测试报告,2025(23).

[6] 常朗.纯电动汽车坡道起步控制方法研究 D].安徽工程大学,2023.

[7] 许言.基于 TruckSim 的营运客车底盘性能动力学建模与仿真评价[D].吉林大学,2012.

[8] 闫丹彤.电动汽车主动避撞控制系统建模与仿真研究[D],湖南大学,2015.

驾驶室车门系统电磁屏蔽防泄漏设计

张宇萱，孙鹏，张明

陕西重型汽车有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：某车型驾驶室车门系统采取电磁屏蔽措施后，由于车门密封条压合间隙不均匀、锁孔缝隙屏蔽处理困难、车门玻璃橡胶衬垫压紧程度偏差等原因，仍存在不稳定的电磁波泄漏，影响整体屏蔽性能。本文以二次防泄漏保护为目标，进行车门系统电磁屏蔽防泄漏设计，经样机装配和屏蔽效能检测验证，增加可拆卸式屏蔽帘能有效阻挡车门系统的不稳定电磁波泄漏，保证驾驶室的整体电磁屏蔽性能。

关键词：电磁屏蔽；防泄漏；屏蔽帘

Electromagnetic shielding and leakage prevention design for cab door system

ZHANG Yuxuan, SUN Peng, ZHANG Ming

Shaanxi Heavy Duty Automobile Co.,Ltd., Shaanxi Xi'an 710200

Abstract： After implementing electromagnetic shielding measures for the door system of a certain vehicle model's cab, unstable electromagnetic wave leakage still occurs due to reasons such as uneven pressing gaps of the door sealing strips, difficulties in shielding the lock hole gaps, and deviations in the compression degree of the door glass rubber gasket, affecting the overall shielding performance. This paper aims to achieve secondary leakage prevention protection through the design of electromagnetic shielding leakage prevention for the door system. After prototype assembly and shielding effectiveness testing and verification, it is found that adding a detachable shielding curtain can effectively block the unstable electromagnetic wave leakage from the door system, ensuring the overall electromagnetic shielding performance of the cab.

Key words： electromagnetic shielding; leakage prevention; shielding curtain.

1 引言

随着军事装备发展和作战技术的变化，以车辆作为机动平台的武器装备为了提高作战能力，大量的电器设备被安装或布置在驾驶室内，在无有效屏蔽措施的情况下，容易受到外部干扰或攻击，导致功能失效或损毁。因此，在新的装备研制过程中，参照电磁屏蔽方舱相关技术指标对车辆驾驶室提出电磁屏蔽性能要求[1-2]。

与方舱相比，车辆驾驶室在视窗、开闭件、孔洞方面均更加复杂，通过不断借鉴和改良方舱屏蔽措施，逐步形成了以驾驶室本体孔洞缝隙封堵、电连接性能提升、换装电磁屏蔽玻璃、应用导电屏蔽橡胶制品为主要措施的驾驶室电磁屏蔽方法，使驾驶室的电磁屏蔽性能不断提升，保证了装备的整体性能。

2 技术现状与问题分析

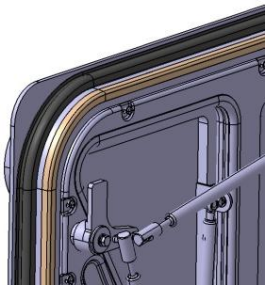
2.1 驾驶室车门系统电磁屏蔽结构

电磁屏蔽的重点是实现各部件的电连接，某车型驾驶室为了满足屏蔽效能要求，对车门系统采取的屏蔽措施包括：

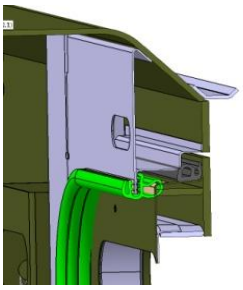
（1）车门密封条采用导电屏蔽密封胶条，密封条安装位置、车门焊接总成与密封条接触位置涂覆导电屏蔽涂料，车门关闭后压缩密封胶条实现驾驶室本体、密封条、车门的整体电连接。

（2）车门玻璃采用内部镀膜方式具备屏蔽功能，采用带框整体安装方式，玻璃安装框总成与驾驶室本体安装面涂覆导电屏蔽涂料、增加导电屏蔽橡胶衬垫，通过固定螺栓压紧后实现电磁屏蔽玻璃框与驾驶室本体之间的电连接[3]。

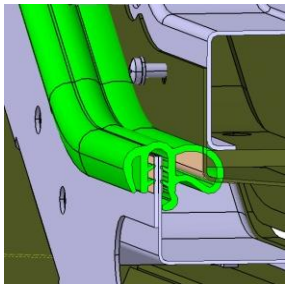
在实现车门各零部件的电连接后，车门系统具备了整体屏蔽性能，可以有效阻断电磁波的穿透。驾驶室车门系统电磁屏蔽结构如图 1 所示。



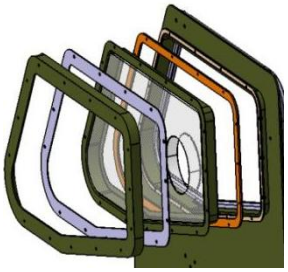
(a) 车门涂覆导电屏蔽涂料



(b) 车门上密封条安装图



(c) 车门下密封条安装图



(d) 车门玻璃安装示意图

图 1　驾驶室车门系统电磁屏蔽结构

2.2 现屏蔽结构存在的问题

在车门系统采取一系列电磁屏蔽措施后，进行样机试制和车门位置的屏蔽效能检测。检测结果显示，车门系统整体屏蔽效能得到了大幅度提升，80%的测点屏蔽效能不小于 40dB，满足指标要求；但在车门上部两侧圆角、车门锁、车门活动窗下边缘位置，屏蔽效能检测数据为 33dB-36dB，上述位置存在一定的电磁泄漏。对车门系统各零部件技术状态进行检查、调整安装状态，检测结果未发生明显变化。

由于车门系统结构复杂且频繁使用，在测试中发现采取屏蔽措施后的电磁波泄漏具有随机性、不稳定性、不可控性，受零部件装配工艺及用户使用工况影响较大。对车门系统结构进行分析，部分区域屏蔽效能较低的原因为：

（1）车门总成整体尺寸较大，密封胶条与车门本体为大范围窄面接触结构，车门关闭后无法保证对密封条形成均匀连续的压紧力，难以实现各区域均匀密封贴合。

（2）车门锁体、锁轴、钥匙孔等部件的功能预留孔洞结构，为保证机械运动性能无法完全封堵，形成固有的电磁波泄漏通道[4]。

（3）车门活动窗的形状和铰链位置，造成密封条的压紧力无法均匀分配，窗框下部位置与密封条贴合程度易出现不一致情况从而出现泄漏缝隙。车门系统电磁波易泄漏位置如图 2 所示。

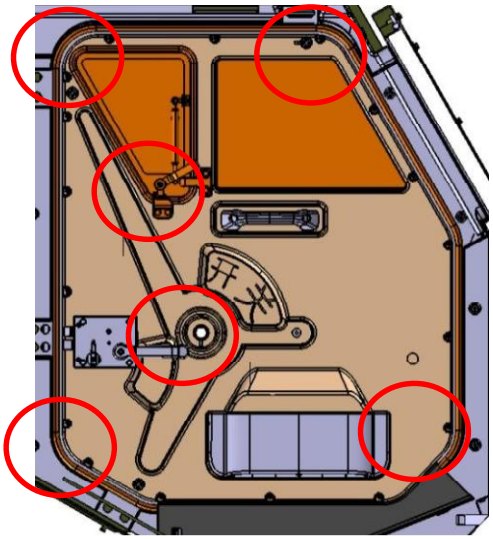


图 2　车门电磁波易泄漏位置

3 电磁屏蔽防泄漏设计

根据屏蔽效能检测情况，对主要的电磁波泄漏位置进行防泄漏设计分析：

（1）车门关闭后密封条整体被压缩，在车门铰链、车门锁位置受到的压紧力较大，压合均匀紧实；而离铰链、车门锁较远的位置，车门密封条受到的压紧力较小，同时由于导电密封条的硬度较大，受压缩后形状变化较小，在圆角折弯处会出现不规则褶皱，存在细小的缝隙[5]。由于车体结构与功能带来的限制，车门锁和铰链位置无法调整，导电密封条的材料特性导致其硬度较大，通过调整车门和密封条的方式，并不能有效减少电磁波泄漏。

（2）车门锁钥匙孔、锁轴孔缝隙为了保证使用功能，不能无限缩小或取消，锁体结构和安装结构的改进存在较大的生产制造难度和成本的增加，且无法通过装配调试彻底消除其影响。

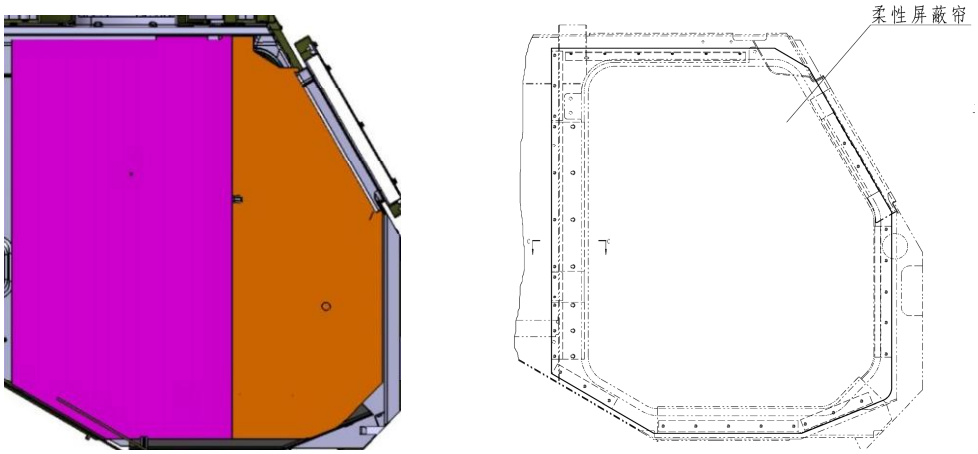
（3）现有结构和材料的变化均具有很大的不确定性，遂引入二次辅助屏蔽设计理念，通过增加可拆卸式柔性屏蔽帘，对车门固有泄漏缝隙、功能孔位泄漏、装配贴合不均等因素进行全覆盖补偿，作为车门区域独立屏蔽手段用于实车，满足驾驶室电磁屏蔽性能要求。

基于驾驶室现有屏蔽结构，从屏蔽帘整体结构、材料选型、安装结构三个方面，设计柔性可拆卸屏蔽帘方案，以满足电磁屏蔽连续性、结构适配性与使用方便性、可靠性的需求。

3.1 屏蔽帘整体结构设计

设计屏蔽帘的目的是阻挡车门结构和使用特点带来的少量电磁波泄漏，整体结构应实现对泄漏位置的可靠遮蔽，同时保证操作使用便捷。

车门主要电磁波泄漏位置较为分散，且车门密封条周圈长度较大，具体泄漏位置存在不确定性；同时电磁波具备散射特性，如采用分布式遮蔽结构，不仅电磁波的阻挡效果较差还会造成结构复杂。因此，车门屏蔽帘采用整体式结构，在车门关闭后可对整个车门区域实现整体遮蔽。屏蔽帘遮蔽效果示意图如图 3 所示。



(a) 屏蔽帘安装效果图　　(b) 屏蔽帘安装图

图 3　屏蔽帘遮蔽效果示意图

车门属于驾驶员和乘员频繁启闭部件，屏蔽帘应能够简单快速的打开或撤收，同时在行车过程中应不妨碍驾驶员通过车门窗观察外部情况。如采用卷收式或固定收纳式，由于屏蔽帘整体尺寸较大，收起后仍需占用较大空间，会影响车门部件功能的实现和车门窗视野，因此，屏蔽帘采用整体可拆卸式结构，配备专用收纳袋，外部具有明确标识，在不使用时可快速拆卸并收纳，对车门的整体功能无影响。

3.2 屏蔽帘材料及结构

结合车辆屏蔽帘反复拆装的使用需求，除电磁屏蔽性能外，材料还需具备高强度、抗撕裂、耐弯折、耐磨损的工程特性，综合对比选择金属真空镀织物作为核心屏蔽基材[6-7]，其厚度小于 0.2mm，每平米重量小于 200g，具有柔韧性优异、耐弯折、适配异形曲面结构、可反复拆装形变等特点，屏蔽效能可到不小于 40dB[8]。

由于屏蔽材料较薄，容易撕裂，屏蔽帘设计为三层结构，内、外层为延展及弯折性能好的牛津布，中间为铜镍复合柔性屏蔽布，三层布通过模压连接牢靠，平整无分层，整体厚度小于 2mm，每平米重量小于 300g[9]。屏蔽帘结构如图 4 所示。

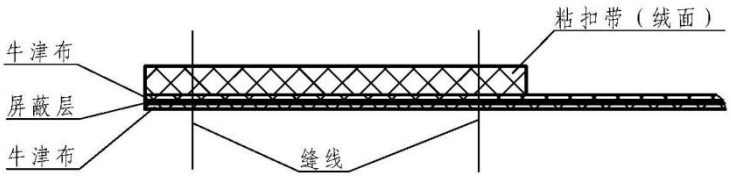


图 4　屏蔽帘结构示意图

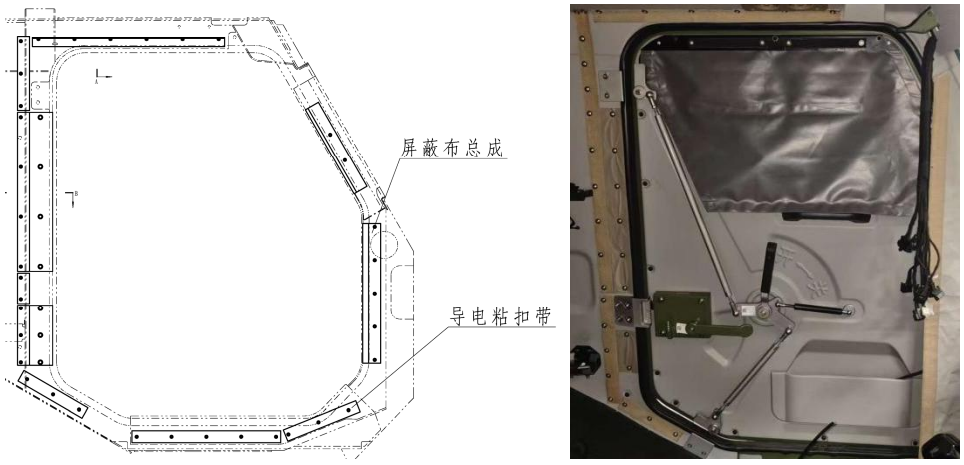
3.3 屏蔽帘安装结构

屏蔽帘安装结构需要同时满足固定牢靠、拆装便捷、导电连续三大核心需求。常用的连接方式包括：粘扣带连接、拉链连接、机械锁扣连接、磁吸连接等。粘扣带连接：结构轻薄、拆装便捷、适配异形面，但需使粘扣带具备导电性能；拉链连接：连接密封性好，但异形面无法实现平滑拉接，拉链锯齿啮合缝隙存在电磁波泄漏风险，同时拆装繁琐，长期使用易卡顿损坏，不适用频繁拆装场景；机械锁扣连接：固定强度高，但结构凸出、占用空间大、破坏内部结构完整性；磁吸连接：拆装便捷，但连接稳定性差，导电连续性不可靠。

综上所述，选用粘扣带实现车门屏蔽帘与驾驶室本体的连接，可充分贴合车门复杂轮廓，粘扣带选用加强型粘扣带，通过涂覆导电涂料使其具备导电性能。

导电粘扣带分为钩面和毛面，在屏蔽帘内侧通过缝合方式固定一周圈导电粘扣带毛面，保证结构的一体化；在驾驶室车门周圈钣金基体上采用铆钉铆接方式固定粘扣带钩面。

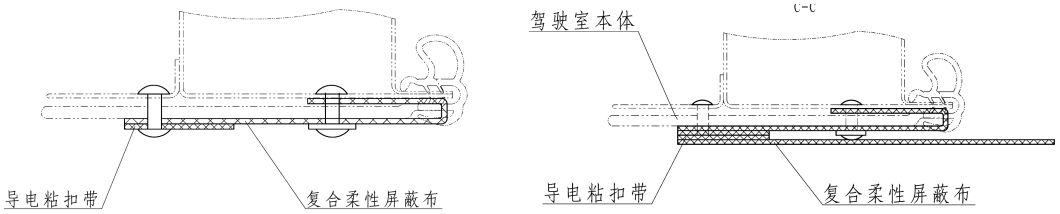
车门周圈轮廓复杂、曲面弯折多，若采用整体式长条粘扣带布置，易出现局部拱起、褶皱、贴合不实等问题。为了保证全周圈粘接牢靠性和导电连续性，粘扣带采用分段式固定，在车门圆角、不平直位置使用多段短尺寸粘扣带过渡；贴合结构边界，对车门锁止结构、防下沉限位结构、内饰凸起等功能干涉区域进行合理避让；侧围下护板上沿为平整可靠粘接固定平面；门槛压板位置直接固定于钣金，进一步提升装配牢靠度。粘扣带本体安装结构如图 5 所示。



(a) 粘扣带安装图　　(b)粘扣带实车安装图

图 5　粘扣带本体安装结构示意图

从屏蔽导电结构角度分析，通过屏蔽帘自身搭接、帘体与粘扣带缝制连接、各段粘扣带对接贴合等，已实现屏蔽帘自身导电连续。但导电粘扣带布置于内饰板外侧，内饰板介于粘扣带与驾驶室本体之间，导致导电粘扣带无法直接与车身导通，形成电磁屏蔽闭环。为实现导电粘扣带与驾驶室本体的电连接，采用以铜镍复合柔性屏蔽布为基材的包边导通结构设计，将屏蔽布单侧边缘与导电粘扣带重叠缝制固定，保证面与面的导电接触；另一侧向内弯折延伸至内饰板内侧，通过内饰与车门密封条装配压紧，使屏蔽布直接贴合车身金属基体，从而建立“屏蔽帘—粘扣带—屏蔽布—车身钣金”的完整导电通路，实现与驾驶室本体的电连接。粘扣带导电连接结构如图 6 所示。



(a) 屏蔽布安装图　　(b)屏蔽帘安装图

图 6　粘扣带导电连接结构示意图

4 防泄漏措施验证

4.1 屏蔽帘使用方便性验证

按本文方案设计屏蔽帘并进行实车装配和使用验证，在车门关闭后，驾驶员和乘员在驾驶室内部可顺利完成屏蔽帘的粘接固定，屏蔽帘整体粘接牢靠，使用完毕后可快速撕拉，折叠后存放于收纳袋，操作便捷。

4.2 屏蔽帘屏蔽效果验证

加装车门屏蔽帘后，同一车辆、相同操作条件、相同测点（测试点位如图 7 所示）进行重复测量，得到以下实验数据：

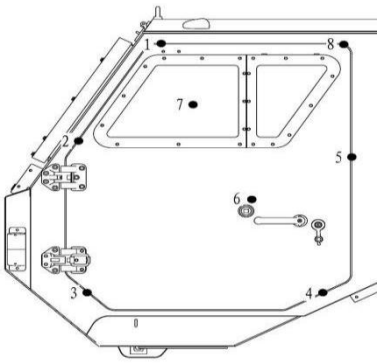


图 7　驾驶室侧面测试点位示意图

表 1　屏蔽帘安装前后车门附件测点电磁屏蔽效能对比

测量点位	单位：dB 未安装屏蔽帘屏蔽效能	安装屏蔽帘屏蔽效能
1	36	52
2	48	62
3	42	49
4	43	49
5	47	53
6	38	55
7	55	61
8	39	56

实验数据表明，车门屏蔽帘的安装大大提升了车门位置的屏蔽效能。

5 结束语

本文针对某车型驾驶室车门位置电磁屏蔽效能不稳定问题进行结构模块化补充，完成车门易泄漏区二次屏蔽的结构设计，该方案结构简洁，装配便捷，既满足整车电磁屏蔽设计指标，又适配量产落地需求，同时此设计形成的对电磁屏蔽二次封堵的思路可推广应用于平台车型及存在同类屏蔽缺陷的结构，为车身电磁屏蔽提供正向设计参考。

参考文献：

[1] 段玉康.方舱电磁屏蔽技术研究[D].电子科技大学,2009.

[2] 程明,辛吉,尹春明,等.方舱舱门电磁屏蔽材料设计及屏蔽效能分析[J].科技与创新,2025,(6):91-94.

[3] 章琦,高鼎涵,王煌.军用电磁屏蔽方舱转接孔口的屏蔽设计[J].新技术新工艺,2019,(6):56-58.

[4] 赵曌,徐中明,贺岩松,等.铰链对车门缝隙电磁屏蔽特性影响分析[J].汽车工程学报,2014,4(1):68-73.

[5] 徐中明,杜明磊,丁良旭,等.汽车车身缝隙的电磁屏蔽特性仿真研究[J].汽车工程,2011,33(8):723-727+737.

[6] 孙妍妍,陈锟,张咏,等.镀铜棉织物的制备及其电磁屏蔽性能研究[J/OL].化工新型材料.

[7] Zhang L Q, Pan Y F, Yin D W, et al. Hierarchical flexible Cu/carbon fiber cloth based-composites with for electromagnetic interference shielding and Joule heating[J]. Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, 2026, 750: 141463.

[8] 吴博,余波,夏磊,等.电磁屏蔽方舱设计规范[J].新技术新工艺,2023,(9):44-48.

[9] 毛盛棣,苗瑞丰,兰笛,等.用于电磁干扰屏蔽和电磁波吸收的柔性电磁防护材料的进展与挑战[J].物理化学学报,2026,42(6):9-63.

某大行程独立悬架越野车转向梯形设计优化

林含潇[1]，帅顺鑫[1]，张继五[1]，秦帆[1]，李念平[1]

陕西重型汽车有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：转向系统属于车辆安全系统，转向梯形结构设计是确保车辆精准转向与行驶稳定的多目标协同寻优过程，文章以某型大行程独立悬架越野车为例，介绍转向系统断开式梯形结构设计原理、关键零部件选型、最小转弯直径指标分析等内容，同时通过 ADAMS 软件搭建转向系统模型，建立目标优化函数，对转向梯形内外轮转角、传动角、球销摆角等参数进行仿真与优化分析。结果表明优化后内外轮转角关系与阿克曼定理更接近，梯形传动角及球销摆角符合设计要求。

关键词：转向梯形；传动角；转角关系匹配；ADAMS

中图分类号：U463.4

Optimization of the Trapezoidal Steering Design for a Large Independent Suspension Off-Road Vehicle

Lin Hanxiao[1], Shuai Shunxin[1], Zhang Jiwu[1], Qin Fan[1], Li Nianping[1]

Shaanxi Heavy Duty Automobile Co.,Ltd.，Xian 710200，China

Abstract: The steering system is a vehicle safety system, and the design of a trapezoidal steering structure is a multi-objective collaborative optimization process to ensure precise vehicle steering and driving stability. This article takes a certain type of large-travel independent suspension off-road vehicle as an example, introducing the principles of a disconnected trapezoidal steering system design, the selection of key components, turning diameter indicators, etc. and uses ADAMS software to build a steering system model and the target optimization function to simulate and optimize parameters such as the steering angles of the inner and outer wheels of the trapezoid, transmission angles, and ball joint tilt angles. After optimization, the relationship between the inner and outer wheel steering angles is closer to Ackermann's theorem, and the trapezoidal transmission angles and ball joint tilt angles meet design requirements.

Key words: Switch to trapezoid; Transmission angle; Steering angle relationship matching; ADAMS

1 前言

转向系统既是车辆安全系统之一，也是保障车辆操稳性的关键因素[1-2]。在极端工况与复杂作业的重载越野车辆领域，采用大行程独立悬架已成为提升车辆机动性的核心手段。悬架大行程赋予了车轮较大的上下跳动空间，但与此同时也对转向系统提出了更高的要求，在大行程工况下，转向系统需在维持较理想的阿克曼转向几何关系的同时减少转向干涉与轮胎偏磨。为与其适配，该类型车辆往往采用断开式转向梯形结构[3-4]。

转向梯形结构设计是一项动态的、多目标协同优化的系统工程[5]。与大行程独立悬架配合的转向系统在设计时除了关注转向过程中车轮内外转角匹配关系、前束，也需关注转向梯形传动角、连

接球销摆角变化情况。转向梯形传动角过大或者过小会降低转向系统的传递效率，球销摆角单侧超限等情况会导致球销磨损加剧，梯形可靠性下降，不利于车辆的长期使用与维护。

以某型越野车为例，根据最小转弯直径指标，简述断开式转向梯形设计原理，对转向系统关键部件转向器进行选型，并采用 Adams 软件对转向梯形进行仿真分析，保证转向系统设计的合理性。

2 转向系统设计

2.1 设计流程

转向系统设计与布置主要是根据最小转弯直径、整车参数以及空间布置初步进行梯形结构型式、转向器零部件选型等设计，然后根据车轮转角与悬架硬点参数完成转向梯形硬点设计，最后对转向系统设计参数进行校核与优化[6-7]。

2.2 原地转向阻力矩

车辆在不同路面转向行驶时受到的转向阻力矩大小不等，地面摩擦系数、车速、轮胎气压、转向桥轴荷等参数都会影响地面对轮胎产生的转向阻力矩，该值难以被精确计算，往往采用估算或者测量方法获得。由于车辆行驶时产生的转向阻力矩小于车辆原地转向阻力矩，因此，一般对转向系统关键零部件转向器选型时，以静态原地转向阻力矩为参考进行匹配。本文某型越野车转向桥满载轴荷约为 5t，静态原地转向阻力矩 M 可按以下半经验公式进行计算：

$$M = \frac{\mu}{3}\sqrt{\frac{G_i^3}{P_t}} \tag{1}$$

式中，M 为单侧轮胎转向阻力矩，μ为轮胎与路面之间的摩擦系数，取$\mu = 0.7$；P_t为轮胎气压，为 0.38Mpa；G 为转向桥满载轴荷；由式（1）可计算出转向静态原地转向阻力矩 M=4105N·m，根据转向梯形结构，计算得转向器的输出力矩应不小于 4721N·m，考虑转向器的效率与市场现有产品，可选择输出扭矩为 6000N·m 的转向器。

2.3 最小转弯直径与转角分析

最小转弯直径是评价车辆通过性的关键几何参数。当车辆以较低车速稳定行驶，转向盘位于极限位置保持不变，且转向系统处于无干涉状态时，车辆转向外轮中心平面在路面上留下的轨迹圆直径即为最小转弯直径，可由以下公式进行求解：

$$D_{\min} = 2(\frac{L}{sin\alpha_{外\max}} + a)$$

式中，L 为车辆轴距，L=3500mm；a 为车轮转臂；$\alpha_{外\max}$为转向桥外轮最大转角；D_{min} 为最小转弯直径。

该车车型为单前桥转向，根据阿克曼定理，内外轮理论转角满足下列关系：

$$cot\alpha_{外} - cot\alpha_{内} = \frac{K}{L}$$

式中，K 为左右两主销中心线延长线与地面交点之间的距离，K=1680mm。

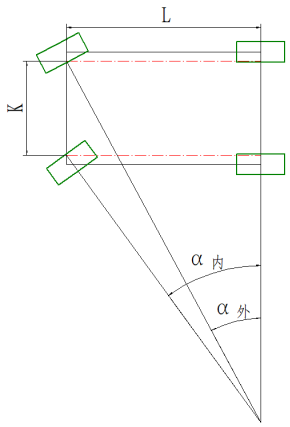


图 1　车轮理论转角分析

该车型最小转弯直径指标值为 18m，根据指标值设计最大内轮转角为 36°，由阿克曼定理可计算得$\alpha_{外\ max}$=28.3°，将该值带入最小转弯直径计算公式可得 D_{min}=15.3m，该设计值满足最小转弯直径指标。

2.4 转向梯形设计

2.4.1 球销摆角

车辆在转向运动过程中，断开点和节臂点处的球销在转动过程中，球销轴线与横拉杆轴线形成的角度不断变化。球销摆动角度超过球销允许角度、单侧摆角超限、上下跳转球销摆角不均匀等情况需尽量在设计转向系统时规避，以保证转向系统整体性能。该车型断开点和节臂点球销最大允许周向角度为 70°，单侧摆动范围为 35°，即球销轴线与横拉杆轴线夹角范围为 55~125°，球销与横拉杆夹角关系示意图如下。

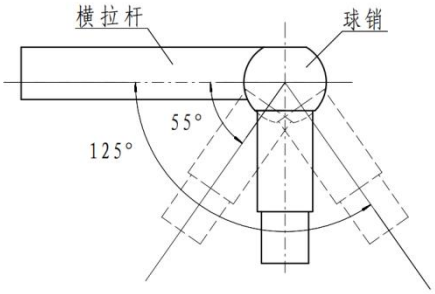


图 2　球销与横拉杆夹角关系

2.4.2 转向梯形硬点设计

前束角是车轮定位参数之一，其对汽车的操纵稳定性、转向系统性能具有重要影响。在车轮跳动过程中，由于转向拉杆的作用，左、右车轮会产生绕主销的转动，从而引起前束角的变化[8]。

为配合独立悬架型式，该本文车型的转向梯形采用断开式结构，在进行转向梯形设计时，需要合理选择梯形断开点的位置保证车轮跳动时前束角的变化尽可能小，从而减轻对转向产生的影响。在设计过程中，一般采用图解法，即三心定理确定断开点的位置[9]。

图解法确定横拉杆断开点位置的方法如图 2 所示。其中 A 点是悬架下横臂主销中心，B 点是悬架上横臂主销中心，KA 点是悬架下横臂销轴中心，KB 点是悬架上横臂销轴中心；S 点为转向节臂点。转向梯形断开点的具体分析过程是：

1）延长 K_BB 与 K_AA，交于 AB 的瞬心 P 点，连接直线 PS。

2）延长直线 AB 与 K_AK_B，交于 Q_{AB} 点，连接 PQ_{AB} 直线。

3）连接 B 和 S 点，延长直线 BS。

4）作直线 PQ_{BS}，使直线 PQ_{AB} 与 PQ_{BS} 间夹角等于直线 PK_A 与 PS 间的夹角。当 S 点低于 A 点时，PQ_{BS} 线应低于 PQ_{AB} 线。

5）延长 $Q_{BS}K_B$,与 PS 相交于 D 点，此 D 点便是横拉杆断开点的理想位置。

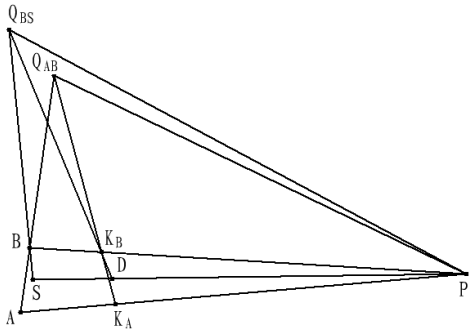


图 3　图解法确定横拉杆断开点位置

根据三心定理及悬架硬点参数，可求解断开点坐标，结合整车空间布置安排，初步设计转向梯形硬点坐标，以左转向梯形为例，其硬点坐标如下表 1 所示。

表 1　转向梯形硬点坐标

	X	Y	Z
节臂点	730	480	305
断开点	245	550	305
中间点	230	446	407
固定点	239	513	563

上述表格中 X 坐标表示距汽车中心线距离，Y 坐标表示距地面的距离，Z 坐标表示距前桥中心面的距离。

3 转向系统仿真优化

3.1 ADAMS 仿真模型

本文车型转向桥机构布置简图如下图所示。图中 M 点表示转向机拉杆和转向器的连接点，E 点和 E' 点表示摆臂轴位置，T 点和 T' 点表示转向梯形和轮边的连接点，MN 为转向机拉杆，OO' 为中间拉杆，DEN 为左摆臂，D'E'为右摆臂，SD、S' D' 为转向梯形左右横拉杆。

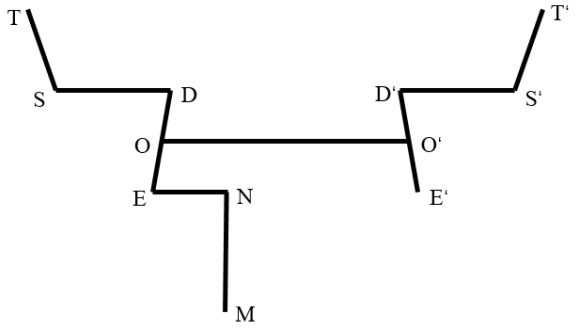


图 4　转向梯形结构示意图

在 ADAMS 中采用参数化点的方式对转向梯形建模，模型中的各部件以位置坐标表示。根据初步设计的硬点坐标，在 ADAMS 仿真软件中搭建转向梯形仿真模型如图 5 所示。

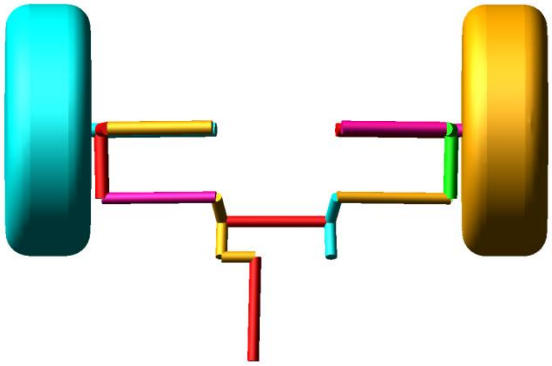


图 5　转向梯形仿真模型

3.2　仿真分析

在 ADAMS 软件中建立转向梯形仿真模型后，创建函数测量转向梯形内外轮转角，前束角，节臂点球销摆角、传动角，断开点球销摆角、传动角等参数。由于转向系统左转与右转车轮角度变化一致，在左摆臂轴处建立旋转驱动函数，模拟车辆左转向情况，内轮最大转角为 36°，在左右车轮各建立跳动驱动函数，模拟左右车轮上下跳，该车型悬架总行程为 400mm，上跳最大行程为 220mm，下跳最大行程为 180mm。

根据悬架参数和转向硬点参数进行仿真，以左轮作为观察对象，设置仿真驱动时间为 1s、步数为 50，转向梯形外轮转角、前束角、节臂点球销摆角、转角以及断开点球销摆角、转角仿真结果如下。

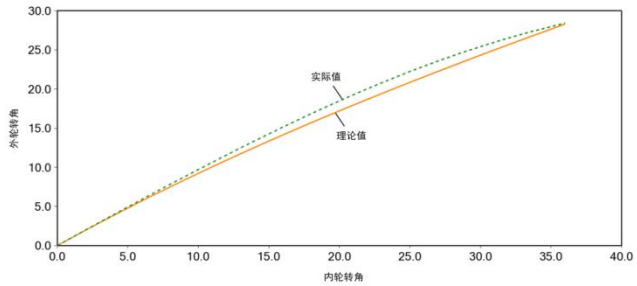


图 6　转向时外轮实际与理论转角关系

分析数据可得，转向过程中车辆外轮转角理论值和仿真值最小误差为 0，最大值为 1.39，平均误差为 0.72；且随着内轮转角的增大，外轮转角理论与实际的差值并不是呈递增的趋势，而是先上升后下降，最大误差值并不在最大转角处。

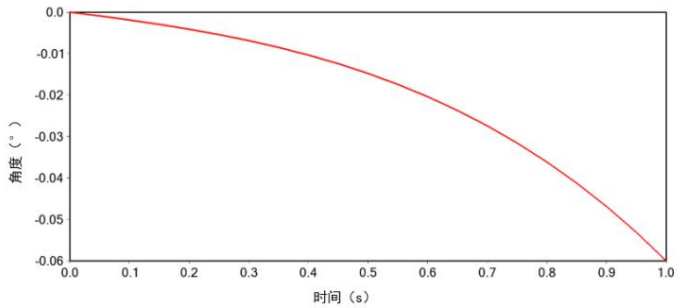


图 7　车轮上跳时的前轮前束角变化情况

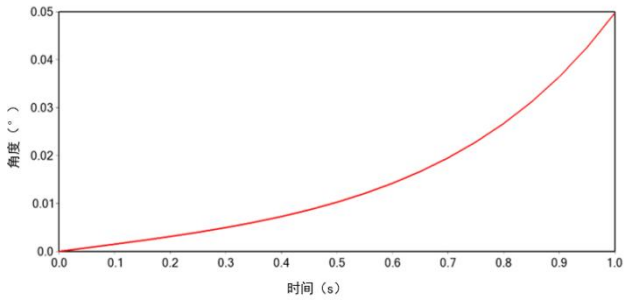


图 8　车轮下跳时的前轮前束角变化情况

从图 7、图 8 可得，车轮上跳至极限 220mm 时，前束角最大变化值为 0.06°，车轮下跳至极限 180mm 时，前束角最大变化值为 0.0497°，前束角最大值均较小，初步选择的梯形断开点符合设计要求。

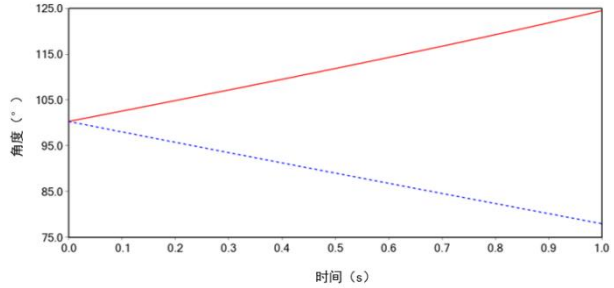


图 9　断开点球销摆角变化

图 9 中，红色实线表示车轮左转且下跳至极限时，断开点球销摆角的变化；蓝色虚线表示车轮左转且上跳至极限时，断开点球销摆角的变化。

由图 9 可知，断开点球销实际摆角范围为 46.5°，上跳转至极限过程摆角变化值为 24.2°，下跳转至极限过程摆角变化值为 22.3°，摆角变化差值为 1.9°。两侧摆角变化差值不大，但是车轮左转且下跳至极限时，断开点球销与横拉杆夹角约 125°，单侧球销角度接近极限，长期使用影响球销性能，该夹角具有优化的空间。

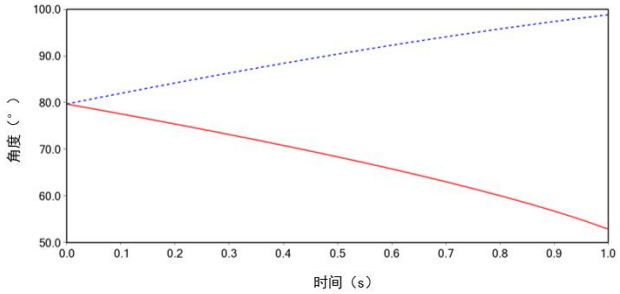


图 10　节臂点球销摆角变化

图 10 中，红色实线表示车轮左转且下跳至极限时，节臂点球销摆角的变化；蓝色虚线表示车轮左转且上跳至极限时，节臂点球销摆角的变化。

由图 10 可知，节臂点球销实际摆角范围为 45.9°，上跳转至极限过程摆角变化值为 19.1°，下跳转至极限过程摆角变化值为 26.8°，摆角变化差值为 7.7°。节臂点处球销上下跳转摆角变化不均匀，且在下跳转时球销与横拉杆角度为 53°，超过球销使用角度范围，设计不合理，具有优化空间。

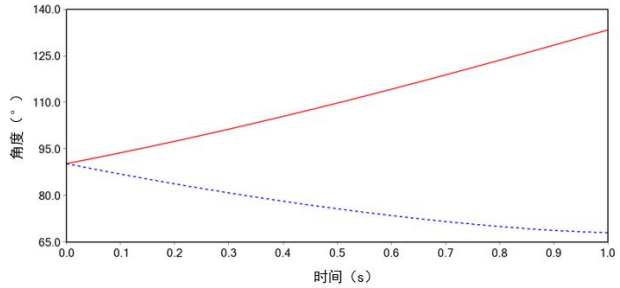


图 11　断开点传动角变化

图 11 中，红色实线表示车轮右转至极限时，断开点传动角的变化情况；蓝色虚线表示车轮左转至极限时，断开点传动角的变化情况。

由图 9 可知，在左右转向过程中，断开点处传动角最大值为 133.3°，最小值为 68°，该处传动角满足设计要求。

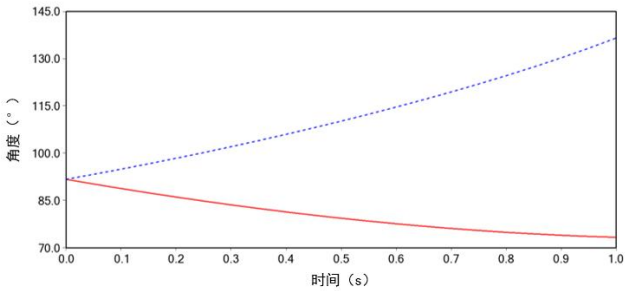


图 12　节臂点传动角变化

图 12 中，红色实线表示车轮右转至极限时，节臂点传动角的变化情况；蓝色虚线表示车轮左转至极限时，节臂点传动角的变化情况。

由图 12 可知，在左右转向过程中，节臂点处传动角最大值为 136.5°，最小值为 73.4°。节臂点处传动角最大值超过 135°，梯形机构传动效率较低，不利于转向。

3.3 设计优化分析

3.3.1 外轮转角与传动角优化

利用 ADAMS 软件所提供的优化设计功能，本文首先以节臂点坐标值 $Z_{节}$、断开点坐标值 $Z_{断}$、中间点坐标值 $X_{中}$、$Z_{中}$和固定点坐标值 $X_{固}$、$Z_{固}$为设计变量，考虑转向机构空间位置的布置、结构等因素，设计变量的限制范围如下：

$$300 \le Z_{节} \le 340$$

$$270 \le Z_{断} \le 310$$

$$210 \le X_{中} \le 250$$

$$395 \le Z_{中} \le 435$$

$$230 \le X_{固} \le 260$$

$$555 \le Z_{固} \le 570$$

优化目标为转向外轮转角理论值与仿真值的差值绝对值、节臂点及断开点转向过程中的传动角

值，具体优化目标函数如下：

$$\left|\alpha_{外理}-\alpha_{外仿}\right|\leq 1.3$$

$$45°\leq\left|\theta_{节}\right|\leq 135°$$

$$45°\leq\left|\theta_{断}\right|\leq 135°$$

式中，$\alpha_{外理}$为通过阿克曼定理计算的转向过程中转向桥外轮理论转角；$\alpha_{外仿}$为转向过程中转向桥外轮实际转角；$\theta_{节}$为转向过程中节臂点传动角；$\theta_{断}$为转向过程中断开点传动角。

仿真优化后梯形硬点坐标如下表 2 所示，外轮实际与理论转角关系、节臂点传动角变化、断开点传动角变化如下图所示。

表 2　优化后转向梯形硬点坐标

	X	Y	Z
节臂点	730	480	335
断开点	245	550	275
中间点	215	446	420
固定点	255	513	560

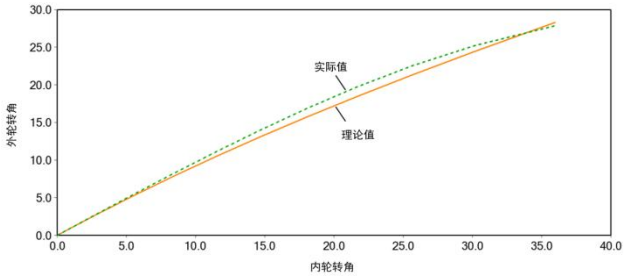


图 13　优化后转向时外轮实际与理论转角关系

分析图 13 可得，通过优化上述设计变量可以将转向过程中外轮实际转角与阿克曼理论转角差值减少至 1.17，转角差值的平均误差减少至 0.49，设计的内外轮转角变化更接近阿克曼理论，相比优化前在常用转角区间内，轮胎单侧磨损情况减轻。

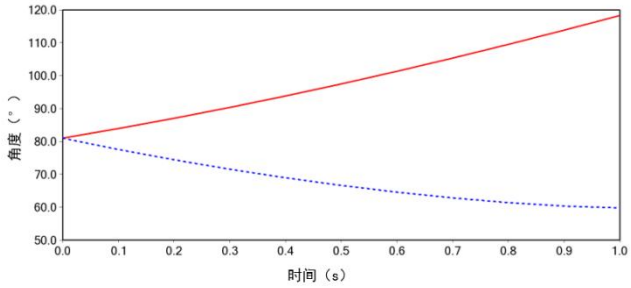


图 14　优化后断开点传动角变化

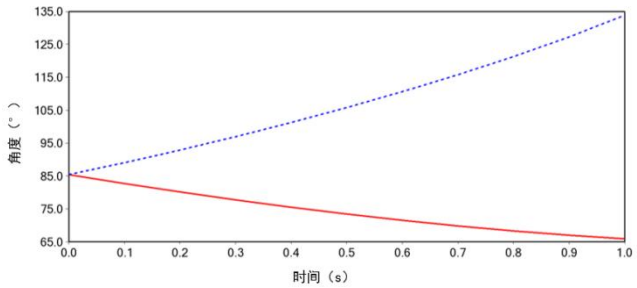


图 15　优化后节臂点传动角变化

分析图 14、图 15 可得，车辆转向过程中断开点处传动角最大值为 118.3°，最小值为 68.1°，节臂点处传动角最大值为 133.8°，最小值为 65.9°，通过优化上述参数，梯形传动角可控制在 45°至 135°区间，保证转向系统的整体传递效率，满足设计要求。

在对梯形转角等参数进行优化时，断开点的点位改变，因此需再次分析校核前束角的变化情况，优化后梯形硬点的前束角变化仿真情况如下图所示。

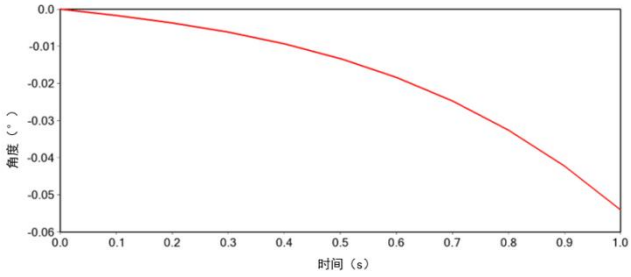


图 16　优化后车轮上跳时的前轮前束角变化情况

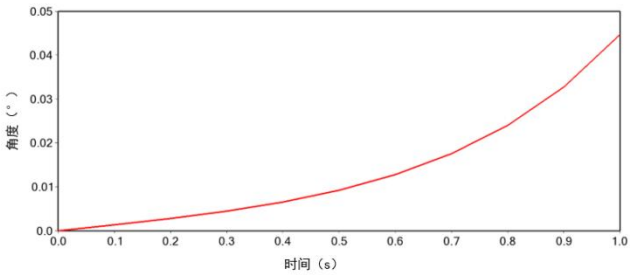


图 17　优化后车轮下跳时的前轮前束角变化情况

分析图 16、图 17 可得，点位优化后，车轮上跳至极限 220mm 时，前束角最大变化值为 0.0541°，车轮下跳至极限 180mm 时，前束角最大变化值为 0.0447°，前束角仍符合设计要求。

3.3.2 球销摆角优化

一般情况下，当球销摆角满足设计要求时，节臂或摆臂与球销配合的安装面与地面平行；当摆角不满足要求时，尤其是当单侧摆角使用超限时，通过对节臂或摆臂与球销配合的安装面倾斜角度从而对球销摆角使用范围进行调整，使其满足设计要求。通过上述方法对球销摆角的优化结果如下。

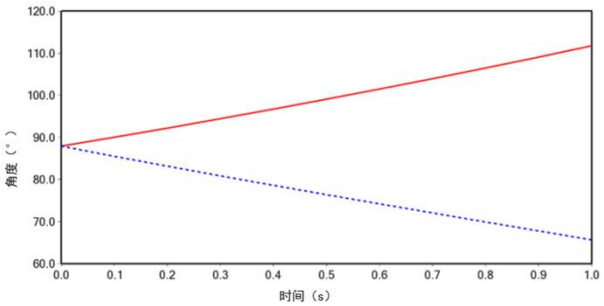


图 18　断开点球销摆角变化

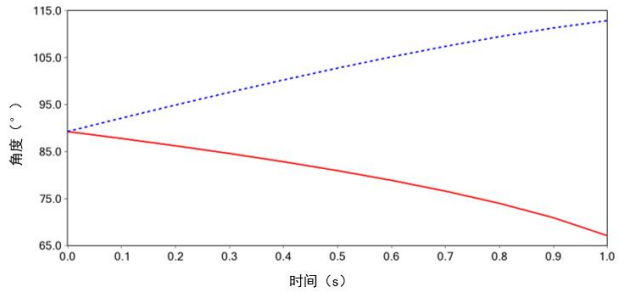


图 19　节臂点球销摆角变化

分析图 18、图 19 可得，车辆在悬架跳动与转向综合过程中，断开点球销与横拉杆夹角最大值为 111.7°，最小值为 65.6°，上跳且左转至极限时摆角变化为 23.9，下跳且左转至极限时摆角变化为 22.3°；节臂点球销与横拉杆夹角最大值为 112.9，最小值为 67.1，上跳且左转至极限时摆角变化为 23.6，下跳且左转至极限时摆角变化为 22.2°。通过优化，节臂点和断开点球销摆角均不超限，且两侧摆角变化差异较小，满足设计要求。

4 结语

本文以某大行程悬架越野车为例，对转向系统指标进行校核，完成转向系统关键件匹配选型计算，最后采用 Adams 软件搭建转向梯形仿真模型，对转向梯形内外轮转角、传动角、球销摆角进行优化分析。优化后外轮转角实际值与理论值更接近，轮胎单侧磨损情况减轻；转向系统传动角及球销摆角在设计范围内，满足传动效率，保证了转向系统设计的合理性，对同类型车辆转向系统设计具有一定参考意义。

参考文献：

[1] 辛庆锋,姜军平,叶明瑞,等.转向梯形布置位置对整车操稳性能的影响研究[J].小型内燃机与车辆技术,2024,53(3)13-17.

[2] 王万顺,梁阿南.转向梯形机构的分析及优化[J].装备维修技术,2022,(4)46-52.

[3] 贺龙飞,侯永红,杨志俊,等.特种重型高机动底盘转向系统的设计[J].车辆与动力技术,2023,(3)37-40+46.

[4] 王万顺,梁阿南.转向梯形机构的分析及优化[J].装备维修技术,2022,(4)46-52.

[5] 袁梓恒,周亮,晏磊磊,等.某多轴载重汽车转向桥转角关系匹配的优化设计[J].专用汽车,2025,(1)20-23.

[6] 王佳冰,张浩,冯志国,等.某车型转向系统匹配设计[J].汽车实用技术,2024,49(12)80-82+106.

[7] 孙保群,何龙,夏光.基于 ADAMS 的平衡重式叉车转向系统建模与优化设计[J].合肥工业大学学报(自然科学版),2016,39(9)1158-1162.

[8] 王霄锋.汽车悬架和转向系统设计[M].北京:清华大学出版社,2015.

[9] 韩振.基于 ADAMS 的转向系断开点设计研究[J].科学技术创新,2021,(17)11-12.

重型越野汽车驾驶室雷达隐身造型优化设计

史文钰，祁磊，刘常青，刘星星

陕西重型汽车有限公司汽车工程研究院，陕西 西安 710200

摘　要：随着现代战争加速向信息化、智能化方向演进，战场环境日益复杂，各类先进探测技术不断涌现。重型越野汽车面临高分辨、多频段雷达的探测威胁，生存能力受到严峻挑战，传统伪装方式已难以适应多变的战场环境，亟需针对雷达侦察环境开展针对性隐身设计。本文以某重型越野汽车驾驶室为例，基于雷达隐身设计原理，采用物理光学法进行 RCS 仿真，分析其散射特性；在保证驾驶室硬点尺寸基本不变的前提下，提出了一种低雷达散射驾驶室造型方案。与原驾驶室造型相比，低雷达散射驾驶室在三个频段的 RCS 下降了 5.9～9.6dB，证明所用造型方法有效，提升了重型越野汽车的雷达隐身性能。

关键词：重型越野汽车；雷达隐身；RCS 仿真；物理光学法

Radar Stealth Shape Optimization for aHeavy Off-Road Vehicle Cab

SHI Wenyu，QI Lei，LIU Changqing，LIU Xingxing

Shaanxi Heavy Duty Automobile Co., Ltd. Automotive Engineering Research Institute, Xi'an, Shaanxi 710200

Abstract: As modern warfare accelerates its evolution toward informationization and intelligence, the battlefield environment is becoming increasingly complex, and a variety of advanced detection technologies are constantly emerging. Heavy off-road vehicles are exposed to detection threats from high-resolution, multi-band radars, and their survivability is facing severe challenges. Traditional camouflage methods can hardly adapt to the ever-changing battlefield environment, making it imperative to carry out targeted stealth designs based on radar reconnaissance conditions. Taking the cab of a certain heavy off-road vehicle as an example, this study employs radar stealth design principles and the physical optics (PO) method to conduct radar cross section (RCS) simulations and analyze its scattering characteristics. A low-RCS cab styling scheme is proposed while keeping the cab hardpoint dimensions essentially unchanged. Compared with the original cab styling, the RCS of the low-RCS cab decreases by 5.9–9.6 dB in three frequency bands, demonstrating the effectiveness of the proposed styling method and improving the radar stealth performance of heavy off-road vehicles.

Keywords: Heavy off-road vehicles, radar stealth, radar cross-section simulation, physical optics

0 引言

地面武器装备会面临多频谱、多通道、高分辨率等特性的雷达探测，比如收到来自空中无人机监视雷达、直升机跟踪雷达、机载激光雷达的搜索与测距；陆基战场的厘米波监视雷达，以及反坦克导弹的毫米波制导雷达等多方位的准确识别与精确打击，车辆的生存能力受到了严峻的挑战，车辆需要基于雷达侦查环境进行针对性的隐身设计。现阶段，以坦克装甲车辆为代表的地面机动平台

已经融合了部分隐身设计。[1]重型越野汽车是地面机动平台有效组成部分，可为主战武器提供搭载平台，多处于战争前沿，面临高分辨、多频段等特性的雷达探测，生存能力受到了严峻的挑战。传统伪装方式无法满足多变的生存环境，重型越野汽车需要基于雷达侦察环境进行针对性的隐身设计。

现今汽车隐身设计主要聚焦于材料和造型两大方面[2]。材料方面，虽然隐身涂料和复合材料材料的应用能有效降低特定频段的反射截面积(RCS)，但受限于物理机制的根本局限和全频段挑战，其无法单独消除主导雷达回波，通常仅作为辅助手段[3-6]。相比之下，基于造型的系统低可探测性设计正成为未来高生存能力车辆形态的决定性因素[7]。

低雷达散射截面（RCS）外形技术是实现武器系统高性能隐身的最直接、最有效的手段。其应用原则是，在保证总体技术要求的前提下，将目标强散射中心转化为弱散射中心，或将其移出雷达威胁主波束覆盖区域。具有隐身造型设计的坦克、战车、战机以及战舰都有着尽可能简洁的外形，以及多边形或者曲线的表面光顺处理，呈现出低特征、多面体、隐藏式的设计[8]。

现阶段以坦克为代表的地面机动平台，已经融合了部分隐身造型设计。重型越野汽车属于大尺寸目标，其驾驶室具有较强的雷达散射特征，目标源很容易被地基、空基雷达捕获，面临极大的生存压力[9],但针对重型越野汽车驾驶室的低雷达探测造型设计尚存不足。鉴于此，本研究以某重型越野汽车原驾驶室造型RCS分析为基础，分析其雷达散射特性，建立低雷达散射驾驶室模型，采用物理光学法(physical optics，PO)，计算特定擦地角和方位角的雷达散射截面(RCS)曲线，对比分析两者RCS在重点关注角域的平均值变化，得出更优的低雷达散射驾驶室造型方案，提高重型越野汽车的雷达隐身性能。

1 车辆雷达隐身技术简介

隐身，也称为低可观察性，旨在降低敌人检测到物体（通常是车辆）的可能性。军队使用各种系统定位和跟踪目标手段，对目标源进行探测。隐身的工作原理是降低车辆对这些传感器的能见度。

车辆的雷达隐身能力是指其向雷达接收器方向反射雷达信号的能力。降低雷达反射截面（RCS）是车辆雷达隐身设计的主要目标。雷达隐身技术主要可分为外形隐身技术与材料隐身技术两大类别。前者通过优化目标的几何构型，改变雷达波的散射路径，以降低雷达散射截面；后者则利用吸波、透波或阻抗匹配等材料特性，实现对入射电磁波的有效吸收或偏转。雷达隐身技术的最终目标是通过减弱、抑制、吸收或偏转目标的雷达回波强度，从而在整体上降低目标的可探测性，使其难以被对方雷达系统发现与识别。

1.1 RCS 概念

雷达对目标照射所产生的回波强度通常用雷达散射截面积（RCS）来表征，是指目标受到雷达电磁波的照射后，向雷达接收方向散射电磁波能力的量度，它反映了目标的散射能力。

1.2 RCS 计算方法

针对电大尺寸散射目标，计算方法需兼顾效率与精度，主要分为高频算法与基于并行计算的数值方法两类。前者适用于快速近似求解，后者通过并行计算实现高精度分析，二者互为补充。高频算法基于高频近似理论，包括物理光学法、物理绕射理论、等效电流方法及射线追踪法等，具有计算效率高的显著优势，适用于电大尺寸目标的快速分析。相比之下，基于并行计算技术的数值方法，如并行多层快速多极子算法（PMLFMA）与时域有限差分法（FDTD），虽能提供较高的计算精度，但计算效率有所降低，对于结构复杂的电大尺寸目标，甚至可能出现求解失效的问题。两类方法在效率与精度之间呈现互补关系，实际应用中需结合目标特征与计算资源加以权衡选择[10]。物理光学法与多层快速多极子算法在理论基础上具有一致性，均源于积分方程框架。二者核心区别在于，多层快速多极子算法全面考虑所有源点与场点之间的电磁相互耦合，而物理光学法则仅保留源、场重合条件下的强自耦合作用，对计算过程进行了适度近似。该近似虽在一定程度上降低了求解的严格性，但保留了多层快速多极子算法在精度方面的部分优势，同时显著提升计算效率，尤其适用于电大尺寸目标的散射分析。就所研究的重型越野汽车驾驶室目标，从实际工程应用角度出发，为兼顾计算效率与求解精度，采用物理光学法开展分析。

1.3 外形隐身改进的电磁散射影响分析方法

一般情况下，基于目标雷达散射截面（RCS）曲线的分布特征，结合特定角域内的算术均值或

几何均值开展电磁散射特性分析，该方法仅在一定程度上反映目标的电磁隐身性能，难以有效解构外形、材料、结构等具体技术手段对隐身效果的贡献，亦缺乏对频率、姿态等多维度因素影响关系的系统分析。针对地面车辆类目标，在传统分析方法的基础上，通过构建原驾驶室与低雷达散射驾驶室两类电磁模型，对比二者在同一角域内的 RCS 算术均值或几何均值，可系统揭示驾驶室电磁模型在该角域内的隐身性能影响规律。

一定角域内，目标 RCS 的算术均值$\bar{\sigma}$可表示为：

$$\overline{\sigma} = \frac{\sum_{i=1}^{N} \sigma_i}{N}$$

式中:N 为数据采样点数目;σ_i 为第 i 个入射角的 RCS 值，单位为 dBsm。基于本式，定义低雷达散射驾驶室电磁模型相对于对应原驾驶室电磁模型的减缩值为$\Delta\delta = \overline{\sigma_B} - \overline{\sigma_A}$。$\overline{\sigma_A}$式中：$\Delta\delta$为二者缩减值，dB;$\overline{\sigma_A}$、$\overline{\sigma_B}$分别为该角域上低雷达散射驾驶室电磁模型 A、原驾驶室电磁模型 B 的算术均值。

研究中，选择对应角域为重点关注角域或对研究目标隐身性能有重要影响的角域。在关注角域内，$\Delta\delta$＞0dB 时，地面车辆目标外形隐身措施有效，反之，降低了隐身性能。$\Delta\delta$反映外形隐身提高程度。

2 原驾驶室 RCS 仿真分析

2.1 原驾驶室模型

基于某型重型汽车驾驶室造型，建立了电磁分析简化模型，如图 1 所示，模型长宽高分别为 2.3m/2.5m/1.6m。

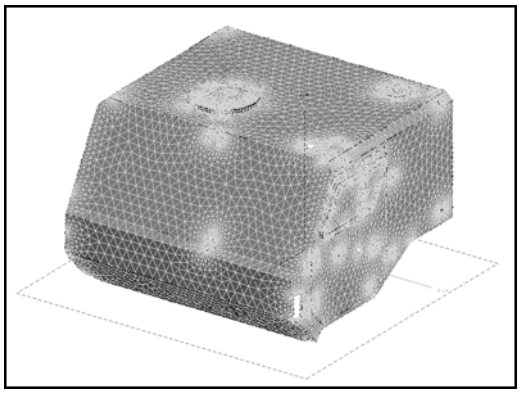


图 1　原驾驶室电磁模型

2.2 计算参数

雷达波段选用C、X、Ku波段的中心频点处频率，极化方式为HH和VV极化；以车身前视和侧视作为RCS计算视域，擦地角Ψ取 30°（俯仰角θ为 60°），方位角取-90°~90°，间隔 1°；以远场单站RCS值作为仿真结果，重点关注主要威胁区域（方位角-45°~45°）RCS分布，单位dBsm。雷达前向视域如图 2 所示：

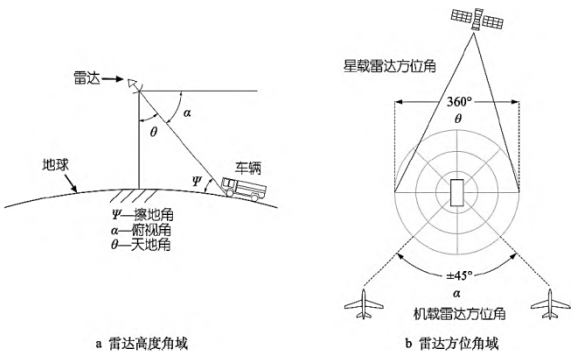
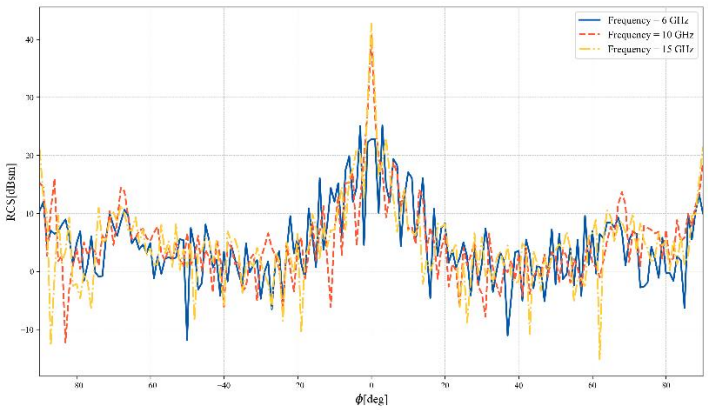


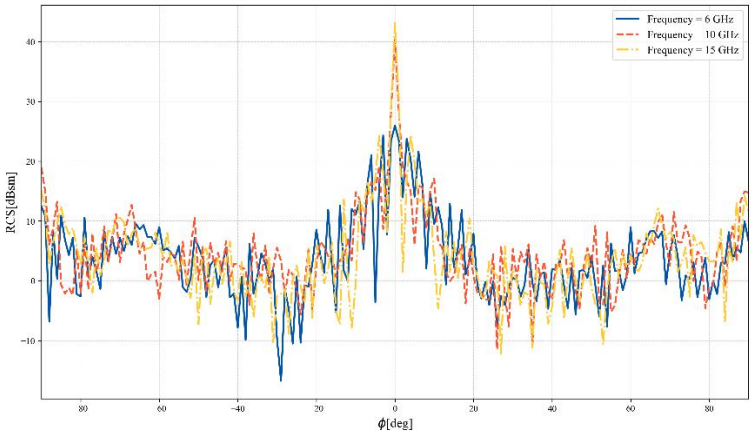
图 2　地面车辆目标雷达侦查角域

2.3 分析结果

原驾驶室在 C/X/Ku 频段中心频点处的 RCS 分布如图 3(a)和图 3(b)所示。



(a) HH 极化



(b) VV 极化

图 3　俯仰角 60°的原驾驶室 RCS 分布

原驾驶室 RCS 计算结果均值如下表 1 所示（方位角-45°~45°）。

表 1　原驾驶室 RCS 计算结果线性均值$\overline{\sigma_B}$统计表

频率（GHz）	水平极化 RCS 均值	垂直极化 RCS 均值
6	-6.0	-4.8
10	-8.7	-7.5
15	-9.8	-10.0

2.4 原驾驶室造型雷达散射特性分析

从图 3(a)和图 3(b)可以看出，在频率为 6、10、15GHz 时，原驾驶室在方位角-45°~45°的 RCS 曲线均存在 3-4 个大小不一的散射波峰。前向 0°散射波峰达到 40dBsm 以上，此处为驾驶室正前向结构，属于镜面散射；其余 RCS 波峰为驾驶室 A 柱、车窗玻璃、车门等结构散射的综合作用。

原驾驶室是一个近乎矩形的箱体，存在数个与地面垂直的大面积平坦表面，如驾驶室的正面与侧面，是巨大的强散射源。

车身表面装配物包括顶窗盖、上车扶手、车灯、风窗玻璃框、门窗框、车门锁把手、六角头螺栓等区域都具有不同的几何特征，包括平面、圆柱面、凹腔、角形结构、不连续表面、多棱边形体等，是弱散射源

驾驶室上侧围和顶盖、前围和顶盖、侧围和后围等形成的直角边缘、棱角都会产生尖端棱边绕射效应，其中一部分会返回雷达接收机。

以上散射信号叠加起来，会显著增加驾驶室的整体 RCS。

3 低雷达散射驾驶室造型设计

针对原驾驶室的强散射特性，通过避免镜面反射、腔体散射和边缘/尖点衍射的造型设计来降低RCS，具体为：

（1）强散射源控制：侧围、顶盖等大平面、顶窗盖与顶盖、风窗玻璃与前围等形成的二面角、圆柱体、三面角等。

采用倾斜设计：将风窗玻璃后倾改为前倾，将侧围由竖直改为内倾，避免90°正交平面，以削弱雷达回波信号强度。

采用一体化设计：封闭复杂区域凹腔结构，并尽量以直线段封闭复杂轮廓，减少外表面的凸起与内凹区域，使车身表面保持整洁和形态特征的连续性。

采用弱化散射设计：将顶盖、侧围的大平面改成多角度、外凸的连续多面形态，通过外表面轮廓倾角的调整，收敛回波峰值间距，避免耦合波峰，能够使其散射强度下降。

（2）弱散射源控制：将外凸的顶窗盖、风窗玻璃结构改为隐藏式，与前围和顶盖平齐；取消车外扶手，改为内上车扶手；将长直的直角棱边更改为短、斜的圆角棱边，降低棱边绕射；将三面相交形成的尖点改为球面、降低尖端绕射；将所有外露的六角头螺栓更改为沉头螺钉，降低台阶散射。

建立优化后的低雷达散射驾驶室造型简化方案电磁分析模型如图4所示，模型长宽高分别为2.3m/2.5m/1.6m，与原驾驶室保持一致。

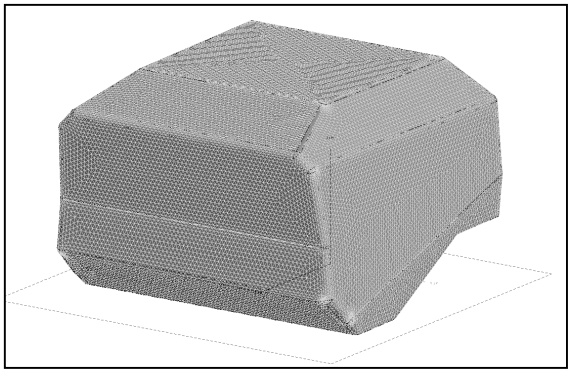
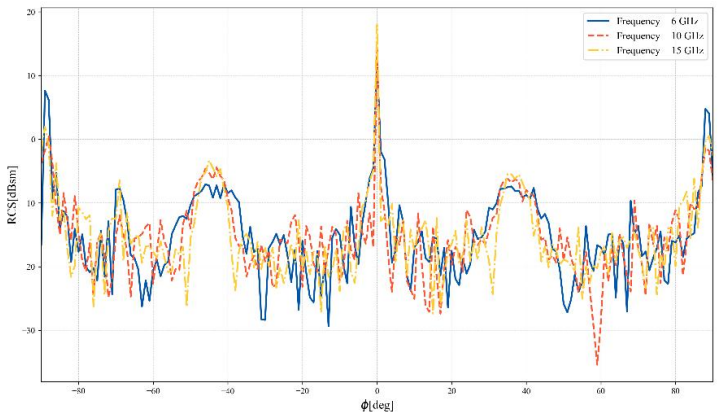


图4　低雷达散射驾驶室造型方案电磁分析模型

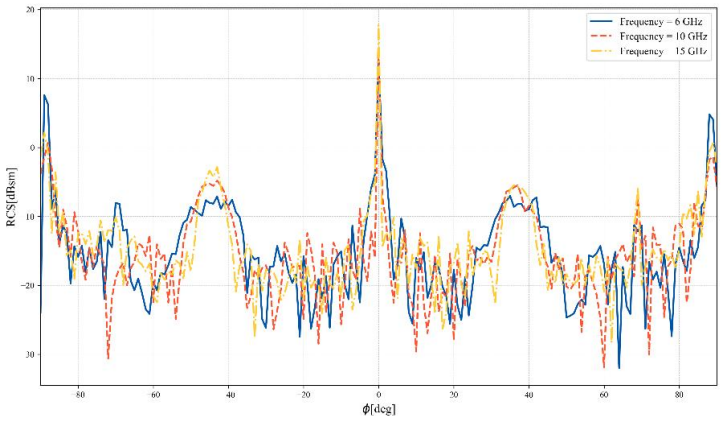
4 低雷达散射驾驶室造型方案 RCS 仿真分析

4.1 分析结果

对低雷达散射驾驶室模型RCS仿真的处理方式和计算参数与原驾驶室相同。低雷达散射驾驶室造型方案在C/X/KU频段中心频点处的RCS分布如图5(a)和图5(b)所示：



(a) HH 极化



(b) VV 极化

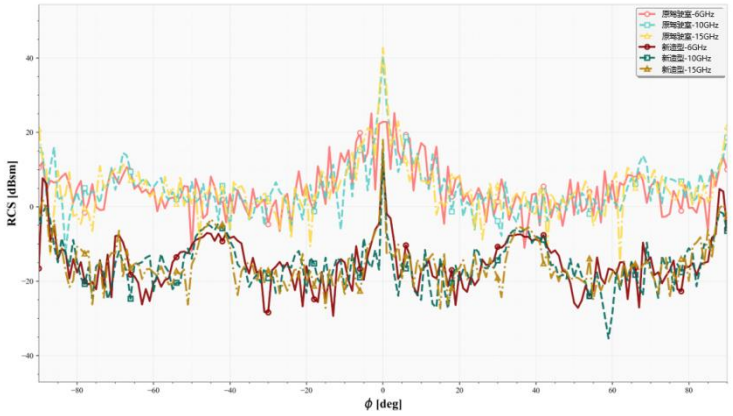
图 5 俯仰角 60°的低雷达散射驾驶室 RCS 分布

低雷达散射驾驶室 RCS 计算结果均值见表 2。

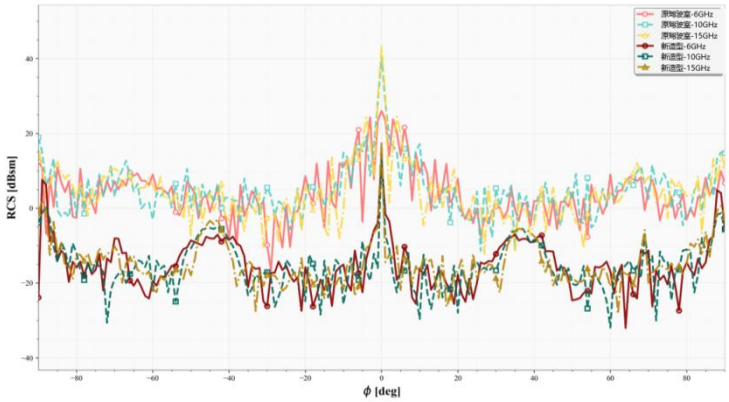
表 2　低雷达散射驾驶室 RCS 计算结果线性均值$\overline{\sigma_A}$统计表

频率（GHz）	水平极化 RCS 均值	垂直极化 RCS 均值
6	-14.3	-14.4
10	-16.1	-16.3
15	-15.7	-16.0

如图 6(a)和图 6(b)所示为低雷达散射驾驶室造型方案 RCS 分布与原驾驶室 RCS 分布的对比，低雷达散射驾驶室造型 RCS 总体散射强度下降，收敛了回波峰值间距，RCS 分布较为均衡连续。



(a) HH 极化



(b) VV 极化

图 6 两种造型驾驶室 RCS 分布对比

低雷达散射驾驶室与原驾驶室相RCS计算结果均值缩减值Δδ如下表 3 所示，可以看出低雷达散射驾驶室RCS在三个频点均下降，充分反映外形优化措施显著效果。

表 3　两驾驶室 RCS 计算结果线性均值缩减值Δδ统计表

频率（GHz）	水平极化 RCS 均值Δδ	垂直极化 RCS 均值Δδ
6	8.3	9.6
10	7.4	8.8
15	5.9	6

5 结论

本文针对具有较高 RCS 值的重型越野汽车驾驶室，通过强散射源与弱散射源控制，设计了一种低雷达散射驾驶室造型方案，通过采取驾驶室各表面倾斜布置、弱化平面和曲面的散射、简化形态轮廓等措施，运用 RCS 仿真技术，对方案进行 RCS 值计算与对比分析。仿真结果表明：与原驾驶室造型相比，新的造型方案 RCS 值明显降低，雷达特征信号得到较好地削弱，整车的雷达隐身性能得到提升，为重型越野汽车驾驶室的隐身造型设计优化提供参考。

参考文献（References）：

[1] 方涛,赵琴,张官亮.装甲战车隐身技术的研究现状及应用[J],兵器装备工程学报,2023,44(12):133-140.

[2] 李兵,刘朝辉.国外陆军武器装备隐身技术研究现状及我国陆军武器装备隐身对策初探[C]//中国化学会.中国化学会第二届隐身功能材料学术研讨会论文集.中国兵器工业第五九研究所;中国兵器工业第五九研究所;2004:205-210.

[3] 陈旺.薄膜隐身材料对车辆红外辐射特性的影响及隐身性能评估[D].国防科技大学,2020.

[4] 何成.复合材料三明治结构装甲板的电磁和冲击性能研究[D].湖南大学,2016.

[5] 刘彪,时家明,吕相银,等.光子晶体红外隐身薄膜在车辆引擎舱表面应用研究[J].光子学报,2021,50(01):67-74.

[6] 李辉,张天才,李兵,等.装甲车辆典型强散射源雷达隐身涂料应用研究[J].兵器装备工程学报,2016,37(01):43-47.

[7] 徐龙堂,常颖,付昭旺,等.国外装甲装备隐身技术发展及启示[J].兵器材料科学与工程,2018,41(04):102-105.

[8] 孙建帅.隐身语义下军用车辆造型设计研究[D],北京交通大学,2020.

[9] 李洒,杨建明,孙博文.基于 RCS 仿真技术的特种车辆隐身造型设计[J]包装工程,2024,45(20):129-143.

[10] 姬金祖,黄沛霖,马云鹏,张生俊.隐身原理[M].北京:北京航空航条大学出版社,2018.

重型越野汽车无人机防护技术研究

史文钰，祁磊，贾若兰，申涛，刘常青

陕西重型汽车有限公司汽车工程研究院，陕西 西安 710200

摘　要：“低慢小”无人机隐蔽性强、突袭性高，对车辆关键薄弱部位存在极大安全威胁，针对现有防护手段针对性不足的问题，本文设计了一种基于柔性防护网结构的无人机防护装置，用于重型越野汽车的反无人机防护。本文采用有限元数值仿真方法分析防护结构的受力形变特征与冲击拦截性能，并通过静态替代试验对装置防护效果开展验证。仿真与试验结果表明，该装置可有效偏转 FPV 自杀式无人机、车载小型投掷爆炸物的运动轨迹，阻断其攻击路径，显著降低车辆核心部位遭受直接打击的风险。该装置结构可靠、拦截效果良好，能够有效应对“低慢小”无人机的突袭威胁，可为重型越野汽车无人机防护技术提供可行的技术方案。

关键词：无人机防御；柔性防护网；结构设计；仿真分析

Research on Protection Technology for Armored Vehicles and Unmanned Aerial Vehicle

SHI Wenyu，QI Lei，JIA Ruolan，SHENG Tao，LIU Changqing

Shaanxi Heavy Duty Automobile Co., Ltd. Automotive Engineering Research Institute, Xi’an, Shaanxi 710200

Abstract: Low-altitude, low-speed and small-size unmanned aerial vehicles (UAVs) feature strong concealment and outstanding surprise-attack capability, which pose severe safety threats to the key vulnerable components of motor vehicles. Current vehicle-mounted protection measures lack sufficient pertinence.To tackle this problem,a vehicle-borne anti-UAV protector based on the flexible protective net is designed for heavy-duty off-road vehicles in this paper. The finite-element numerical simulation is adopted to investigate the stress-deformation behaviour and impact-interception performance of the protective structure, and static substitution tests are carried out to verify its protective effect. Simulation and experimental results demonstrate that the proposed device can successfully deflect the motion trajectory of FPV suicide UAVs and small-thrown explosives and block their attack routes, thereby greatly lowering the risk of direct impact on the vehicle’s core parts. With reliable structure and favourable interception capacity, the device can effectively defend against sudden assaults from LLS-S UAVs and supply a feasible technical solution for anti-UAV protection of heavy-duty off-road automobiles.

Keywords: drone defense; flexible protective net; structural design; Simulation analysis

0 引言

无人机的大量涌现与飞速发展颠覆了传统作战规则，使无人机成为新型低成本战略性武器，也迫使全球军事力量重新审视战场防护体系。2022 年爆发的俄乌冲突中，FPV（第一人称视角）自杀式无人机的大规模应用首次证明了低成本空中平台对高价值装甲目标的致命威胁，促使各国军方重

新审视装甲车辆的防护设计理念[1-3]。据统计，冲突前期约 60%的装甲车辆战损与无人机攻击相关，其中顶部装甲被击穿导致的完全毁伤占比超过 40%[4]。传统装甲防护主要针对动能穿甲弹和化学能破甲弹设计，对来自顶部的无人机攻击防护能力严重不足，这一防护缺口已成为制约装甲部队战场生存能力的关键瓶颈[5]。

针对无人机威胁，当前装甲车辆防护技术主要分为被动防护和主动防护两大方向。被动防护方面，笼式格栅装甲已在乌克兰战场得到广泛验证，其通过提前引爆战斗部或物理拦截方式削弱无人机攻击效能[6]；模块化复合装甲和防护网技术也在快速迭代，2025年战场渗透率从35%提升至52%[7]。主动防护方面，电子战干扰系统成为研究热点，俄罗斯LGSh-689车载干扰系统已装备新型BTR-22装甲车，可有效阻断无人机遥控链路和导航信号；激光武器和微波武器等定向能武器正处于实战测试阶段[8]。此外，韩国K2坦克改装方案尝试将被动防护与主动预警系统集成，代表了综合防护的发展方向[9]。

然而，现有无人机防护装置研究主要应用于轮式和履带装甲车辆，针对重型越野汽车的无人机防护尚存在空白。鉴于此，本研究旨在系统梳理装甲车辆无人机防护技术的发展现状，对比分析各类防护技术的作用机理、优缺点及适用场景。研究成果可为装甲车辆及越野汽车的无人机防护系统设计提供理论参考，对提升我军装甲部队战场生存能力具有重要实践意义。

1 无人机防护装置概述

诸多国家在各种类型的轮式、履带装甲车辆上发展了型式各样的无人机防护装置，主要分为主动防护装置和被动防护装置，对提升车辆的战场生存性起到了积极作用。

主动防护系统是坦克装甲车辆用于拦截、摧毁或迷惑敌方来袭弹药的一种近距离防御技术，可分为硬杀伤型和软杀伤型以及两种综合使用的综合型三种。硬杀伤系统是一种近距离反导防御系统，在车辆周围的安全距离上构成一道主动火力圈，在敌方导弹或炮弹击中车辆前对其进行拦截和摧毁。软杀伤系统则是利用烟幕弹、干扰机、诱饵及降低特征信号等多种手段迷惑和欺骗来袭的敌方导弹。如图 1 所示，为欧洲空客公司 Counter UAV 电子反无人机系统，为典型的干扰阻断式反无人机系统。



图 1　欧洲空客公司 Counter UAV 电子反无人机系统

在战场上，坦克装甲车辆的作战环境错综复杂，目前很多主动防护系统的雷达或传感器不能够快速准确区分各种来袭弹药或是伪目标，反应时间与拦截效果存在局限性。并且主动防护系统的拦截弹药是有限的，其抗多发弹打击的能力也是有限的。

被动防护装甲通过增强装备的防护能力，提高了生存能力和任务成功率，为装甲车辆提供最后一道防线，即使在主动防护系统失效的情况下，也能保护关键部位。

现有无人机被动防护装置主要在装甲车辆的周侧、顶部安装格栅装甲或网状装甲，部分国家在装甲与车体、车体运动部件与固定部件之间的缝隙加装链条装甲来增强防护效果。如图 2 所示，以色列梅卡瓦主战坦克顶部加装的格栅装甲和链条装甲。格栅装甲主要用于坦克、装甲输送车应对无人机携弹打击，可抵御空心爆破战斗部的火箭弹，对车组乘员实施有效防护。侧面添加下垂的链条，能够破坏 FPV 撞击的姿态。



图 2　梅卡瓦主战坦克顶部加装的格栅装甲和链条装甲

在车辆顶部加装网状装置是常见的无人机防护手段，能够保护车辆内部免受 FPV 自杀式无人机和多旋翼无人机挂载的小型武器的攻击，从而加强对战术车辆顶盖舱门和薄弱区域的保护。网状装甲主要针对低速、小型无人机（如消费级四旋翼机）。其防护机理为：

（1）物理拦截：无人机防护网由高强度、轻量化材料编织而成，形成网状结构，覆盖在车顶部及前风窗玻璃处。FPV 无人机（自杀式无人机）或无人机所投掷弹药无法直接攻击车体内部或车辆的薄弱区域，减弱车体损伤。

（2）动力系统破坏：无人机螺旋桨一旦接触网状结构，会导致电机停转损毁，迫使其坠毁。

如图 3 所示，T90 坦克在炮塔后部加装了网状装甲，大大提高了防御能力。



图 3　T90 坦克加装的网状装甲

2 无人机防护装置结构设计

本文提出一种基于柔性防护网结构的无人机防护装置，对驾驶室顶部进行全覆盖，通过改变 FPV 自杀式无人机以及以自由落体方式投掷至车辆驾驶室区域的小型爆炸物运动轨迹并阻断攻击路径，可降低无人机对车辆内部及关键薄弱部位的直接打击风险，具有良好的拦截效果和结构可靠性，更好的保护乘员安全及驾驶室不受损害。结构由柔性防护网、防护网框架和垂链组成，如图 4 所示。



图 4 防护装置整体结构图

2.1 防护网框架

防护网框架由脊背梁、侧边梁、外边梁、侧立柱、中间立柱、两侧框架和张紧装置等部件组成。框架中间顶部在宽度方向上均呈钝角，可阻断或改变无人机的行进方向，减少无人机对驾驶室的损害。整个框架通过四个外侧立柱和两个中间立柱与驾驶室顶盖用螺栓相连，可快速拆卸，不影响车辆的通过性和运输性，具有拆卸便利性。防护网框架的侧边梁与外边梁使用设计的张紧装置连接，通过调节张紧装置可使防护网框架拉伸，从而将防护网张紧。防护网框架结构示意图如图 5 所示。

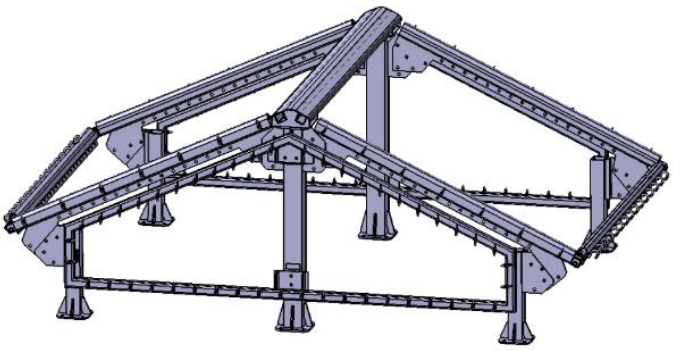


图 5　防护网框架结构图

2.2 防护网

顶部防护网和两侧防护网由固定在侧边梁、外边梁和两侧框架上的挂钩来悬挂。

考虑绳网拦截无人机时使得旋翼转速的变化和碰撞过程中的接触力大小，以及无人机携带弹药的直径大小，应选择较密的绳网网目来提高无人机的拦截能力。

无人机防护网材料的选取会影响绳网与无人机旋翼的缠绕接触，从而影响防护网拦截无人机的效果。要保证防护网不会被无人机的冲击破坏，在选择材料时重点关注质量、刚度、可靠性等的要求。其关键指标是抗拉强度、韧性、弹性模量等。

目前绳网材料的选取多为 Zylon 复合纤维（即 PBO 纤维）、芳纶纤维、迪尼玛纤维、聚芳酯纤维等。几种材料的参数对比如下表 1。

表 1　常见绳网材料的参数对比

材料名称	材料密度(g/cm3)	弹性模量(GPa)	拉伸强度(GPa)
Zylon	1.54	180	5.8
Dyneema	0.97	116	3.7
Kevlar	1.44	130	3.6
Vectran	1.40	65	2.9

Zylon 复合纤维即 PBO 纤维，为刚直的线性高分子结构，其密度小、强度大，具有耐冲击性、耐摩擦性和尺寸优异性好等特点，拉伸强度和模量是芳纶的两倍,强度高于碳纤维，具有耐高温、耐酸碱腐蚀、尺寸和化学稳定性好的特点。长期耐高温 600°C,瞬时耐高温 680°C。

迪尼玛纤维是一种高聚乙烯纤维，其相对密度小，强度高，而且能够经受长时间的紫外线照射，成本较低，但迪尼玛的熔点低，因此阻燃性不好。

聚芳酯纤维是经熔融聚合纺丝获得的特种纤维，其制备过程中没有溶剂挥发和有害气体排放。该纤维不仅强度模量可与芳纶媲美,而且具有独特的抗撕裂、耐湿热抗振动衰减以及优良的耐酸碱、耐损性能。

芳纶纤维属于第二代装甲防护用抗弹复合材料。芳纶纤维包括对位芳纶纤维和间位芳纶纤维两大类，其中在防护领域应用较多的是对位芳纶纤维。材料具有极高的强度。其纤维重量比拉伸是钢丝的 5-6 倍，模量为钢丝或玻璃纤丝的 2-3 倍、高强尼龙的 7 倍，是极强力纤维之一。而且具有密度小、重量轻、强度大、耐高温性、耐腐蚀性、耐冲击性、耐摩擦性、抗切割性能优异等特点。芳纶

纤维具有极低延伸率，仅为 3-4%左右，具有高模量，在长期使用不易拉伸变形。芳纶纤维具有极为优异耐高温性能，长期耐高温可达 330℃，短暂耐高温达到 580℃，不助燃，不产生熔滴。材料不会因为突然的高温导致产品发生变形，影响正常使用。材料密度仅约为 1.43g/cm，质量轻便，易运输替换。并且芳纶纤维作为绳网材料在吸收无人机的冲击能量时表现优异。综上，本设计使用芳纶纤维作为防护网的材料。

3 无人机防护装置仿真分析

3.1 LS-DYNA 软件介绍

无人机冲击防护过程分析主要涉及到：

（1）大变形，防护网及框架结构在冲击载荷作用下会产生几何大变形，在很短时间内结构发生很大位移；

（2）材料非线性，防护网及框体结构材料本身就具有非线性特征，尤其在冲击载荷作用下结构会发生塑形变形与断裂行为；

（3）接触非线性，无人机冲击防护网过程中“无人机-防护网-框架”三者之间存在“接触-分离”的持续、频繁状态变化。

LS-DYNA 是一款功能强大的非线性有限元分析软件，尤其擅长与显式动力学分析计算，适用于高速碰撞、爆炸冲击模拟，在汽车交通及军工针对上述无冲击冲击防护过程所涉及的三大问题，均可以进行有效的模拟计算[13]。

3.2 仿真模型建模

无人机拦截防护网只能承受拉力而无法承受弯矩和压力，在LS-DYAN中可采用索单元*ELEMENT_BEAM(ELFORM值为 6)模拟。为准确模拟防护网的力学特性，根据GB/T 8834 对芳纶绳进行力学性能测试[14]，根据测试得到的材料力-位移曲线所反映的芳纶绳在加载过程中的力学特性，选用MAT_CABLE_DISCRETE_BEAM材料本构模型表征防护网材料，该本构可在仿真时同时考虑防护网预紧力、预紧力施加时间及断裂问题，当防护网承受拉力F满足：

$$F \geq F_{破断力}$$

防护网单元则会失效删除。仿真中所使用的芳纶绳材料参数见表 2。

仿真计算过程中防护网与框架、无人机及榴弹组件之间存在接触关系，均使用*CONTACT_AUTOMATIC_BEAMS_TO_SURFACE关键字建立防护网与框架接触关系。

表 2　芳纶绳材料参数

Tab.2　Material Properties of Aramid Rope

材料	密度/kg/m3	弹性模量/MPa	预拉力/N	破断力/N
芳纶绳	1440	1000	200	12853

防护网框架为钢管或板材，在LS-DYNA中采用壳单元模拟。防护网框架采用Q345 低合金高强度合金钢，为准确模拟其弹塑性特性及应变率效应，在LS-DYNA中采用*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY材料本构模型模拟，该本构模型采用Cowper-Symonds公式表征材料应变率特性，并因此材料应力-应变曲线，其屈服应力是应变和应变率的函数，材料动态屈服应力计算公式：

$$\sigma_y\left(\varepsilon_{eff}^p, \dot{\varepsilon}_{eff}^p\right) = \sigma_y^s\left(\varepsilon_{eff}^p\right) + SIGY \times \left(\frac{\dot{\varepsilon}_{eff}^p}{C}\right)^{1/P}$$

式中σ_y为动态屈服应力，$\varepsilon_{eff}^p, \dot{\varepsilon}_{eff}^p$分别为应变和应变率，$\sigma_y^s$是来源于材料应力应变曲线的静态屈服应力，SIGY 为初始屈服应力，C、P 分别为 Cowper-Symonds 系数。仿真所使用的 Q345 材料参数见表 3。

表 3　仿真所使用的 Q345 材料参数

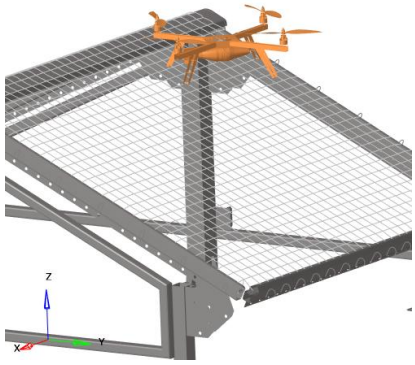
Tab.3 Material Properties of Q345 Steel Used in the Simulation

材料	密度/kg/m3	弹性模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
Q345	7800	210000	0.3	345	470

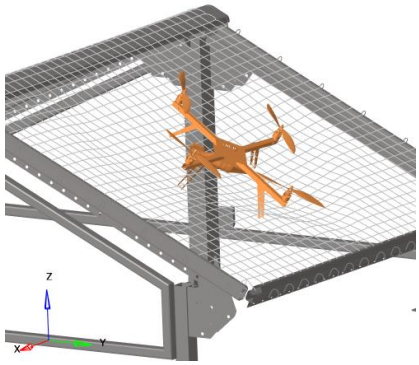
仿真分析中对无人机及榴弹的变形不关注，仅需要准确模拟其形状特征和质量信息，因此在LS-DYNA中采用刚体材料模拟无人机及榴弹。其中无人机框架、叶片、榴弹分别建立不同刚体，再使用CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY将所有组为整体。无人机及榴弹采用壳单元模拟，通过INITIAL_VELOCITY_GENERATION结合*INITIAL_VELOCITY_GENERATION_START_TIME设置无人机初速度及初速度启动时间。根据对常用FPV无人机等的调研，本次分析中设定 1kg四旋翼无人机携带 0.562kg弹药以 15m/s速度冲击防护装置。

3.3 仿真结果分析

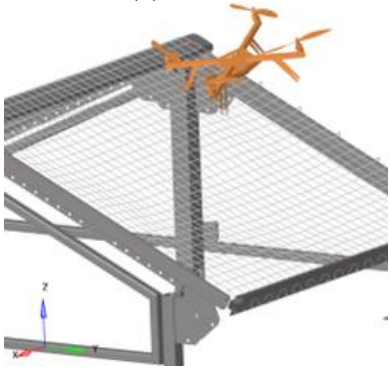
如图 6 所示为无人机及榴弹在以 15m/s 速度触网被防护网拦截过程。在 0.05s 时刻，防护网预紧力施加完成，无人机及榴弹开始以 15m/s 速度冲向防护装置。



(a) T= 0.05 s
(a) T= 0.05 s



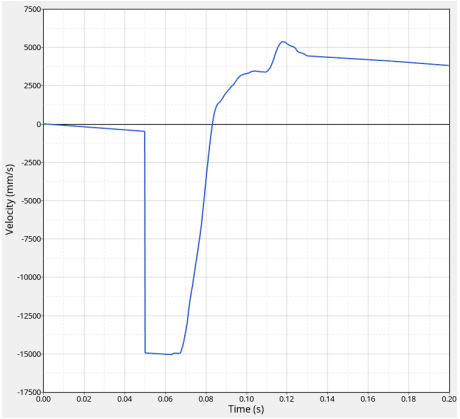
(b) T = 0.08 s
(b) T = 0.08 s



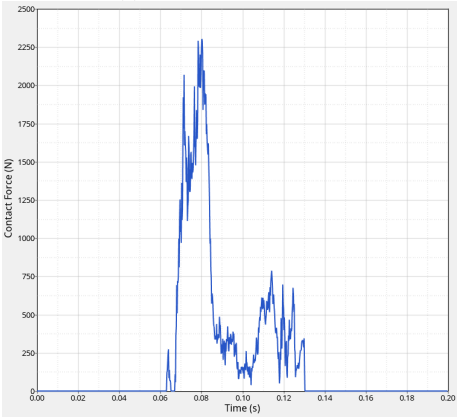
(b) T = 0.2s
(b) T = 0.2s

图 6　无人机及榴弹触网及拦截过程

在 0.07s 时刻无人机及榴弹开始触网，随后速度极速减小，如图 7(b)所示为无人机及榴弹触网过程中接触力曲线，在 0.08s 时无人机及榴弹与防护网产生最大接触力 2300N，随后无人机速度降为 0，防护网在拦截过程中蓄能产生反弹力作用在无人机及榴弹上，导致后者被被弹出，开始获得反方向最大约 5.3m/s 的速度，从而偏离打击目标。



(a) 触网过程速度曲线



(b) 触网过程接触力曲线

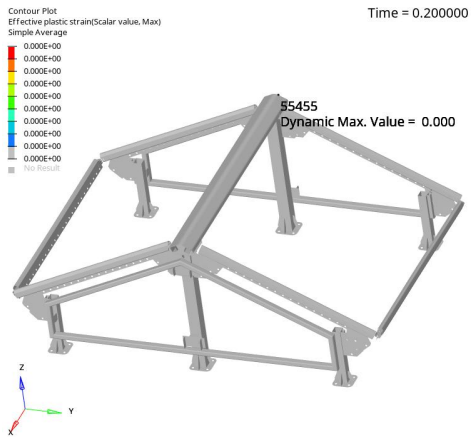
图 7　触网过程速度及接触力曲线

为保证对被打击目标的有效防护，防护网及框架在防护过程应满足：

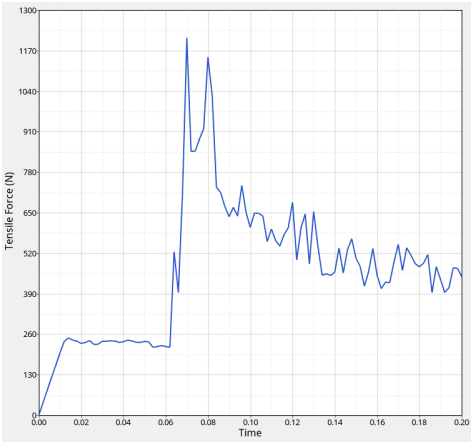
（1）防护网保持完整，不发生断裂，防止无人机及榴弹装置透过防护网接触被打击目标；

（2）防护框架结构应保持完整，不发生破换，防止由于框架破坏而导致被打击目标的自身伤害或使无人机及榴弹接触打击目标。

根据图 6、图 7 无人机及榴弹触网及拦截过程分析可知，在打击过程中，防护网有效拦截，提取拦截过程中防护网最大拉力曲线如图 8(b)所示，触网过程防护网最大拉力值 1211N，远小于芳纶绳破断力，可保证满足条件（1）。如图 8(a)所示为触网结束时刻防护网框架塑形应变云图，结构最大塑形应变为 0，即在无人机及榴弹冲击过程中结构未发生塑性变形，可保证满足条件（2）。综上，在整个触网及防护过程中，防护网未发生断裂、防护框架结构未发生破坏，防护网及框架有效抵抗了无人机及榴弹以一定速度冲击所产生在载荷，达到了有效防护的目的。



(a) 触网结束防护网框架塑性应变云图



(b) 触网过程防护网拉力曲线

图 8　防护网及框架承载分析

4 无人机防护装置试验研究

为了验证柔性防护网的抗冲击能力，进行等效铁块冲击试验。将试制出的防护装置水平放置于地面，悬挂的柔性网由 6mm 直径的芳纶纤维绳编织而成。在距离网面中心高度约 5m 的地方向网面投掷一定质量的铁块，观察自由落体到网面的铁块能否被有效拦截，检查防护装置的变形和破损情况。铁块质量使用四个梯度，分别为 3.6kg、4.5kg、9.4kg 和 27.6kg，最大冲击能量为 1380J，可等效 4kg 轻型无人机约以 26m/s 速度冲击防护网。每一质量的铁块试验十次。

冲击试验结束后，冲击铁块全部被防护网成功拦截，拦截效率达 100%。不同质量的铁块冲击后防护网框架、各基座均并未发生变形或破坏，芳纶纤维绳网的变形如下图 9 所示：



(a) 绳网状态（3.6kg）



(b) 绳网状态（4.5kg）



(c) 绳网状态（9.4kg）



(d) 绳网状态（27.6kg）

图 9　不同重量作用下绳网状态

冲击铁块被柔性防护网拦截并且弹开的效果图如图 10 所示：



图 10　拦截效果图

通过分析发现 3.6kg 铁块下落后绳网有轻微磨损，绳网未断裂；4.5kg 铁块下落后绳网有轻微磨损，绳网未断裂；9.4kg 铁块下落后绳网有轻微磨损，绳网未断裂；27.6kg 铁块下落后绳网有少量丝束断裂，整根绳网未断裂。试验充分验证了柔性防护网结构具有良好的弹性与极高的强度，并且在吸收冲击能量时表现优异，证明了无人机防护装置方案的可行性。

5 结论

本文提出并设计了一种由柔性防护网、防护网框架和防无人机垂链构成的无人机防护装置，并通过 CAE 仿真与静态替代试验对其防护性能进行了验证。研究结果表明，柔性防护网结构在拦截 FPV 自杀式无人机及其携带弹药方面具有良好的防护效果，能够有效降低无人机对驾驶室顶部的直接打击风险。仿真分析与试验结果相互印证，表明所提出的结构方案具有较好的可靠性与实用性。该研究为重型越野汽车平台无人机防护结构设计提供了一定的理论依据和技术参考。

参考文献（References）：

[1] 汤磊,郝志辉,仉英齐.装甲车辆格栅装甲防护性能分析[J].中国军转民,2026,(02):41-42.
Tang Lei, Hao Zhihui, Zhang Yingqi. Analysis of the Protective Performance of Slat Armor for Armored Vehicles[J]. China Military-Civilian Integration, 2026, (02): 41-42. (in Chinese)

[2] 汤磊,郝志辉,仉英齐.格栅装甲在装甲车辆中的应用分析[J].中国军转民,2026,(01):28-29.
Tang Lei, Hao Zhihui, Zhang Yingqi. Analysis of the Application of Slat Armor in Armored Vehicles[J]. China Military-Civilian Integration, 2026, (01): 28-29. (in Chinese)

[3] 毕忠安.爆炸反应装甲和主动防护系统的新发展[J].坦克装甲车辆,2025,(05):35-41.
Bi Zhongan. New Developments in Explosive Reactive Armor and Active Protection Systems[J]. Tank & Armored Vehicle, 2025, (05): 35-41. (in Chinese)

[4] 王海涛,张咏琪,胡哲成.俄乌冲突中无人机协同作战使用研究[J].教练机,2025,(04):47-51
Wang Haitao, Zhang Yongqi, Hu Zhecheng. Research on the Employment of UAV Collaborative Operations in the Russia-Ukraine Conflict[J]. Coach Aircraft, 2025, (04): 47-51. (in Chinese)

[5] Tsirogiannis E C, Daskalakis E, Vogiatzis C, et al. Advanced composite armor protection systems for military vehicles: Design methodology, ballistic testing, and comparison[J]. Composites Science and Technology, 2024, 251: 110486.

[6] Zhang C, Zhang Y, Shi B, et al. NeuroBreak: Unveil Internal Jailbreak Mechanisms in Large Language Models[J]. arXiv preprint arXiv:2509.03985, 2025.

[7] Majeed H, Iftikhar T. Industry 6.0 in Aerospace, Defense, Military, and Automotive Smart Manufacturing[M]//Intelligent Manufacturing in Industry 6.0: A Climate Resilience Approach. Cham: Springer Nature Switzerland, 2026: 391-464.

[8] 郭继周,沈雪石.定向能武器技术的发展动向[J].国防科技,2014,35(03):32-35.
Guo Jizhou, Shen Xueshi. Development Trends of Directed Energy Weapon Technology[J]. National Defense Science & Technology, 2014, 35(03): 32-35. (in Chinese)

[9] Jo Y D, Jun C M, Kim J J, et al. Risk-Based Analysis of Safeguards for Ammonia Tank Trucks Used in Bunkering[J]. Energies, 2025, 18(19): 5099.

[10] ANSYS14.5 LS_DYNA 非线性有限元分析实例指导教程.

[11] GB/T 8834-2016 纤维绳索 有关物理和机械性能的测定.

文化引领越野生态，技术保障全域出行

徐文华

（1. 莱州华鲁汽车配件集团有限公司；2.黑龙江海冬青汽车测试技术研究院，黑龙江 161000）

摘　要：本文提出“文化引领 + 技术保障”双轮驱动框架。在此框架下，汽车文化作为越野生态的聚合载体与价值驱动引擎，以硬核技术为全域出行提供基础支撑，共同满足用户“去得了、稳得住、回得来”的核心出行诉求。研究界定越野汽车技术生态内涵，将其解构为技术内核、上游供应链、应用保障体系与文化赋能四大核心层级，阐释文化对越野生态的双重聚合驱动作用。依托 2025 年国内越野车销量突破 130 万辆、自主品牌市场占有率超 77% 的统计数据，验证文化认同带动市场扩容的发展逻辑。同时，从应用保障体系、生态测试、脱困装备体系三个维度系统梳理技术保障路径，剖析电动化、智能化、轻量化技术以及人工智能大模型的赋能机理。最后，从标准合规、跨界融合、绿色越野、用户教育、技术创新五个方面提出产业协同发展对策。

关键词：越野汽车；技术生态；文化引领；技术保障；全域出行

中图分类号：U469.3　　**文献标志码：**A

Culture Leads the Off-Road Ecosystem, Technology Safeguards All-Terrain Mobility

XU Wenhua

(1.Laizhou Hualu Auto Parts Group Co., Ltd.2. Heilongjiang Haidongqing Automotive Test Technology Research Institute, Heilongjiang 161000, China)

Abstract: This paper proposes a dual-driver framework of "culture leadership + technology safeguard". In this framework, automobile culture acts as the aggregation and value-driving engine of the off-road ecosystem, while hardcore technology provides the fundamental guarantee for all-terrain mobility, jointly satisfying users’ core demands of "accessibility, stability and safety return". This study defines the connotation of the off-road vehicle technical ecosystem and decomposes it into four core layers, including technological kernel, upstream supply chain, application guarantee system and cultural empowerment. The dual aggregation and driving effect of culture on the off-road ecosystem is demonstrated. Based on the statistical data that domestic off-road vehicle sales exceeded 1.3 million units in 2025 and the market share of independent brands surpassed 77%, the market expansion driven by cultural recognition is verified. Furthermore, this paper systematically sorts out the technical safeguard path from three dimensions of application support system, ecological test and escape equipment system, and discusses the enabling mechanism of electrification, intelligence, lightweight technology and AI large models. Finally, five collaborative development suggestions are put forward in terms of standard compliance, cross-boundary integration, green off-road, user education and technological innovation.

Key words: Off-road vehicle; technical ecosystem; cultural leadership; technical safeguard; all-terrain mobility

引言

近年来，越野汽车正由传统的军用、科考专用工具，快速迭代为大众化的出行载体与生活方式符号。2025 年国内越野车销量突破 130 万辆，同比增长 25.18%，表明我国越野汽车市场已正式迈入规模化、大众化消费阶段[17]。与此同时，越野场景持续泛化，从传统极限穿越逐步延伸至文旅休闲、应急救援、社群社交等多元民用领域。在市场结构快速升级的背景下，单一的功能性技术阐释已无法完整解释越野产业的扩容逻辑与生态变革。为此，本文构建“文化引领+技术保障”双轮驱动发展框架，以汽车文化作为越野生态聚合、价值升级的核心动力，以硬核技术作为全域出行落地的底层支撑，共同支撑用户“去得了、稳得住、回得来”的核心出行诉求。本文系统界定越野汽车技术生态的内涵与层级体系，剖析文化的生态赋能价值与技术的全域保障路径，印证“文化引领越野生态，技术保障全域出行”的核心命题。以国产越野品牌的文化突围与自信升级为典型案例，揭示文化认同驱动市场增长的内在机制，为行业构建可持续的越野产业生态提供理论依据与实践参考。

1. 越野汽车技术生态的内涵与体系构成

1.1 概念界定

越野汽车技术生态是以越野整车为载体、硬核技术为核心内核、上下游供应链为产业支撑、应用保障体系为落地底座、汽车文化为软性驱动力的多维价值共生系统[24]。该概念突破了传统“车辆—零部件”的线性产业认知，将整车研发制造、上游材料与核心部件供给、下游改装维保、应急救援、能源补能及文化社群运营纳入一体化价值网络。从生态视角来看，越野车不再是孤立的工业产品，而是串联技术迭代、产业发展与用户文化的核心价值节点。

1.2 四大核心圈层

越野汽车技术生态可解构为四个相互嵌套、彼此赋能的核心圈层[24]，如图 1 与表 1-1 所示。

表 1-1　越野汽车技术生态四大核心圈层构成表

圈层	定位	核心构成
① 技术内核	整车硬核技术	非承载式大梁、分时四驱、三把锁、可调悬架、越野智能系统
② 上游供应链	技术与材料支撑	特种钢、高强度铝合金、专业越野轮胎、差速器、减震器等核心部件
③ 应用保障生态	下游落地底座	标准化改装、维保应急、场景配套、数字化服务体系
④ 文化赋能层	软性驱动力	赛事验证、车友圈层、穿越文化、俱乐部运营体系



图 1　越野汽车技术生态四大核心圈层

1.2.1 圈层耦合与闭环

四大圈层各司其职、深度耦合：技术内核决定车辆基础越野性能与产品基因；上游供应链决定核心技术的量产可行性与品质稳定性；应用保障生态保障用户场景化使用体验，实现“用得好、走得远”；文化赋能层承担用户聚合、需求反哺、生态扩容的引擎作用。四大圈层相互赋能、缺一不可，形成“技术迭代—供应链供给—场景保障—文化赋能”的闭环发展体系。

1.3 演进脉络

越野汽车的发展历程呈现出由纯军用工具向多场景、民用化、大众化持续泛化的演进特征[25]。行业代表性车型包括威利斯 MB（军用越野鼻祖）、路虎 Series I、丰田陆巡、北京 BJ212、长江牌 46 型（国产早期越野车型）。其应用场景从军事国防逐步拓展至科考勘探、公益救援、文旅出行等民用领域，为当代越野技术生态的形成奠定了坚实的应用基础。

1.4 越野能力的"乘积论"

车辆综合越野能力并非各项性能参数的简单叠加，而是地形通过性、四驱动力分配效率、悬架行程、轮胎接地性能等核心要素的乘积结果[26]，具备显著的短板效应，任一核心要素失效均会导致整车越野能力归零。其中，机动性是指车辆克服行驶阻力、产生牵引力、完成爬坡、加速与制动的综合能力[31]；通过性特指车辆跨越障碍、适配坏路及无路复杂地形的通行能力[32]。该理论可通过 Bekker/VCI 地面力学理论、UniTire 轮胎模型、魔术公式等经典力学模型提供科学支撑[21]，也为后文应用保障生态的兜底价值提供了核心技术依据。

2 文化引领：越野生态的聚合与驱动引擎

2.1 文化的聚合—驱动双重角色

在越野汽车技术生态体系中，汽车文化具备生态聚合与产业驱动的双重核心功能[24][28]。一方面，越野文化是整合终端用户、车友俱乐部、专业赛事与改装社群的核心纽带，实现分散用户群体的规模化聚合；另一方面，越野文化能够反向驱动技术迭代与应用场景拓展，是越野生态持续扩容的核心内生动力。由此形成“文化引领—生态构建—技术保障—装备兜底”的完整逻辑闭环，文化为生态发展的前置驱动力，技术为产业落地的核心底座，二者协同共生、相辅相成。

2.2 文化内涵与载体

越野文化的核心内涵集中体现为探索精神、社群认同与个性化改装表达[18][20]。从文化学视角界定，越野文化是以越野车辆为物理载体，在特定用户群体中形成的价值理念、行为范式、审美偏好与社群关系的总和[33]，具备四大典型特征：体验性，强调动态场景使用而非静态产品占有；社群性，天然具备互助、分享、结伴的社群基因；挑战性，聚焦突破自然障碍、挑战自我极限的精神内核；个性化，车辆可高度定制化，成为车主个人特质与生活态度的延伸[33]。在价值维度，越野文化承载自由探索、好奇心突破、社群归属、身份表达四重核心价值，培育了越野圈层独有的互助救援社群文化，形成远超普通乘用车的用户粘性。

越野文化的落地载体涵盖专业越野赛事、车友俱乐部运营、个性化改装、公益应急救援等多元场景。经典越野车文化可依据 GB/T 45194—2024《传统经典车 通用要求》实现标准化评价与规范发展[14]。行业层面，中国汽车工业协会越野车分会搭建《越野中国》行业体系与越野能力分级评价体系，同时学界提出公路通行、越野穿越、工业体验、赛事观赛四大文旅产品线，有效将文化势能转化为可落地、可运营的消费场景[18]。

2.3 市场数据印证

文化赋能有效推动越野消费市场持续扩容，市场数据可充分印证文化驱动的产业增长逻辑[17]。2025 年国内越野车销量突破 130 万辆，同比增长 25.18%，预计 2026 年销量将突破 150 万辆。从市场结构来看，轻越野车型市场占比接近 70%，强越野 PHEV 新能源车型占比达 57%，自主品牌整体市场占有率突破 77%。当前长城坦克、奇瑞捷途、比亚迪方程豹、北汽越野形成国产越野第一梯队，充分体现出文化认同赋能国产品牌崛起的行业趋势。

2.4 技术外溢与安全回家理念

越野核心技术持续向民用乘用车四驱系统、智能驾驶环境感知、全域补能网络等领域外溢，持续拓宽越野产业生态边界[25]。在社群情感层面，“安全回家”理念成为维系用户粘性的核心情感锚点，其核心内涵为：依托稳定的整车性能支撑长距离复杂场景通行，依靠专业极限脱困装备与完善保障

体系守护出行安全[19]。该理念与前文越野能力“乘积论”、全场景应用保障生态高度契合，凸显文化引领与技术保障的协同赋能价值。

如图 2 所示，文化引领与技术保障构成双轮驱动闭环，二者协同共生。



图 2　文化引领与技术保障双轮驱动闭环

2.5 民族品牌的玩家市场：从"功能满足"到"文化认同"

国内越野产业的文化赋能实践，最鲜明的体现是民族越野品牌从单一功能满足、技术追赶，向文化认同、品牌自信的跨越式升级。当前长城坦克 300、比亚迪仰望 U8、东风猛士 917 等国产硬派越野车型，综合产品力已达到甚至超越国际同级产品水平。据乘联会统计数据，2024 年国内硬派越野车市场规模突破 60 万辆，同比增速超 30%，其中坦克品牌在硬派越野细分市场份额占比超 50%[33]。但行业仍存在明显发展短板，Jeep、路虎、丰田等海外品牌长期占据高端溢价市场，品牌号召力与用户忠诚度优势显著，Jeep 牧马人凭借单一车型积累超 50 年品牌口碑，奔驰 G 级长期存在高溢价销售现象，品牌溢价率超 50%[33]。这种“技术领先、文化滞后”的行业落差，核心原因在于国产越野品牌尚未构建起具备本土影响力、差异化、体系化的越野文化符号、品牌故事与社群生态[33]。

2.5.1 文化驱动玩家市场的五大策略路径

民族越野品牌需以生态化思维系统构建本土越野文化体系，破解文化短板困境，具体可归纳为五大核心策略[33]。一是塑造长期稳定的品牌精神内核，明确中国式越野的核心精神内涵，坚持长期主义品牌运营，构建差异化精神标识；二是推动产品文化载体化，结合中国高原、雨林、戈壁等本土复杂地形场景，打造专属越野功能模式，构建本土化场景叙事体系，将原厂改装体系纳入品牌标准化运营；三是培育自主化玩家社群生态，实现从“官方主导活动”向“用户自发运营、官方赋能加持”的模式升级，搭建用户领袖培育机制与社群积分运营体系；四是激活用户内容共创生态，构建“官方输出+用户原创+KOL 赋能”的三层内容矩阵，弱化参数化宣传，强化场景化、体验化内容传播；五是打造本土化特色赛事 IP，联合行业协会、地方政府，打造中国越野锦标赛、新能源越野挑战赛等自主赛事 IP，抢占新能源越野新赛道话语权。

国际标杆品牌的发展路径可为行业提供借鉴：Jeep 七十余年持续输出“自由冒险”的品牌内核，路虎依托“贵族探险”的英伦气质实现差异化定位，丰田兰德酷路泽以“可靠耐用”的产品理念积累全球用户口碑。国产越野品牌无需照搬海外发展模式，应立足本土地貌与用户需求，讲好“中国车企丈量中国山河”的中国式越野故事，构建专属本土文化体系[33]。

2.5.2 民族品牌自信的技术、体验、文化三大支柱

从用户心智构建视角来看，国产越野品牌的市场自信可依托技术、体验、文化三大核心支柱构建[34]。技术自信源于硬核性能的全面反超：坦克 300 搭载三把锁、坦克掉头、蠕行模式，性能对标牧马人 Rubicon；仰望 U8 搭载易四方四轮独立驱动系统，实现原地掉头、应急浮水等全球首创功能；

坦克 500 搭载 3.0T V6+9AT 大排量纵置动力总成，经高原、沙漠、极寒等极端工况严苛验证，核心性能达到国际先进水平[34]。体验自信源于生态化服务升级，以“坦克学院”为代表的品牌服务体系，为用户提供专业驾驶培训、合规改装指导、精品路线规划、社群交流等一站式服务，让用户以真实体验替代固有刻板印象[34]。文化自信源于行业话语权的本土回归，仰望 U8“时空之门”设计融合天圆地方的传统美学、坦克 700 机甲风融合重工业美学、BJ40 方盒子造型传承 BJ212 军用越野基因，标志着国产越野品牌从对标模仿西方，转向打造本土特色设计语言与文化体系[34]。

同时，行业需破除三大固有认知误区：“国产越野车耐久性差”“国产越野无品牌价值”“国产车型保值率低”。从实际产品数据来看，坦克 300 白车身高强度钢占比超 65%，仰望 U8 车身扭转刚度超越奔驰 G 级，坦克 300 保值率已超越多数合资 SUV 车型，充分证明国产越野产品力已突破发展临界点，市场认可度持续提升[34]。

3 技术保障：全域出行的落地底座

3.1 全域出行场景谱系

如第 1 章四大圈层所述，"全域出行"是贯通越野技术生态与下游应用保障生态的核心命题。从使用场景出发，可将全域出行的需求谱系归纳为军用保障、科学考察、应急救援、越野文旅及技术外溢民用五大基础类[25]。结合当前用户结构变化，需进一步补入城市轻越野通勤、无人区穿越，以及高原、沙漠、雨林等极端环境作业三类高频场景。多元场景叠加，对车辆的通过性、可靠性与可保障性提出差异化且严苛的要求，构成技术保障体系的现实出发点。

如图 3 所示，全域出行场景谱系对应差异化的技术保障链路。

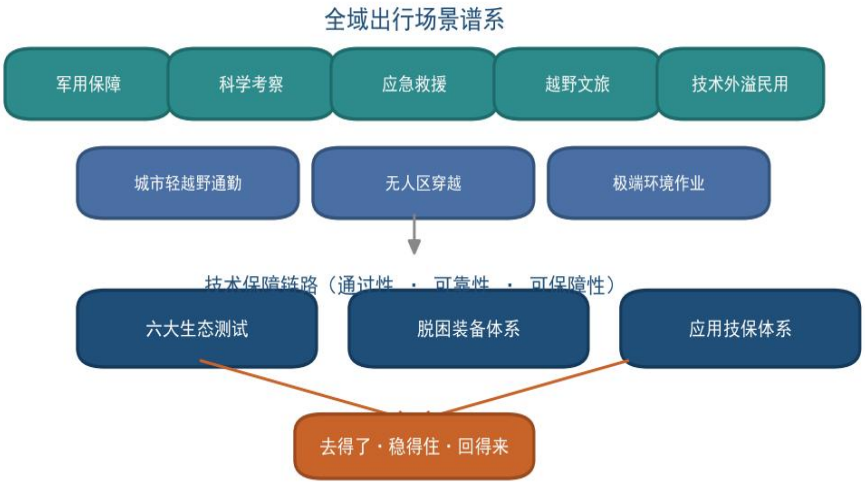


图 3　全域出行场景谱系与技术保障链路

3.2 应用技保体系

为适配文化引领下持续扩容的越野消费需求，下游应用保障生态需搭建体系化、标准化的应用技术保障体系，全方位支撑全域安全出行，该体系包含五大核心支柱[18][26]。

一是合规改装，涵盖底盘升高、轮胎升级、防护杠与副油箱加装等常规改装项目，严格遵循 GB 7258《机动车运行安全技术条件》、GB 38900《机动车安全技术检验项目和方法》等国家标准，严守改装合规边界[1][2]；

二是专属维保应急，搭建适配越野复杂工况的专属保养体系，培育野外应急维修能力，解决复杂场景车辆故障难题；

三是多层级救援，构建“社群互助+专业救援队伍+保险兜底保障”的三级救援网络，实现全域场景救援全覆盖；

四是多元补能，布局充电桩、换电站、便携储能设备等多形态能源供给体系，破解越野出行补能痛点；

五是系统化用户培训，面向广大用户开展越野驾驶技能、安全出行规范、野外应急处置等专项培训，全面提升用户安全出行能力。

3.3 生态测试：基础安全保障

生态测试是保障越野车辆全域安全出行的基础核心环节，是车辆适配复杂工况、稳定可靠通行的前置刚需[19][27]。

越野汽车生态测试体系包含六大核心板块，各板块对应现行国家标准如表 3-1 所示。

表 3-1　越野汽车生态测试主要板块与标准对应

序号	测试板块	主要标准依据
1	通过性	GB/T 12541—2023 汽车 通过性试验方法[3]
2	平顺性	GB/T 4970—2009 汽车 平顺性试验方法[4]
3	操纵稳定性	GB/T 6323—2014 汽车 操纵稳定性试验方法[5]
4	可靠性耐久性	GB/T 12678—2021 汽车 可靠性行驶试验方法[6]
5	动力性（爬坡/加速）	GB/T 12539—2018 汽车 爬陡坡试验方法[15]；GB/T 12543—2009 汽车 加速性能试验方法[16]
6	安全与智能化	GB 39901—2025 轻型汽车 AEB 技术要求及试验方法[8]；GB/T 22038—2018 汽车轮胎 静态接地压力分布试验方法[7]

当前，车辆高温、高寒、高原“三高”环境适应性测试，主要依托行业团体标准与企业自研规范开展，暂无统一国家标准。《汽车极端环境适应性试验方法》（计划号 20260876-T-606）的制定落地，将进一步完善越野汽车全场景测试体系，填补极端环境测试标准空白。

3.4 脱困装备体系

脱困能力是实现“去得了、稳得住、回得来”出行闭环的最终安全保障。完整的越野脱困体系由差速锁、电动绞盘、滑轮三角救援系统、底盘防护板、副油箱、涉水喉等专用装备协同构成，形成全方位、全场景的脱困保障能力[26][28]。行业采用坡道通过指数（RTI）量化评价车辆悬架扭曲性能与交叉轴通行能力，为复杂地形脱困提供数据支撑；在沙地通行场景中，将轮胎胎压调整至 1.0~1.5 bar，可有效增大轮胎接地面积，提升沙地通行稳定性。当前越野脱困技术持续迭代，智能前导遥感探测、轮边增扭储能、空气储能自救浮筒等前沿技术逐步落地，持续升级全域脱困保障能力[19]。

4 关键技术赋能全域出行

4.1 电动化

4.1.1 动力架构演进

电动化是重塑越野汽车动力架构、推动行业转型升级的核心主线。传统燃油越野车型依托分动箱低速四驱（4L）模式，可实现 2.0~2.7:1 的扭矩倍增效果，部分硬核硬派车型扭矩倍增比可达 4:1[26]。新能源越野车型以四轮独立分布式电驱、PHEV 插混、BEV 纯电技术为核心发展方向，具备使用成本低、行驶静谧性强、驾乘舒适性高的突出优势[17][20]。2025 年国内强越野 PHEV 车型市场占比已达 57%，充分印证电动化技术在越野领域的高速渗透趋势。

4.1.2 补能与标准支撑

800V 高压快充平台的普及、全域补能网络的完善，有效缓解了新能源越野车的里程焦虑与补能难题，为全域出行提供坚实能源保障。同时，行业团体标准持续完善，T/CSAE 417—2025《越野汽车 断开式驱动桥总成 技术要求及台架试验方法》通过驱动单元解耦冗余设计，兼顾车辆行驶能效与复杂地形脱困灵活性[9]；T/CSAE 408—2025《越野汽车 断开式电驱动桥总成 技术条件及台架试验方法》针对性支撑分布式电驱技术落地应用[10]，构建起电动化越野的标准化技术体系，为全域出行筑牢电动化底层支撑。

4.2 智能化

4.2.1 感知与决策能力

智能化技术持续拓宽越野车辆的场景感知与自主决策边界，大幅提升复杂地形通行安全性与稳定性。地形语义识别、透明底盘、智能自适应差速锁等核心智能技术，已广泛应用于量产越野车型[18][25]。据厂商公开数据显示，捷途 XWD 地形识别系统识别率超 99%，可精准识别复杂越野地形，为车辆动力、悬架、四驱系统自适应调节提供数据支撑，展现出优异的复杂场景语义理解能力。

4.2.2 通信与空地协同

针对无人区、偏远山地等无网络覆盖场景，车载卫星通信技术可保障车辆全天候通信畅通，有效解决野外失联难题。车载无人机空地协同系统，可提前探测前方地形障碍、预判通行风险，大幅拓展车辆环境感知视野。当前行业前沿研究聚焦高精地图适配、视觉语言模型（VLM）赋能越野自动驾驶、无人驾驶纵向速度精准控制等领域，持续优化车辆复杂场景自适应能力，不断夯实全域出行“稳得住”的智能化技术底座。

如图 4 所示，越野关键技术与标准规范形成对应支撑关系。

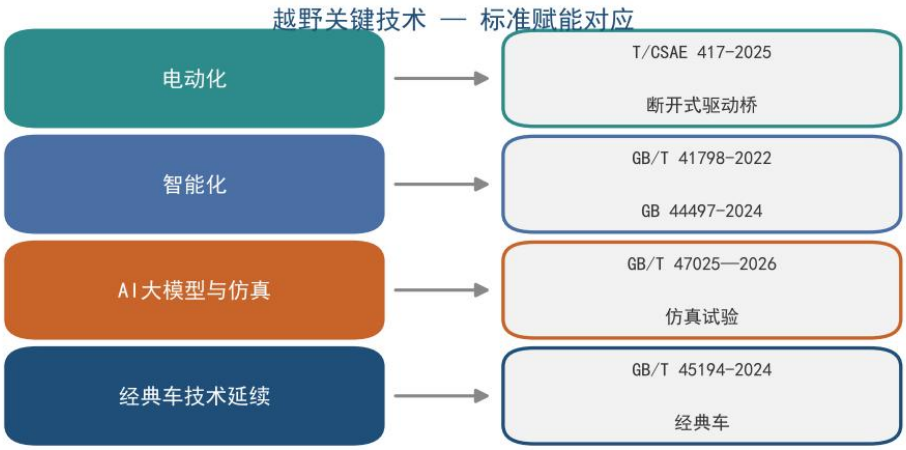


图 4　越野关键技术-标准赋能对应

4.3 轻量化

4.3.1 材料替代路径

车身轻量化设计对提升车辆地形通过性、降低行驶能耗、优化操控性能具有重要意义。当前行业主流采用 9 系粉末冶金高性能铝合金替代传统钢制配件，同等体积下可实现减重 65%（钢密度 7.85g/cm³，铝密度 2.7g/cm³），同等结构强度下减重幅度可达 40%~50%，轻量化优化效果显著[29]。

4.3.2 安全与轻量化平衡

轻量化设计遵循“安全优先、精准减重”的核心原则，核心承载结构保留高强度钢材，保障车身刚性与碰撞安全；车身覆盖件、非主承力部件采用铝合金轻量化材料，实现结构安全性与整车轻量化的最优平衡，兼顾越野工况可靠性与能效经济性，适配全域出行的核心需求。

4.4 AI 大模型

4.4.1 研发协作者角色

AI 大模型已从传统研发辅助工具，升级为越野车辆研发的核心协同主体，支撑“数据采集—仿真模拟—模型迭代”的全闭环研发体系。GB/T 47025—2026《智能网联汽车 自动驾驶功能仿真试验方法及要求》为 AI 仿真研发、智能化技术验证提供了标准化方法支撑，推动智能越野研发范式全面升级[13][21][22]。

4.4.2 智能越野技术范式

从具身智能视角来看，智能越野的核心技术范式为“地面力学模型+实时环境感知+自主决策控制”。依托 AI 大模型，车辆可实现复杂地形自主脱困、最优路径规划、动态工况自适应调节，推动越野自动驾驶技术落地应用，真正构建起全域场景“回得来”的技术保障闭环。

关键技术—标准对应如表 4-1 所示。

表 4-1　越野关键技术—标准对应表

技术方向	关键标准/规范
电动化	T/CSAE 417—2025 断开式驱动桥[9]；T/CSAE 408—2025 断开式电驱动桥[10]
智能化	GB/T 41798—2022 自动驾驶功能场地试验[11]；GB 44497—2024 自动驾驶数据记录系统[12]
AI 大模型与仿真	GB/T 47025—2026 自动驾驶功能仿真试验[13]
经典车技术延续	GB/T 45194—2024 传统经典车 通用要求[14]

5 生态协同与发展建议

基于前文文化引领、技术保障的双轮驱动框架，结合越野技术生态四大核心圈层的耦合关系，依托现有行业研究成果[19][23]，本文从标准合规、跨界融合、绿色越野、用户教育、技术创新五个维度，提出越野产业生态协同发展的优化建议，全方位推动行业高质量发展，具体对应关系如表 5-1 所示。

5.1 标准与合规体系

标准化、合规化是越野生态健康、可持续发展的前置基础[17]。当前 CSAE 越野汽车团体标准体系建设指南，为行业标准化发展提供了整体框架，但仍存在体系短板：极端工况测试标准覆盖不全、强越野改装合规边界模糊、第三方认证体系不完善等问题突出[19]。尤其是越野改装合规化管理，直接关系用户出行安全与行业规范发展，是保障用户“回得来”的安全底线，亟需完善改装公告管理制度、健全第三方检测认证体系，补齐行业合规短板。

5.2 跨界融合与产业联盟

越野产业生态的扩容升级，离不开跨行业、跨领域的深度融合。通过联动文旅、新能源、通信、保险等关联产业，可有效拓展全域出行的服务边界，丰富越野应用场景[25]。同时，行业需搭建一体化产业联盟，整合整车企业、上游材料与零部件供应链、越野俱乐部、专业救援机构等多方资源，构建“技术研发—场景落地—安全保障”的全链条闭环，强化圈层协同赋能效果，夯实产业生态基础[23]。

5.3 绿色越野与用户教育

绿色越野是行业可持续发展的核心方向，核心内涵是以电动化技术降低车辆运行排放，践行无痕越野、生态保护的绿色出行理念[18]。在用户端，需搭建常态化教育培训体系，开展安全驾驶、野外应急、环保伦理、合规改装等专项教育，普及“安全回家”的核心越野文化[19]。通过合规教育与安全文化双向赋能，有效降低越野出行安全事故与生态破坏问题，推动行业生态可持续发展。

5.4 技术短板与战略建议

当前国产越野车市场占有率已突破 77%，产业规模持续扩容，但核心技术仍存在自主化短板[17]。地面力学基础模型、核心精密零部件、极端场景测试体系等关键领域，自主可控程度不足，制约行业高端化升级[21]。建议行业集中科研力量，重点攻关 UniTire 轮胎—地面接口模型、智能主动悬架系统、分布式电驱核心技术，突破技术瓶颈，持续提升车辆复杂工况可靠性，夯实全域出行“稳得住”的技术底座[23]。

表 5-1 发展建议五维对照表

维度	核心内涵	现存短板	建议举措
标准与合规体系	改装合规化、检测认证规范化	测试标准覆盖不足、改装合规边界模糊	完善改装公告管理与第三方检测认证体系
跨界融合	文旅/能源/通信/保险多产业联动发展	应用场景碎片化、产业联动程度低	构建车企+供应链+俱乐部+救援一体化产业联盟
绿色越野	电动化降排、无痕生态出行	用户环保出行意识参差不齐	推广低排放新能源车型，普及无痕越野行为准则
用户教育	安全驾驶、环保伦理、合规改装普及	野外出行事故率偏高、合规意识薄弱	常态化开展用户培训，培育“安全回家”越野文化
技术创新	核心技术自主可控、技术迭代升级	基础模型、核心零部件、测试体系存在短板	攻关 UniTire 模型、主动悬架、分布式驱动核心技术

6 结语

6.1 内核：去得了·稳得住·回得来

越野汽车技术生态的核心价值可凝练为“去得了、稳得住、回得来”三大核心要素[25]。“去得了”依托车辆优异的地形通过性与动力性能，打破地形限制，实现全域通达；“稳得住”依托完善的工况测试体系与可靠的整车品质，保障复杂工况下稳定通行；“回得来”依托专业脱困装备、多层级救援体系与安全越野文化，实现出行全程兜底保障。三大要素层层递进、相互支撑，构成全域越野出行的完整安全闭环。

6.2 双轮驱动收束

文化与技术是越野产业生态发展的两大核心支撑，形成双轮驱动、闭环互促的发展格局[24][28]。越野文化承担生态聚合、价值引领、需求驱动的核心作用，硬核技术承担场景落地、安全保障、产业兜底的基础功能，共同构建“文化引领—生态构建—技术保障—装备兜底”的完整发展逻辑，推动越野产业从自发发展向体系化、规范化、高质量发展转型。

6.3 升华视角

需要提升的是**文化自信**，1931 年张学良民生牌 75 型汽车虽然属于载货汽车范畴，但纯属越野卡型，当时国产化率达 70%，依然可作为中国汽车自主制造的早期参考，由于九一八事变，日本入侵沈阳后将所有生产厂家的整车和零部件全部掠夺回日本交给“丰田纺织”，只剩下在上海参加国际车展的一台样车。这就是丰田的前身。虽然很少人知道这段历史，也不能归为国产越野技术的发展源头，但也划清行业发展历史边界[30]。展望未来，在文化赋能与技术创新的双轮驱动下，国内越野汽车生态将持续向绿色低碳、合规规范、多元包容、自主可控的方向迭代升级，推动中国越野产业实现从产品输出、技术追赶到**文化自信**、生态引领的跨越式发展。

参考文献：

[1] GB 7258—2017 机动车运行安全技术条件[S].

[2] GB 38900—2020 机动车安全技术检验项目和方法[S].

[3] GB/T 12541—2023 汽车通过性试验方法[S].

[4] GB/T 4970—2009 汽车平顺性试验方法[S].

[5] GB/T 6323—2014 汽车操纵稳定性试验方法[S].

[6] GB/T 12678—2021 汽车可靠性行驶试验方法[S].

[7] GB/T 22038—2018 汽车轮胎静态接地压力分布试验方法[S].

[8] GB 39901—2025 轻型汽车自动紧急制动系统(AEB) 技术要求及试验方法[S].

[9] T/CSAE 417—2025 越野汽车断开式驱动桥总成 技术要求及台架试验方法[S].

[10] T/CSAE 408—2025 越野汽车断开式电驱动桥总成 技术条件及台架试验方法[S].

[11] GB/T 41798—2022 智能网联汽车自动驾驶功能场地试验方法及要求[S].

[12] GB 44497—2024 智能网联汽车自动驾驶数据记录系统[S].

[13] GB/T 47025—2026 智能网联汽车自动驾驶功能仿真试验方法及要求[S].

[14] GB/T 45194—2024 传统经典车通用要求[S].

[15] GB/T 12539—2018 汽车爬陡坡试验方法[S].

[16] GB/T 12543—2009 汽车加速性能试验方法[S].

[17] 中国汽车技术研究中心. 2026 越野汽车市场与技术发展趋势白皮书[R]. 2026.

[18] 徐晓华. 越野汽车文化与新技术发展生态[R]. 北京：内部资料, 2025.

[19] 徐文华. 越野汽车技术生态需要汽车文化引领与应用技术保障[R]. 北京：内部资料, 2025.

[20] 赵玉壮. 中国越野新生态[EB/OL]. 知乎专栏.

[21] 高机动越野科学与技术最新进展（工作论文）[R]. 内部资料, 2025.

[22] AI 大模型在越野车辆开发中的思考与应用（工作论文）[R]. 内部资料, 2025.

[23] 先进越野系统技术前沿与发展战略（工作论文）[R]. 内部资料, 2025.
[24] 越野汽车技术生态核心定义（内部资料）[Z]. 2025.
[25] 越野汽车文化与应用技术推广（内部资料）[Z]. 2025.
[26] 越野车技术原理讲解（内部资料）[Z]. 2025.
[27] 越野汽车生态测试技术是基础安全保障装备是刚需（内部资料）[Z]. 2025.
[28] 汽车文化的引领越野汽车生态测试技术脱困装备（内部资料）[Z]. 2025.
[29] 越野车 9 系铝合金替代钢铁配件技术分析（内部资料）[Z]. 2025.
[30] 张学良的民生汽车（内部资料）[Z]. 2025.
[31] 汽车测试网. 越野车辆动力学——越野车辆机动性[EB/OL]. 摘编自《车辆系统动力学手册》第 2 卷，吉林大学 李杰译，郭孔辉院士作序.
[32] 李野. 如何提高越野车的通过性能[J]. 科技信息技术广场.
[33] 以文化破局——论越野文化如何打开民族品牌的玩家市场[EB/OL]. 2026.
[34] 从仰望到平视：如何提振当代青年对民族品牌越野车的自信[EB/OL]. 2026.

考虑时滞的车辆-转向系统耦合建模与稳定性分析

李波[1, 2, 3]，赵广进[1]，贝绍轶[1]

（1.江苏理工学院 汽车与交通工程学院，江苏 常州 213001；
2.清华大学 智能绿色车辆与交通全国重点实验室，北京 100084）

摘　要：时间迟滞是影响车辆横向运动控制系统稳定性的重要因素。针对时滞下车辆横向运动控制系统稳定性问题，在车辆横向闭环模型基础上引入转向系统动力学和控制时滞，建立车辆-转向系统时滞耦合模型。采用特征根频域判别法推导系统时滞特征方程及稳定性边界，并对比分析无时滞及不同控制时滞下两种模型的稳定域演化规律。结果表明，无时滞条件下考虑转向系统动力学能够扩大系统稳定域；引入控制时滞后，两种模型稳定域均随时滞增大而收缩，且考虑转向系统动力学的模型收缩的更显著，这为控制时滞下车辆控制系统稳定性分析提供了理论依据。

关键词：时间迟滞；车辆运动控制；转向系统；稳定性分析

中图分类号：TP273；U463.4　　**文献标志码：**A

Modeling and Stability Analysis of Vehicle-Steering Coupled System with Time Delay

Li Bo[1, 2, 3]，Zhao Guang jin[1]，　Bei Shao Yi[1]

(1. School of Automotive and Transportation Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou 213001, Chin; 2. State Key Laboratory of Intelligent Green Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Time delay is one of the critical factors affecting the stability of vehicle lateral motion control systems. To investigate the stability of vehicle lateral motion control systems under time delay, a time-delay term is introduced into the closed-loop vehicle-steering coupled model, and a vehicle lateral time-delay coupled model considering steering system dynamics is established. The characteristic equation with time delay and the corresponding stability boundaries are derived using the characteristic-root frequency-domain method. The evolution of the stability regions of the two models is comparatively analyzed under delay-free and different control-delay conditions. The results show that, under delay-free conditions, incorporating steering system dynamics enlarges the system stability region. With the introduction of control delay, the stability regions of both models gradually shrink as the delay increases, with a more pronounced reduction observed in the model incorporating steering system dynamics. These findings provide a theoretical basis for stability analysis of vehicle control systems subject to control delay.

Keywords: time delay; Vehicle motion control; steering system; stability analysis

动力学系统中不可避免地存在时间迟滞，其广泛存在于车辆横向运动控制系统的信号采集、数据传输、控制计算及执行机构响应等环节[1][2]。对于依赖车辆运动状态反馈的闭环控制系统，时滞使控制作用与车辆实际运动状态之间产生时间偏差，从而改变系统的动态特性及稳定性[3]。随着智能车辆对主动安全与横向运动控制性能要求的不断提高，控制系统中状态量获取、信息传递及控制运

算过程日趋复杂，时滞对车辆横向动力学稳定性的影响不容忽视[4]。因此，考虑时滞条件下车辆横向运动控制系统的稳定性，对于准确评价车辆横向稳定具有重要意义。

近年来，时滞因素对车辆运动控制系统稳定性的影响逐渐受到关注。已有研究针对主动悬架[5]、车道保持[6]、主动转向以及防抱死制动等系统中的时滞问题开展了相关研究[7]，并从稳定性边界、特征根分布及控制性能等方面分析了时滞的影响规律[8][9]。然而，现有车辆横向时滞稳定性研究多基于二自由度车辆模型[10]，将前轮转角视为理想输入，主要关注车辆本体动力学与控制反馈之间的关系，对转向系统自身动力学特性及其与控制时滞之间的耦合作用考虑相对不足[11]。实际车辆中，前轮转角并非理想的瞬时输入，转向系统具有一定的转动惯量、阻尼等动力学特性，其动态响应参与车辆横向运动与横摆运动过程，并改变车辆-转向系统的整体动力学特性[12]。

针对上述问题，本文在二自由度车辆模型基础上引入转向系统动力学，并将时滞引入主动横摆力矩反馈回路，建立车辆-转向系统时滞闭环耦合模型。基于特征根频域判别方法，推导系统时滞特征方程及稳定性边界，并分别在无时滞和不同控制时滞条件下，对比分析不考虑与考虑转向系统动力学两种模型的稳定域变化及特征根分布特征，研究时滞作用下转向系统动力学耦合对车辆横向闭环稳定性的影响规律。

1 车辆横向时滞动力学建模

在本节中，为研究时滞作用下转向系统耦合对车辆横向闭环稳定性的影响机理，选用单轨模型作为基础车辆动力学模型。然而，单轨模型通常将前轮转角视为固定输入，忽略了转向系统的对整车动力学行为的影响。在真实车辆系统中，前轮转角动态响应受转向系统参数影响，转向系统与轮胎侧向力之间还存在耦合作用。因此，有必要将转向系统动力学纳入整车模型中进行整体分析，以更准确地表征车辆横向动态特性。基于此，为更真实地反映车辆动力学特性，本文在单轨模型基础上引入转向系统模型，以构建更符合实际的车辆系统动力学模型。

1.1 车辆动力学模型

使用如图 1 所示的两个坐标系统，一个是固定在地面的(X，Y，Z)坐标系，另一个是固定在车辆上的局部(x，y，z)坐标系。车辆被视为刚体，前轮转角 δ 被视为外部输入量，其变化不受转向系统动力学约束。车辆运动由其重心 G 的速度矢量 U 表征，其横向分量为状态变量 v，而纵向分量 u 被限制为常数；另一个状态变量是绕垂直轴 Z 的横摆角速度 r。为便于理论分析，对车辆模型进行适当简化处理，忽略车身俯仰和侧倾，且空气阻力以及车辆几何结构、悬架刚度阻尼等也忽略不计。

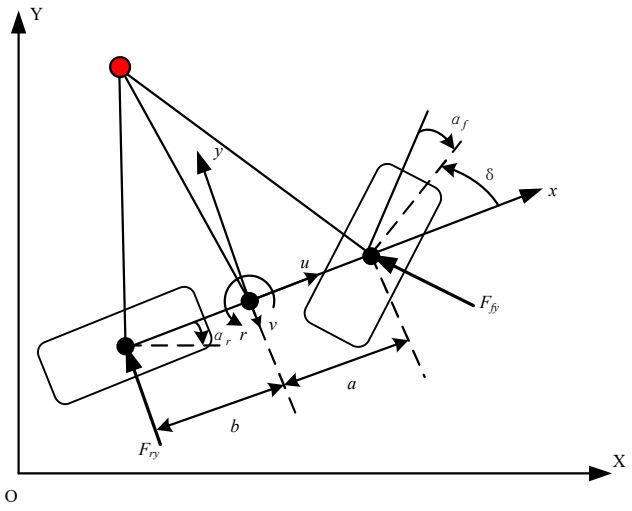


图 1　考虑横摆及横向运动的车辆动力学模型

基于以上假设，根据牛顿第二定律，可以得到二自由度车辆模型的动力学方程：

$$\begin{cases} m\left(\dot{v}+ru\right)=F_{fy}+F_{ry} \\ I_z\dot{r}=aF_{fy}-bF_{ry} \end{cases} \tag{1}$$

式中，u 和 v 分别为纵向和横向速度，r 为横摆角速度，F_{fy}、F_{ry} 为前、后轮胎的侧偏力，m 为车辆质量，a 为汽车质心至前轴的距离，b 汽车质心至后轴的距离；I_z 是车辆在重心处绕纵轴转动的转动惯量。

其中车辆模型在小转向角条件下进行线性化处理，线性化轮胎力关系可表示为:

$$\begin{cases} F_{fy}=C_f\alpha_f \\ F_{ry}=C_r\alpha_r \end{cases} \tag{2}$$

借助这个线性化轮胎模型研究小转向角 δ 下的稳定性：

$$\begin{cases} \alpha_f=\delta-\dfrac{v+ar}{u} \\ \alpha_f=-\dfrac{v-br}{u} \end{cases} \tag{3}$$

δ 为前轮转向角；α_f 前轮侧偏角；α_r 为后轮侧偏角；C_f 为前轮侧偏刚度；C_r 为后轮侧偏刚度。

1.2 考虑转向系统耦合的车辆模型

在单轨模型中，前轮转向角 δ 作为系统的输入，未考虑转向系统在实际工作过程中所具有的惯性和阻尼特性。为了克服这一局限性，引入了转向系统的动力学模型并采用二阶微分方程对转向系统进行近似描述:

$$J_s\ddot{\delta}+b_s\dot{\delta}=\frac{T_d}{i_s}+M_z \tag{4}$$

J_s 为转向系统的等效转动惯量；b_s 为转向系统的阻尼系数；T_d 为方向盘的输入转矩；i_s 为转向传动比；

在小转向角条件下，轮胎回正力矩主要由机械拖距产生，可近似表示为：

$$M_z=-t_mF_{fy} \tag{5}$$

t_m 为机械拖距。

结合公式（1）-（5）得到完整的考虑转向系统耦合的车辆动力学方程：

$$\begin{cases} m\dot{v}+\dfrac{C_f+C_r}{u}v+\left(mu+\dfrac{aC_f-bC_r}{u}\right)r=C_f\delta \\ I_z\dot{r}+\dfrac{aC_f-bC_r}{u}v+\dfrac{a^2C_f+b^2C_r}{I_zu}r=aC_f\delta \\ J_s\ddot{\delta}-\dfrac{t_mC_f}{u}v-J_s\dfrac{t_mC_fa}{u}r+t_mC_f\delta+b_s\dot{\delta}=\dfrac{T_d}{i_s} \end{cases} \tag{6}$$

车辆系统动力学模型的物理参数如表 1 所示：

表 1　模型参数及取值

参数	数值	符号
m	1450	kg
I_z	1700	kg.m^2
a	1.20	m
b	1.57	m
C_f	55000	N/rad
C_r	55000	N/rad
J_s	2.4	kg.m^2
b_s	60	N.m.s/rad
i_s	15	-
t_m	0.05	m

1.3 时滞下的横摆力矩控制

车辆在动态转向中，由于外界激励干扰、错误驾驶或部件失效等情形，常出现两类失稳工况。当车辆横摆角速度 r 小于期望 r_0，此时横向速度 v 变化不大，量化关系为

$$\begin{cases} v \approx v_0 \approx 0, e_v = v - v_0 \approx 0, \\ r_0 > r > 0, e_r = r - r_0 < 0, \end{cases} \tag{7}$$

车辆在该工况下虽不失稳，但易偏离预期行驶轨迹引发严重事故，是大多数失稳的初始诱因。

当横摆角速度 r 大于期望 r_0，横向速度 v 随之变大，量化关系为

$$\begin{cases} v < v_0 \approx 0, e_v = v - v_0 < 0, \\ r > r_0 > 0, e_r = r - r_0 > 0, \end{cases} \tag{8}$$

此时车辆彻底失稳，出现激转等过度旋转的危险运动，是交通事故中较为常见的危险工况。

结合以上，引入以横向速度 v 和横摆角速度 r 分别为比例和微分环节的直接横摆力矩 PD 控制器，以制动单侧车轮产生横摆控制力矩来抵消或补偿车辆横向行驶状态的差异，实现系统期望目标值[13][14]。在计入系统中信号采集、传递、决策及作动等过程中的总体时间迟滞 τ 后，该 PD 控制器可写为：

$$M_r(t) = -K_v\left(v\left(t-\tau\right)-v_0\right) - K_r\left(r\left(t-\tau\right)-r_0\right) \tag{9}$$

2 时滞闭环系统稳定性分析

为研究控制时滞对车辆横向闭环系统稳定性的影响，分别对 Model 1 和 Model 2 建立时滞闭环动力学方程。在相同车辆参数、控制参数及纵向速度条件下，通过特征根频域判别方法获得系统稳定边界，并从无时滞和有时滞两个方面对比分析转向系统动力学对车辆横向稳定性的影响。

2.1 无转向系统耦合的时滞系统稳定性

将时滞控制(9)施加到车辆模型(1)中即得到模型 1 的时滞动力学方程，模型 1 有 2 个自由度，选取状态变量 $\boldsymbol{x}_1 = \begin{bmatrix} v & r \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$，通过公式（1）、（9）得到闭环模型的状态空间方程：

$$\dot{\boldsymbol{x}}_1 = \boldsymbol{A}_1\boldsymbol{x}_1(t) + \boldsymbol{B}_1\boldsymbol{u}_1(t-\tau) \tag{10}$$

该时滞系统形式上为滞后型差分微分方程组，$\mathbf{x}(t) = \mathbf{C}e^{\lambda t}(\mathbf{C} \in \mathbb{C}^2, \lambda \in \mathbb{C})$ 为其通解，其中 λ 是系

统特征根，**C** 是由系统在 0 时刻的初始状态决定的初值矩阵。将其代入式(12)得到系统特征根方程:

$$D(\lambda)=\lambda^2-b_0\lambda+(\lambda k_r-a_{11}k_r+a_{12}k_v)\mathrm{e}^{-\lambda\tau}+c_0=0 \tag{11}$$

其中，$a_{ij}(i,j=1,2)$为系数矩阵 $\boldsymbol{A}_1$ 的对应系数，$b_0=\mathrm{Tr}(\boldsymbol{A}_1)<0$，$k_v=K_v/\mathrm{I}_z$，$k_r=K_r/\mathrm{I}_r$，$c_0=\det(\boldsymbol{A}_1)$。

区别于常微分系统方程组，时滞微分方程为超越方程，特征方程(11)在复平面中存在无穷多个特征根，因此需依据其实部为正或在零点附近的最大特征值来判定系统稳定性[15]。该时滞系统渐近稳定的充要条件是其无穷多个特征值的实部均为负。

以控制参数 k_v 和 k_r 为可变参量构造(k_v,k_r)参数相平面，获取其中参数稳定域需先得到描述系统稳定性分岔的边界曲线(D-curve)，通过代入特征根 $\lambda=i\omega$ 到特征方程(13)中，分离实虚部得

$$\begin{aligned}R(\omega)&=-\omega^2+(a_{12}k_v-a_{11}k_r)\cos\omega\tau+k_r\omega\sin\omega\tau+c_0\\S(\omega)&=-b_0\omega-(a_{12}k_v-a_{12}k_r)\sin\omega\tau+k_r\omega\cos\omega\tau\end{aligned} \tag{12}$$

其中，$\omega\in[0,+\infty)$为系统振动频率，当实虚部 $R(\omega)=0$，$S(\omega)=0$，为系统稳定性边界的平衡方程。设置系统频率 $\omega=0$，可得系统的静态不稳定参数边界 D-curve:

$$a_{12}k_v-a_{11}k_r=-c_0 \tag{13}$$

$\omega>0$ 时，可得可得动态不稳定（非一致性稳定）参数边界 D-curve:

$$\begin{aligned}k_r(\omega)&=\left[(\omega^2-c_0)\sin\omega\tau+b_0\omega\cos\omega\tau\right]/\omega\\k_v(\omega)&=\left[(\omega^2-c_0)\cos\omega\tau-b_0\omega\sin\omega\tau+a_{11}k_r(\omega)\right]/a_{12}\end{aligned} \tag{14}$$

形式上，该曲线与常微分系统中直线明显不同，这是由于时滞系统的无限维特征，使其具有复杂的嵌套结构，将系统参数相图分割成无穷多的小参数域，各参数域对应不同的特征根组合及系统稳定性特征[16]。当参数穿过动态边界时，对应系统一对共轭特征根 $\lambda=\pm\mathrm{i}\omega$ 穿过虚轴到达实轴右端，Hopf 分岔发生，系统失去渐近稳定性并以 ω 为角频率进行周期性自激振荡，此时该区域内不稳定根数增加 2 个。

图 2 给出该车辆在某工况下参数时滞稳定性相图，其中红色直线为系统静态不稳定边界，黑色实线即为动态不稳定性边界。在无时滞情况下，系统在相同参数范围内灰色稳定区域最大。随着控制时滞的引入并逐渐增加，动态稳定边界发生显著的弯曲与内缩，将原本连续的相空间分割成无穷多的小参数域，并对灰色稳定域造成了急剧压缩。当 $\tau=1\,\mathrm{s}$ 时，虽然稳定区域依然存在，但周围参数空间中正特征根的数目显著增多，这表明控制时滞对基础车辆侧向控制系统的稳定性产生了强烈的削弱作用。

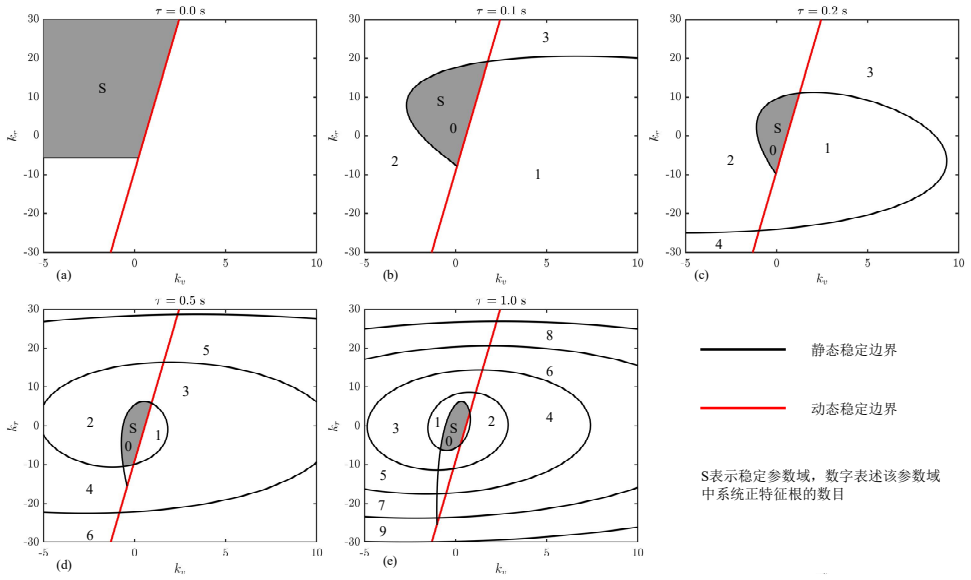


图 2　无转向系统耦合的时滞系统稳定性图

2.2 含转向系统耦合的时滞系统稳定性

将时滞控制(9)施加到车辆模型(6)得到模型 2 的时滞动力学方程，选取状态变量 $\boldsymbol{x}_2=\begin{bmatrix} v & r & \delta & \dot{\delta} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$，得到闭环模型的状态空间方程：

$$\dot{\boldsymbol{x}}_2=\boldsymbol{A}_2\boldsymbol{x}_2(t)+\boldsymbol{B}_2\boldsymbol{u}_2(t-\tau) \tag{15}$$

按照 2.1 中的方法得到含转向系统耦合的时滞系统特征根方程、静态不稳定参数边界和动态不稳定参数边界，并基于此得到如图 3 所示的含转向系统耦合的时滞系统的稳定性分析图。与图 2 不同的是图 3 的稳定域参数范围明显扩大，但与时滞的影响趋势一致，随着 τ 的增大，稳定域仍呈收缩趋势且收缩的速度更快。当 $\tau\geq 0.5$ s 时，正特征根数目为 1 的区域彻底消失，高阶失稳区域迅速占据了整个参数空间；当 $\tau=0.5$ s 时，动态失稳边界呈现明显的弯曲与内缩特征，周围参数空间中正特征根的数目增加的更多，这说明在该参数范围和时滞条件下，考虑转向系统动力学的闭环模型对控制时滞更加敏感。

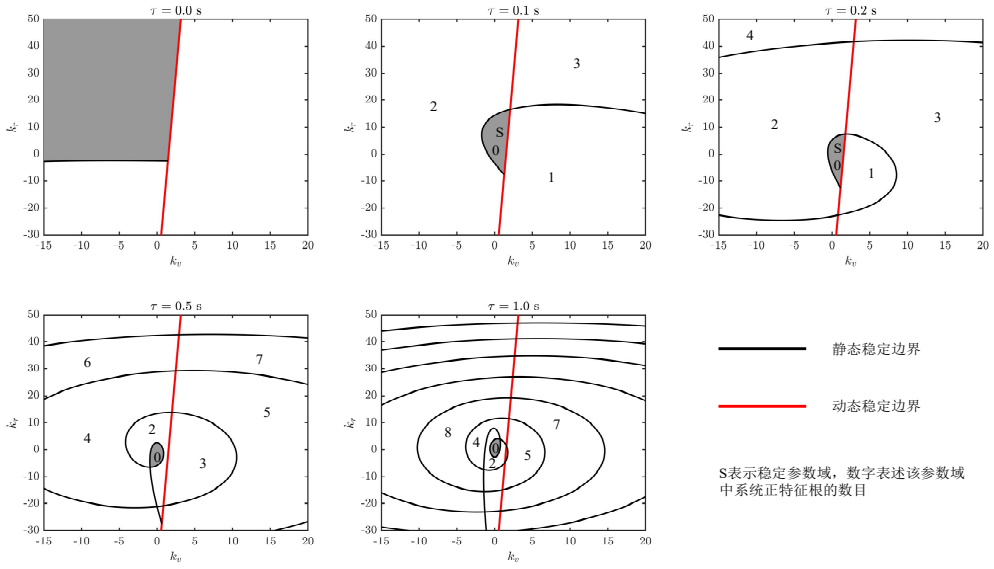


图 3　含转向系统耦合的时滞系统稳定性图

2.3 对比分析

为进一步揭示转向系统动力学与控制时滞共同作用下车辆横向闭环系统稳定性的变化规律，对 Model 1 和 Model 2 在不同控制时滞下的稳定域进行对比分析。为避免车辆参数、控制增益及纵向速度差异带来的影响，两种模型采用完全相同的参数条件。

当 $\tau = 0$ 时，引入转向系统动力学后，车辆横向控制系统具有更大的稳定参数范围，Model 2 的稳定域大于 Model 1。该结果表明在同一控制条件下，转向系统动力学耦合对无时滞闭环系统具有稳定性改善作用。当 $\tau > 0$ 时，随着时滞的增大，两种模型的稳定域均发生收缩，表明时间迟滞会削弱车辆横向闭环系统稳定性。但值得注意的是，Model 2 的稳定域收缩程度更加明显，在相同时滞条件下其稳定域小于 Model 1。因此，转向系统动力学对车辆横向稳定性的影响具有明显的时滞影响特性。无时滞条件下，转向系统动力学能够扩大稳定域；而控制时滞引入后，该稳定性优势逐渐减弱并表现出更加明显的稳定性衰减。

3 结论

针对控制时滞对车辆横向运动控制系统稳定性的影响机制，本文在二自由度车辆模型的基础上，进一步计入转向系统动力学特性，并将控制时滞引入主动横摆力矩反馈回路，构建了车辆-转向系统时滞闭环耦合模型。基于特征根频域判别准则求解了系统的静态与动态稳定边界，并通过参数相图揭示了控制时滞对系统稳定域的演变规律。主要结论如下：

（1）在无时滞条件下，转向系统动力学耦合能够扩大车辆横向控制系统稳定域。与不考虑转向系统耦合的车辆模型相比，考虑转向系统动力学的耦合模型具有更大的稳定参数区域，这表明转向系统动力学对车辆横向闭环系统具有一定的稳定性改善作用。

（2）控制时滞显著影响车辆横向闭环系统的运动稳定性。随着控制时滞增大，两种模型的动态稳定边界均发生变化，系统的渐近稳定参数域逐渐收缩，不稳定区域扩大。这表明反馈信息的时间迟滞降低了主动横摆力矩对车辆横向运动的实时调节能力，使系统稳定性能下降。

（3）转向系统动力学对车辆稳定性的影响具有明显的时滞影响特性。随着时滞的引入，考虑转向系统动力学的 Model 2 稳定域收缩更加明显，在相同时滞条件下表现出比 Model 1 更差的稳定性特征。这表明转向系统动力学带来的稳定性改善不能简单延伸至时滞闭环系统。

参考文献：

[1] Ahmadian N, Khosravi A, Sarhadi P. Integrated model reference adaptive control to coordinate active front steering and direct yaw moment control[J]. ISA transactions, 2020, 106: 85-96.

[2] Yao X, Gu X, Jiang P. Coordination control of active front steering and direct yaw moment control based on stability judgment for AVs stability enhancement[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2022, 236(1): 59-74.

[3] 鲁航宇, 卢剑伟, 魏恒, 等. 包含时间迟滞的车辆横向主动控制系统动力学稳定性研究[J]. 中国科学: 技术科学, 2022, 52(10): 1608-1622.

[4] Lu H, Stepan G, Lu J, et al. Dynamics of vehicle stability control subjected to feedback delay[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2022, 96: 104678.

[5] 王在华,胡海岩.时滞动力系统的稳定性与分岔:从理论走向应用[J].力学进展,2013,43(1):3-20.

[6] Vörös I, Takács D. Bifurcation analysis of a lane keeping controller with feedback delay[C]//International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2020, 83914: V002T02A049.

[7] 叶青.考虑双子系统时滞的智能汽车纵横向运动多模型智能递阶控制研究[D].江苏大学,2019.

[8] Ye Q, Wang R, Cai Y, et al. The stability and accuracy analysis of automatic steering system with time delay[J]. ISA transactions, 2020, 104: 278-286.

[9] Beregi S, Takács D, He C R, et al. Hierarchical steering control for a front wheel drive automated car[J].

IFAC-PapersOnLine, 2018, 51(14): 1-6.

[10] 吴思锋. 基于二自由度自行车模型的车辆横向控制方法研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2023:25-55.

[11] Chai M, Zhang W, Wang D, et al. Ride and roll/yaw stability analysis of articulated frame steer vehicle with torsio-elastic suspension[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(7): 1958-1971.

[12] Yim S. Comparison among active front, front independent, 4-wheel and 4-wheel independent steering systems for vehicle stability control[J]. Electronics, 2020, 9(5): 798.

[13] Mortazavizadeh S A, Ghaderi A, Ebrahimi M, et al. Recent developments in the vehicle steer-by-wire system[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2020, 6(3): 1226-1235.

[14] Perdana M A P, Budiman A C, Ristiana R, et al. Control strategies for steer-by-wire systems: An overview[J]. Technologies, 2024, 13(1): 6.

[15] 鲁航宇. 时间迟滞对车辆横向稳定性控制的影响机理研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2023:47-65.

[16] Li Z, Zhang N, Lu H, et al. Impacts of the Observation of the Steering Torque Disturbance on the Stability of a Time-Delayed Control System for a Corner Module with Steering[C]//Actuators. MDPI, 2025, 14(11): 518.

特种车辆混合动力驱动系统动态稳定性分析及自适应虚拟电容控制的应用研究

陈星，代家旺，景彦霞

重庆文理学院 智能制造工程学院，重庆 402160

摘　要：针对特种车辆混合供电电驱系统在负载突变下易出现直流母线电压波动和稳定裕度下降的问题，建立包含发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线及恒功率负载的八阶平均状态空间模型，采用特征值法分析变换器电感、支撑电容和负载功率对系统小信号稳定性的影响。在此基础上，采用文献[3]的自适应虚拟电容控制方法，并结合本文系统进行仿真验证。结果表明，增大变换器电感和负载功率会降低系统稳定裕度，适当增大支撑电容有利于提高系统稳定性；引入自适应虚拟电容控制后，母线电压跌落幅度减小，暂态恢复性能得到改善。

关键词：特种车辆；混合动力驱动系统；小信号稳定性；恒功率负载；自适应虚拟电容控制

中图分类号：TJ81　　**文献标志码：**A

Dynamic Stability Analysis and Application Research of Adaptive Virtual Capacitance Control for Hybrid Electric Drive Systems of Special Vehicles

CHEN Xing, DAI Jia-wang, JING Yan-xia

School of Intelligent Manufacturing Engineering, Chongqing University of Arts and Sciences, Chongqing 402160, China

Abstract: To address DC bus voltage fluctuations and reduced stability margins of hybrid electric drive systems for special vehicles under load transients, an eighth-order averaged state-space model including an engine-generator set, a battery-side bidirectional DC/DC converter, a DC bus, and a constant-power load is established. Eigenvalue analysis is used to investigate the effects of converter inductance, supporting capacitance, and load power on system small-signal stability. The adaptive virtual capacitance control method proposed in Ref. [3] is adopted and evaluated on the eighth-order model of the special-vehicle hybrid electric drive system established in this paper. The results show that increasing converter inductance and load power reduces the stability margin, whereas an appropriate increase in supporting capacitance improves system stability. The adopted control method reduces DC bus voltage sag and improves transient recovery performance.

Keywords: special vehicle; hybrid electric drive system; small-signal stability; constant-power load; adaptive virtual capacitance control

1 引言

高机动特种车辆可以在没有任何道路的情况下自由穿行于山地、丘陵、沼泽、雪地越野环境，广泛应用于国防装备、地质灾害救援与森林消防等任务，最大限度的保障国家和人民群众的生命财产安全。新时期特种作业任务的多样化需求，催生了以机电复合传动为基础的新一代高机动特种车辆。

相较于传统机械传动构型新型电驱特种车辆具有结构简单、功率高、节能等优点。整车集发电、储能、分配、控制于一体,构成了车辆综合微电网的源-网-荷系统。系统源侧由发动机-发电机-整流器、动力电池-双向 DC/DC 变换器、超级电容组成，负载侧由驱动器-驱动电机、车载用电器构成，采用直流共母线的方式构成。其具有以下特点：1）变流器种类多，系统非线性强。变流器绝缘栅双极型晶体管（IGBT）的高频通断使得系统呈现强非线性，容易出现发散、震颤、混沌和分岔等不稳定现象。2）系统容量小，具有“弱惯性”。车载电网只能工作在“离网”模式。负荷容量与电源容量具有可比性，其启动和卸载都会对系统的动态特性产生显著影响，使系统呈现出“弱惯性”。3）负载特性各异，电能质量要求高。车辆电气系统既包括驱动系统“负阻尼特性”负载，又包括为整车控制系统供电的“精电源”，还有种类多样的车载用电器，要求具有与负载特性相适应的驱动特性。4）车辆行驶状态多样，工况复杂多变，抗干扰能力弱。系统在负载扰动、启动、变速状态下，能量的瞬变使得母线压极易发生高频振荡，对电子元件造成冲击。

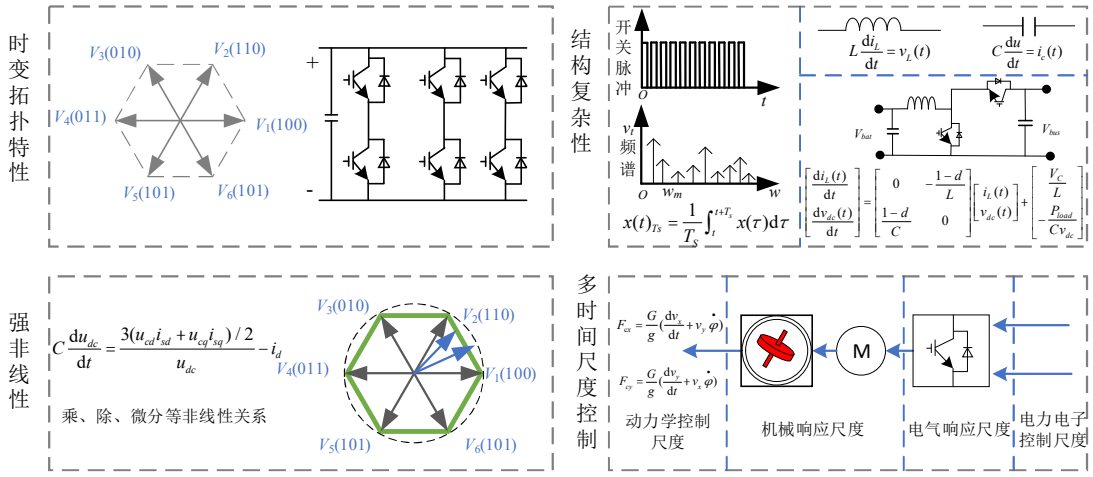


图 1　车载电驱系统特征图

车辆传动系统电气化后，发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线及电驱负载通过电力电子变换器相互连接，形成具有源-网-荷耦合特征的车载直流电驱系统。与传统电网相比，车载电驱系统容量较小、惯性较弱，且各变流器控制环节之间存在较强耦合。当驱动负载采用恒功率控制时，其在平衡点附近表现出负增量阻抗特性，会削弱系统阻尼，使直流母线电压更容易产生振荡，并降低系统的稳定裕度[1-3]。

在上述系统中，DC/DC 变换器电感决定电池侧电流的动态变化速度。电感过大可能导致电流响应变慢，并加剧控制环节之间的相位滞后；支撑电容能够在负载功率突变初期提供能量缓冲，其参数大小会影响直流母线的电压波动和系统阻尼；恒功率负载功率增大时，负增量阻抗效应增强，系统稳定裕度可能进一步下降。因此，变换器电感、支撑电容和负载功率是影响混合动力驱动系统小信号稳定性的重要因素，有必要通过特征值分析明确这些参数对系统稳定边界的影响规律[4-6]。

除参数变化外，特种车辆在加速、越障和负载切换过程中还会出现较大的功率突变。受发动机-发电机组机械惯性和控制响应速度限制，负载突变初期可能出现短时功率缺额，动力电池侧双向 DC/DC 变换器需快速调节输出电流以抑制直流母线电压跌落。常规电流控制的暂态支撑能力有限。针对该问题，李耀恒等[3]在电传动履带车辆 DC/DC 控制回路中引入了基于母线电压偏差及其变化特征的自适应虚拟电容控制方法，以改善母线电压暂态响应。考虑到轮式特种车辆混合供电电驱系

统的拓扑结构、控制参数和负载特性与文献[3]的履带车辆系统不同，本文将该方法作为暂态电压控制方案，结合所建八阶平均状态空间模型，分析关键参数的稳定性影响规律，并评估该控制方法在目标系统中的适用性。

基于上述分析，本文以特种车辆混合供电电驱系统为研究对象，建立包含发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线和恒功率负载的八阶平均状态空间模型；基于平衡点线性化模型，采用特征值法分析 DC/DC 变换器电感、支撑电容和恒功率负载功率对系统小信号稳定性的影响；最后，引入文献[3]的自适应虚拟电容控制方法，仿真评估其在负载扰动下对母线电压暂态性能的改善效果。

2 混合动力驱动系统的状态空间平均模型

2.1 特种车辆混合动力驱动系统总体结构与能量流

本文所研究的特种车辆电驱系统以直流共母线为架构，其构成主要包括发动机-发电机-PWM 整流系统、动力电池-双向 DC/DC 变换器、直流母线以及轮毂电机负载，系统结构简图如图 2 所示。

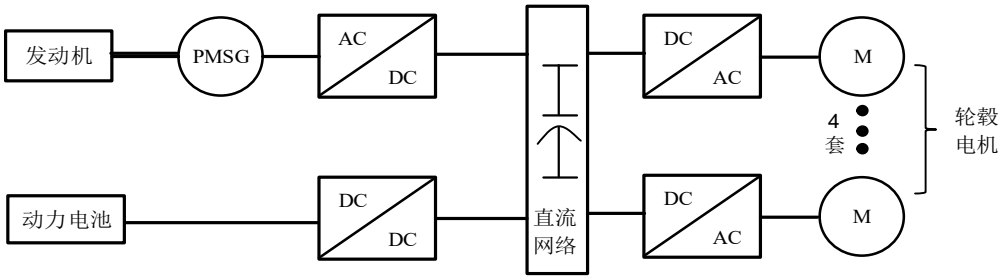


图 2　车辆电驱系统结构拓扑图

系统源侧主要由两部分组成，一是发动机-发电机-PWM 整流系统，二是动力电池-双向 DC/DC 变换器。发动机通过机械耦合方式带动永磁同步发电机进行发电，输出的交流电再经过 PWM 整流器转化为直流电后注入直流母线；动力电池通过双向 DC/DC 变换器与直流母线相连，可根据车辆的运行情况，实现能量的双向流动。

直流母线作为车辆电驱系统的能量汇集与分配中心，是车载电驱系统中连接各子系统的关键节点。其中负载侧主要由逆变器–轮毂电机系统构成，轮毂电机通过逆变器直接连接到直流母线上，以实现车辆驱动转矩的独立输出。与动力集中式驱动结构相比，该结构拥有传动链较短和功率分配更加灵活等特点，同时也能更加直观地表现为多负载并联的运行特点。

在车辆运行过程中，能量会在源侧与负载侧之间持续流动，而能量流动方式也会随着运行工况的变化而相应变化。在车辆正常运行时，轮毂电机依靠直流母线供电，电流通过逆变器变换后驱动电机进而带动车辆旋转，从而实现车辆行驶，直流母线能量可由发动机-发电机组提供，也可由动力电池提供。当车辆运行在混动工况时，能量由发动机-发电机与动力电池共同提供，发电机系统通过 PWM 整流器向直流母线输送电能，以满足车辆持续运行时的主要功率需求；当负载需求较高或者发动机暂态响应能力不足时，动力电池则向直流母线补充能量，以维持系统功率平衡。

直流母线在汇聚能量、分配能量与缓冲过程中扮演着关键角色，其电压波动情况能够直接反映出源侧供能与负载侧功率需求之间的匹配关系，因此直流母线是后续开展系统动态特性与稳定性分析的核心对象。

2.2 整体平均状态空间方程建立

当车辆运行在混动工况下，发动机-发电机组与动力电池共同为直流母线供电。发电机侧通过 AC/DC 变换器连接到母线上，动力电池侧则是经过双向 DC/DC 变换器接入母线，二者通过协同供能满足负载功率需求。当负载功率发生波动时，系统运行平衡点会发生偏移，从而对母线电压及各支路电流的动态响应和稳定状态产生影响。在该工况下，发电机侧的 AC/DC 变换器一般处于发电稳压控制模式，其主要目的是承担维持母线电压的稳定；动力电池侧双向 DC/DC 在功率上升阶段工作

于 Boost 放电模式，主要目的是补偿发电机暂态响应不足或者负载突增所造成的功率缺额。

特种车辆电驱系统的小信号模型由电路微分方程和控制系统方程两部分组成，前者用于表征电路特性，后者用于描述控制策略。以下将基于这两部分建立系统微分方程。

（1）电路微分方程

电路微分方程包括发电机侧 dq 坐标系下的电流方程、直流母线电压方程以及 DC/DC 变换器电感电流方程。根据系统拓扑结构，在 dq 坐标系下可得到电路微分方程如下：

$$\begin{cases} L_d \frac{di_d}{dt} = e_d - R_s i_d + \omega_e L_q i_q - v_d \\ L_q \frac{di_q}{dt} = e_q - R_s i_q - \omega_e L_d i_d - v_q \\ C_{dc} \frac{dv_{dc}}{dt} = \frac{3}{2}\left(i_d v_d + i_q v_q\right) - P_{load} \\ L \frac{di_L}{dt} = dV_c - v_{dc} \end{cases} \tag{1}$$

此时，状态变量包含i_d、i_q、v_{dc}、i_L,为 4 阶微分方程，描述了系统中电感、电容等储能元件的物理动态特性。

（2）控制系统方程

为实现发电机电流控制、直流母线电压稳定以及动力电池功率调节，系统采用多闭环 PI 控制结构，其控制系统方程如下。

$$\begin{cases} (v_{dc}^* - v_{dc})K_p + \int_0^T K_i\,(v_{dc}^* - v_{dc})dt = i_q^*, \\ C v_{dc} \frac{dv_{dc}}{dt} = 3 i_d e_d + 3 i_q e_q - 3 i_d L_d \frac{di_d}{dt} \\ - 3 i_q L_q \frac{di_q}{dt} - 3\omega(L_d - L_q) i_d i_q - P_{load}, \\ i_d^* = 0. \end{cases} \tag{2}$$

动力电池-双向 DC/DC 变换器控制回路状态空间方程如公式（3）所示。

$$\begin{cases} x_8 = K_{i2} \int_0^T \left(\frac{P_{batt}}{V_c} - i_L\right) dt, \\ d = x_8 + K_{p2}\left(\frac{P_{batt}}{V_c} - i_L\right). \end{cases} \tag{3}$$

其中，P_{batt} 为车辆行驶过程中由动力电池-双向 DC/DC 所输出的功率。

综上所述，系统由 4 个电路状态变量与 4 个控制器状态变量构成，形成 8 阶非线性状态空间模型，为后续系统稳定性分析奠定基础。

选取系统的状态变量如式（4）所示

$$X = \left[i_d, i_q, x_3, x_4, x_5, v_{dc}, i_L, x_8\right]^T \tag{4}$$

其中，$x_3 = \int_0^T (i_d^* - i_d)\,K_{id} dt$，$x_4 = \int_0^T \left(i_q^* - i_q\right) K_{iq} dt$，$x_5 = K_i \int_0^T (v_{dc}^* - v_{dc})\,dt$，$x_8 = K_{i2} \int_0^T \left(\frac{P_{batt}}{V_c} - i_L\right) dt$

根据公式（1）~（4）可得出电驱系统整体平均状态空间方程：

$$\dot{X} = A_1 X + B_1 \tag{5}$$

其中，

$$A_1=\begin{bmatrix} -\frac{1}{L_d}K_{pd} & 0 & \frac{1}{L_d} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{L_q}K_{pq} & 0 & \frac{1}{L_q} & \frac{1}{L_q}K_{pq} & -\frac{1}{L_q}K_{pq}K_p & 0 & 0 \\ -K_{id} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{iq} & 0 & 0 & K_{iq} & -K_{iq}K_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1-K_{p2}\frac{P_{batt}}{V_c}}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{i2} & 0 \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$B_1=\begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{L_q}K_{pq}K_pv_{dc}^* & 0 & K_{iq}K_pv_{dc}^* & K_iv_{dc}^* & f_1(X) & f_2(X) & K_{i2}\frac{P_{batt}}{v_C} \end{bmatrix}^T \tag{7}$$

其中，非线性项 $f_1(X)$ 与 $f_2(X)$ 的表达式如下：

$$\begin{aligned} f_1(X)=&(3x_2\omega_e\psi_f+3K_{pd}x_1^2-3x_1x_3-3K_{pq}x_2^2\left[(v_{dc}^*-x_6)K_p+x_5\right]+3K_{pq}x_2^2 \\ &-3x_2x_4-3(L_d-L_q)x_1x_2\omega_e+x_6x_8\left(1-x_9-K_{p2}\left(\frac{P_{batt}}{V_c}-x_8\right)\right))/(Cx_6)-\frac{P_{load}}{Cx_6}, \end{aligned} \tag{8}$$

$$f_2(X)=-\frac{1}{L}\left(-x_6x_9+K_{p2}x_6x_8-V_c\right) \tag{9}$$

所建立的状态空间模型为 8 阶非线性系统，系统状态变量之间存在明显的耦合关系，且模型中包含功率项及状态变量乘积项，反映了电力电子系统在恒功率负载作用下的非线性特征和弱阻尼特性[5-6]。该模型在平均状态空间意义下能够较好地表征特种车辆混合动力驱动系统在功率突变工况下的动态响应特性。

为了分析特种车辆电驱系统在加速工况下运行情况，使用特征值法对系统进行稳定性分析时，首先需要确定系统的平衡点。平衡点对应系统在稳态运行时各状态变量保持恒定的工作状态，是后续开展小信号线性化分析与暂态稳定性分析的基础，然后，需要在平衡点处对系统进行线性化处理。

本文以轮式装甲车辆加速工况为研究对象，在建模过程中将 4 个轮毂电机统一等效为直流母线侧恒功率负载。结合本文系统参数设定，取单个轮毂电机最大功率为 38 kW。

当系统处于稳态运行工况时，各状态变量不随时间变化，即满足：

$$\dot{x}=0 \tag{10}$$

由公式（6）、（7）可知，令$\dot{x}=0$, 求解出各状态变量平衡点为

$$\begin{cases} x_1^*=x_3^*=0, \\ x_2^*=x_5^*=\frac{2(P_{load}-P_{batt})}{3\omega\psi_f}, \\ x_4^*=0,\ x_6^*=v_{dc}^*, \\ x_7^*=\frac{P_{batt}}{V_c},\ x_8^*=1-\frac{V_c}{v_{dc}^*}. \end{cases} \tag{11}$$

所求得的平衡点对应系统在给定功率负载和控制目标下的稳态运行状态。基于该平衡点，下一步将对系统进行线性化处理，以分析特种车辆电驱系统的小信号稳定性。

在稳态工作点处进行线性化处理时，为了便于分析特种车辆电驱系统在恒功率负载条件下的稳定性，需将各状态变量的平衡点平移至原点,令$\tilde{X}=X-X^*$,其中,

$$\begin{cases} X=[x_1,x_2,x_3,x_4,x_5,x_6,x_7,x_8]^T, \\ \tilde{X}=[\tilde{x}_1,\tilde{x}_2,\tilde{x}_3,\tilde{x}_4,\tilde{x}_5,\tilde{x}_6,\tilde{x}_7,\tilde{x}_8]^T, \\ X^*=[x_1^*,x_2^*,x_3^*,x_4^*,x_5^*,x_6^*,x_7^*,x_8^*]^T. \end{cases} \tag{12}$$

为了分析特种车辆电驱系统在稳态运行点附近的动态特性，需要对平移后的状态空间模型在平衡点处进行泰勒展开。通过泰勒展开，可将系统非线性状态方程分解为线性项与高阶非线性项，其中一阶项反映系统在小扰动条件下的主导动态特性，高阶项描述系统在大扰动条件下的非线性影响。对恒功率负载进行泰勒展开，如公式（13）所示

$$\frac{P_{load}}{\tilde{x}+x^*}=\frac{P_{load}}{x^*}-\frac{P_{load}}{x^{*2}}\tilde{x}+\frac{2P_{load}}{x^{*3}}\tilde{x}^2+o(\tilde{x}^3). \tag{13}$$

忽略二阶及以上高阶项后，可建立系统的小信号线性模型，进而用于研究系统在平衡点附近的局部稳定性。在保留部分非线性项时，则可进一步开展系统的大信号暂态稳定性分析。因此，通过在平衡点处对系统进行泰勒级数展开，可为稳定性分析提供理论依据，并由此推导出平衡点平移至原点后的状态空间表达式。

$$\tilde{X}=A_2\tilde{X}+B_2 \tag{14}$$

式中，

$$A_2=\begin{bmatrix}
-\frac{1}{L_d}K_{pd} & 0 & \frac{1}{L_d} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & -\frac{1}{L_q}K_{pq} & 0 & \frac{1}{L_q} & \frac{1}{L_q}K_{pq} & -\frac{1}{L_q}K_{pq}K_p & 0 & 0\\
-K_{id} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & -K_{iq} & 0 & 0 & K_{iq} & -K_{iq}K_p & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_i & 0 & 0\\
A_{61} & A_{62} & 0 & A_{64} & A_{65} & A_{66} & A_{67} & -\frac{P_{batt}}{CV_C}\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{V_C}{Lv_{dc}^*} & -\frac{K_{p2}v_{dc}^*}{L} & \frac{v_{dc}^*}{L}\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{i2} & 0
\end{bmatrix} \tag{15}$$

其中，$A_{61}=\frac{-(L_d-L_q)(P_{load}-P_{batt})}{\psi_f Cv_{dc}^*}$，$A_{62}=\frac{\frac{3}{2}\omega_e\psi_f+K_{pq}\frac{(P_{load}-P_{batt})}{\omega_e\psi_f}}{Cv_{dc}^{*\,2}}$，$A_{64}=\frac{-(P_{load}-P_{batt})}{\omega_e\psi_f Cv_{dc}^*}$，$A_{65}=\frac{-K_{pq}(P_{load}-P_{batt})}{\omega_e\psi_f Cv_{dc}^*}$，$A_{66}=\frac{K_{pq}K_p(P_{load}-P_{batt})}{\omega_e\psi_f Cv_{dc}^*}$，$A_{67}=\frac{K_{p2}-\frac{P_{batt}}{V_c}+\frac{V_c}{v_{dc}^*}}{C}$

$$B_2=[0\ 0\ 0\ 0\ 0\ f_1(\tilde{X})\ f_2(\tilde{X})\ 0]^T \tag{16}$$

在 B2 中 $f_1(\tilde{X})$、$f_2(\tilde{X})$ 表示二次项,其表达式如公式（17）、（18）所示

$$\begin{aligned}f_1(\tilde{X})=&-\frac{3\omega\psi_f\tilde{x}_2\tilde{x}_6-3K_{pq}x_5^*\tilde{x}_2\tilde{x}_6-3K_{pq}x_2^*\tilde{x}_5\tilde{x}_6+6K_{pq}x_2^*\tilde{x}_2\tilde{x}_6}{2Cv_{dc}^{*2}}-\frac{P_{batt}}{Cv_{dc}^{*3}}\tilde{x}_6^2\\&+\frac{3K_{pq}\tilde{x}_1^2-3\tilde{x}_1\tilde{x}_3-3K_{pq}\tilde{x}_2^2\tilde{x}_5+3K_{pq}\tilde{x}_2^2-3\tilde{x}_2\tilde{x}_4-3(L_d-L_q)\tilde{x}_1\tilde{x}_2\omega_e}{2Cv_{dc}^*}\\&-\frac{3K_{pq}K_px_2^*\tilde{x}_6^2-3(L_d-L_q)\omega_ex_2^*\tilde{x}_1\tilde{x}_6}{2Cv_{dc}^{*2}}+\frac{1}{C}\left(-\tilde{x}_7\tilde{x}_8+K_{p2}\tilde{x}_7^2\right),\end{aligned} \tag{17}$$

$$f_2(\tilde{X})=-\frac{1}{L}\left(-\tilde{x}_6\tilde{x}_8+K_{p2}\tilde{x}_6\tilde{x}_8\right). \tag{18}$$

综上所述，基于平均状态空间建模方法，建立了特种车辆电驱系统状态空间模型，并求解了系统的稳态平衡点。通过对系统的平衡点进行平移，并在平衡点处对非线性系统的状态方程进行泰勒展开，可以得到系统在稳态运行点附近的小信号线性化模型。

线性化处理后的模型为自治线性系统，其状态矩阵由系统参数和控制参数共同决定，能够在一定程度上反映系统在小扰动条件下的主要动态特性。在线性化过程中，恒功率负载的负阻抗特性被等效引入系统状态矩阵，并作为影响系统稳定性的重要因素加以考虑。该模型主要适用于平衡点附近的小扰动分析，而当负载功率或直流母线电压出现较大变化时，系统非线性特征会明显增强，线性模型的适用性也会相应减弱。基于这一线性化模型，后续将进一步结合特征值分析方法，对特种车辆电驱系统在不同参数条件下的失稳机理进行研究。

2.3 混合动力工况下稳定性分析

在小信号稳定性分析过程中，状态空间方程中的二次项通常可忽略不计。根据 Lyapunov 第一法，矩阵A_2的特征值能够反映系统在关键参数变化过程中的稳定状态。

在忽略二阶及以上非线性项的情况下，线性化模型能够有效表征系统在小扰动条件下的主导动态特性。对于线性自治系统，其稳定性可通过系统状态矩阵的特征值分布进行判断。因此，本文将对所建立的小信号线性化模型进行特征值求解与分析，以评估特种车辆电驱系统在平衡点附近的稳

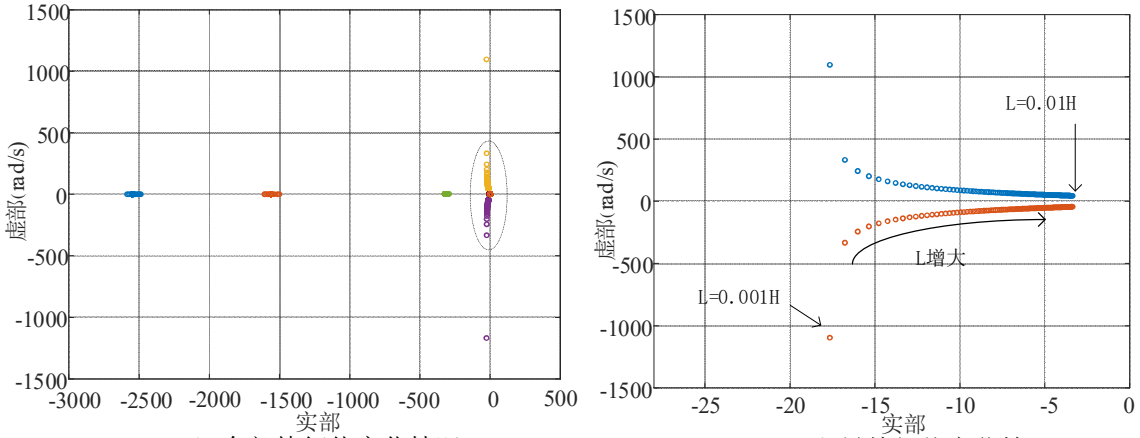
定性情况。

表 1　特种车辆电驱系统部分参数表

参数	数值	单位
动力电池电压 Vc/V	425	V
母线电压 Ubus/V	600	V
DC/DC 电感	1	mH
DC/DC 电容	1	mF
DC/DC 电压环比例系数 Kp1	5	—
DC/DC 电压环积分系数 Ki1	20	—
DC/DC 电流环比例系数 Kp2	0.0135	—
DC/DC 电流环积分系数 Ki2	0.09	—
发电机直轴电感 Ld	0.169	mH
发电机交轴电感 Lq	0.316	mH
支撑电容	10	mF
发电机电压环比例增益 Kp	0.3	—
发电机电压环积分增益 Ki	50	—

基于所建立的小信号模型，可以采用特征值法研究关键参数变化时系统特征值的演化轨迹，从而揭示其对系统稳定性的影响机理，为系统参数设计与优化提供理论支撑[4,6]。在车载电驱动系统中，影响系统稳定性的参数主要包括 DC/DC 变换器滤波电感、支撑电容和恒功率负载等参数，下文将通过对上述参数进行分析，探究系统的稳定性边界。

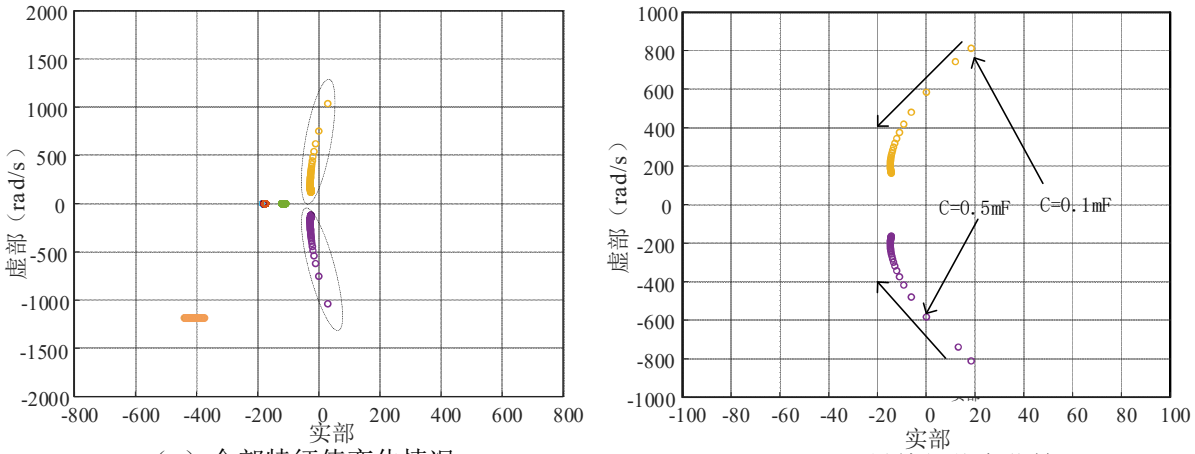
在混合动力工况下，设定系统负载功率为 P = 100 kW，将 DC/DC 变换器的电感参数从 0.001 H 逐渐增大到 0.01 H，然后通过雅可比矩阵求解出对应的特征值对系统的稳定性进行判断，图 3（b）给出了 DC/DC 变换器电感线圈逐渐增大时特征值的变化轨迹。



（a）全部特征值变化情况　　（b）主导特征值变化情况

图 3　电感 L 增大时特征值的变化轨迹

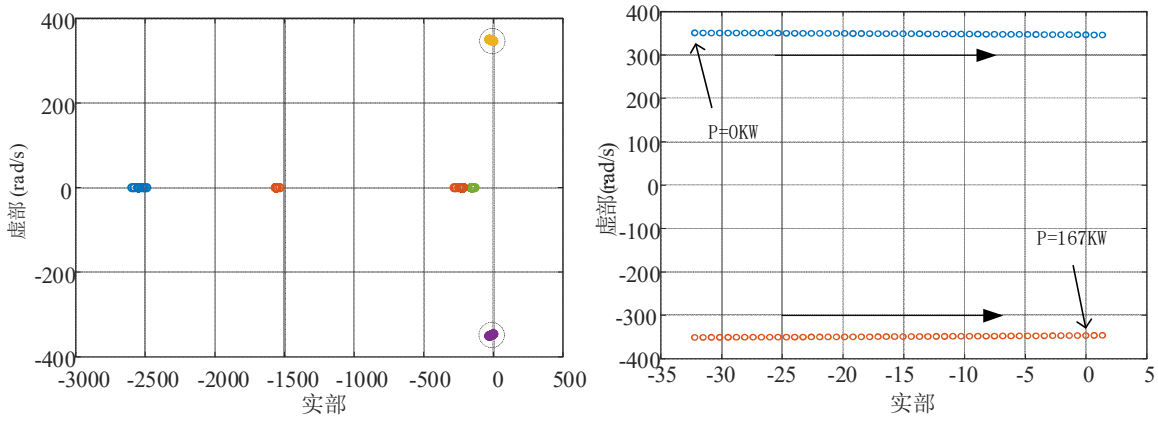
由图可知，随着电感值的逐渐增大，系统特征值整体呈现向右移动的趋势，但在 0~0.01 H 内仍始终位于复平面的左半平面，因此系统保持稳定状态。若电感 L 继续增大，特征值将进一步向右偏移，进入复平面的右半平面，从而导致系统失稳。



（a）全部特征值变化情况　　（b）主导特征值变化情况

图 4　支撑电容 C 增大时特征值的变化轨迹

设定系统负载功率为 P = 100 kW，将支撑电容从 0.1 mF 逐渐增大到 50 mF，其余参数选取表 1 中的值。图 4 展示了支撑电容增大时，系统特征值在复平面上的变化情况。图 4（a）中的虚线部分主要表示影响系统稳定性的特征值随参数变化的轨迹。随着支撑电容容值的不断增大，系统主导特征值逐渐向左半平面移动，其与虚轴之间的距离逐步增加，表明系统的稳定裕度有所提高。与此同时，主导特征值向左移动的幅度逐渐减小。由图 4（b）可知，当容值超过 0.5 mF 时，系统所有特征值均位于复平面左半部分。依据稳定性判据，此时系统处于渐近稳定状态，适当提高支撑电容有助于增强系统稳定性。



（a）全部特征值变化情况　　（b）主导特征值变化情况

图 5　负载功率增大时特征值的变化轨迹

由图 5（a）所示绘制出了在负载功率增大时所有特征值的变化情况，系统稳定性主要由一对共轭复数来决定，由图 5（b）所示，当负载功率增大时系统的特征值逐渐向右移动，当负载功率小于 167 kW 时，当前系统各特征值均位于复平面左半平面，因此系统处于稳定状态。但随着恒功率负载的增加，系统稳定裕度会随之下降，这主要是由于恒功率负载具有明显的负阻尼特性所致[5,7]。

3 电驱系统稳定性优化提升策略

3.1 动力电池侧变换器虚拟电容控制优化

针对动力电池侧变换器控制过程，本节采用文献[3]提出的自适应虚拟电容控制方法，并将其应用于本文所研究的特种车辆混合供电电驱系统。该方法根据直流母线电压偏差及其变化趋势调节虚拟电容值，以增强负载扰动初期的暂态支撑能力。本文重点分析该控制方法的基本原理，并通过仿真评估其在目标系统中的应用效果。

在特种车辆电驱系统中，动力电池通常借助 Boost/Buck 双向 DC/DC 变换器与直流母线实现

连接，其拓扑结构已在前文中予以详细说明。针对直流电气系统负载扰动引发的母线电压波动问题，文献[3]提出了自适应虚拟电容控制方法，通过控制算法使变换器等效呈现虚拟电容储能特性，以提升系统暂态性能[3,8]，根据该控制原理并结合本文系统变量定义，重新绘制虚拟电容控制示意图，如图 6 所示。本文在保持该控制方法基本结构的基础上，结合本文系统参数和负载工况进行仿真验证。

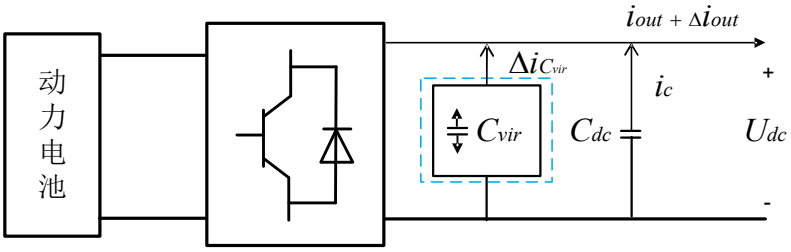


图 6　DC/DC 变换器虚拟电容控制（根据文献 [3]改绘）

当特种车辆电驱系统发生载荷扰动时，可通过调节动力电池输出电流来优化直流母线电压的动态响应。此时，动力电池-DC/DC 变换器输出电流和母线电流之间存在以下关系：

$$\mathrm{i_{out}}=\mathrm{i_{in}}+\mathrm{i_c} \tag{19}$$

式中：$\mathrm{i_{in}}$为动力电池的输出电流；$\mathrm{i_{out}}$为输出到直流母线上的电流；$\mathrm{i_c}$为直流母线连接电容的电流。当系统处于稳定运行状态时，$\mathrm{i_c}=0$，$\mathrm{i_{out}}=\mathrm{i_{in}}$。当系统发生扰动时，输出电流也会随之产生变化，其变化量记为$\Delta\mathrm{i_{out}}$，为了进一步优化直流电压的动态响应，本文中引入虚拟电容$\mathrm{C_{vir}}$。此时，变换器直流电容两侧的电流关系可表示为：

$$\mathrm{i_{out}}+\Delta\mathrm{i_{out}}-\mathrm{i_{in}}=\mathrm{i_c}+\Delta\mathrm{i_{C_{vir}}}=(\mathrm{C_{dc}}+\mathrm{C_{vir}})\frac{\mathrm{dU_{dc}}}{\mathrm{dt}} \tag{20}$$

式中：$\mathrm{C_{dc}}$为母线连接的电容值；$\mathrm{C_{vir}}$为虚拟电容容值；$\Delta\mathrm{i_{C_{vir}}}$为虚拟电容控制所对应的电流调整量。由公式（20）可知，在直流电流的变化量$\Delta\mathrm{i_{out}}$保持不变的条件下，虚拟电容的引入将使直流电压的变化率随之减小。同时，通过调节虚拟电容的取值，能够对直流母线电压的动态响应实现有效调整。图 7 为添加虚拟电容控制环节之后的控制结构框图，根据文献[3]改绘。虚拟电容电流$\Delta\mathrm{i_{C_{vir}}}$的表达式为：

$$\Delta\mathrm{i_{C_{vir}}}=\mathrm{C_{vir}}\frac{\mathrm{du_{dc}}}{\mathrm{dt}}=\mathrm{C_{vir}}\frac{\mathrm{u_{dc}(k)-u_{dc}(k-1)}}{\mathrm{T_s}} \tag{21}$$

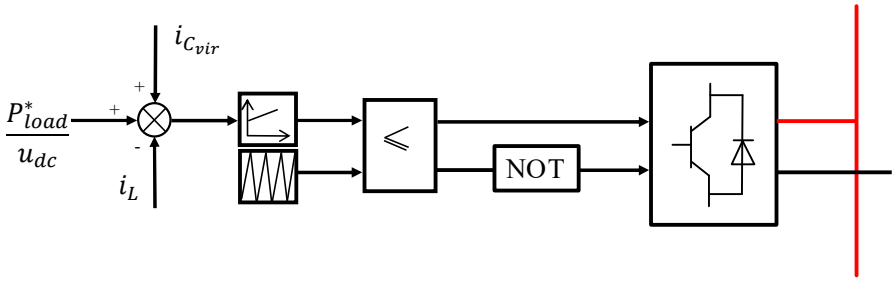


图 7　虚拟电容控制框图（根据文献 [3]改绘）

式中：$\mathrm{u_{dc}(k)}$为此时刻直流母线电压值；$\mathrm{u_{dc}(k-1)}$是上一时刻直流母线电压值；$\mathrm{T_s}$为电力电子系统控制执行时间。

在实际控制过程中，执行时间通常为固定值，因此可以将虚拟电容值与执行时间的比值视为一个常数变量，记作$\mathrm{C^*_{vir}}$。考虑到电力电子系统的执行时间短、中断频率高，若直接采用上述表达式，可能引发较为频繁的电流波动。因此，本文进一步将分子部分调整为直流侧额定电压与当前电压之间的差值。从而虚拟电容支路电流可表示为：

$$\Delta\mathrm{i_{C_{vir}}}=\mathrm{C_{vir}}\frac{\mathrm{u_{dc}(k)-u_{dc}(k-1)}}{\mathrm{T_s}}\approx\mathrm{C^*_{vir}}(\mathrm{u^*_{dc}}-\mathrm{u_{dc}}) \tag{22}$$

由上式可见，当系统受到的负载扰动增大时，直流电压u_{dc}会下降，此时，虚拟电容的支路电流也将增大，从而提升向直流侧的放电电流，用来满足负载所需的功率需求；反之，当负载突然减小时，直流电压升高，虚拟电容支路电流相应减小，直流侧放电电流也随之减小。

虚拟电容的引入可以提高系统的惯性支撑能力。在负载突变的初期，母线电压波动比较剧烈，系统通常需要较大的电流参与调节，用来减缓母线电压跌落或者抬升的趋势。随着直流母线电压逐步恢复稳定，系统对虚拟电容动态支撑的需求也会随之下降，此时较小的支路电流就可以维持系统的稳定运行，并有助于缩短暂态调整时间。因此，虚拟电容的容值应当根据电压动态变化情况做自适应调整，以满足系统在不同运行阶段下的调节需求。

$$C_{vir} = C_0 + C_B(u_{dc} - \hat{u}_{dc})\frac{du_{dc}}{dt} \tag{23}$$

式中：C_0为虚拟电容的初始值和稳态值；C_B为系统调节系数。

当系统受到扰动时，扰动初期会经历一段短时间的衰减振荡过程，如图 8 所示。在该控制方法下，在 o-a 阶段，$u_{dc} - u_{dc}^* > 0$，同时 $du_{dc}/dt > 0.$，此时虚拟电容容值增大，系统惯性增强，有助于抑制电压偏离参考值。在 a-b 阶段，$u_{dc} - u_{dc}^* > 0$，$du_{dc}/dt < 0$，虚拟电容容值减小，系统惯性减弱，从而有利于缩短电压恢复至稳态值所需的时间。其余阶段的响应规律与此类似。通过引入上述参数惯量调节机制，虚拟电容的取值能够随电压变化趋势动态响应，各阶段对应的状态分析如表 2 所示。

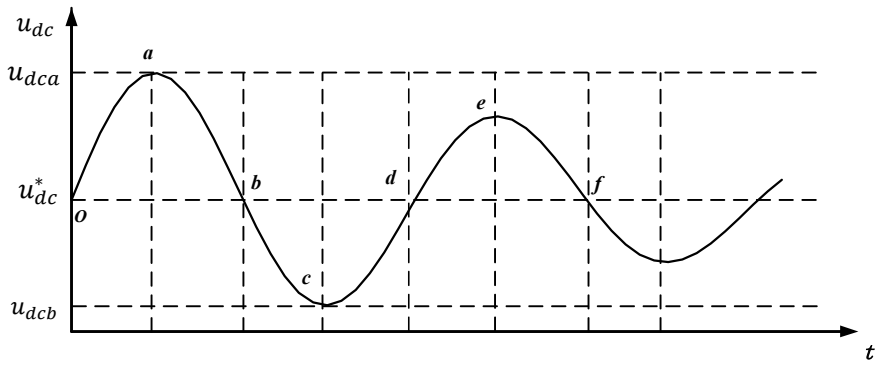


图 8　母线电压波动情况

表 2　不同电压变化趋势下状态分析

阶段	电压变化情况	电压变化率符号	虚拟电容变化情况
o-a	正向增加	正	增大
a-b	正向减少	负	降低
b-c	负向减少	负	增大
c-d	负向增加	正	降低

与虚拟电容支路电流类似，虚拟电容容值的表达式可表示为:

$$C_{vir} = C_0 + C_B(u_{dc} - u_{dc}^*)\mathrm{sign}[u_{dc}(k) - u_{dc}(k-1)] \tag{24}$$

本节讨论了将文献[3]中的自适应虚拟电容控制方法应用于动力电池侧变换器的实现方式。该方法根据母线电压偏差及其变化趋势调节虚拟电容值，在扰动初期增强等效惯性支撑，在电压恢复阶段减弱支撑作用。仿真结果表明，该方法能够减小负载突变引起的母线电压跌落幅度，并改善暂态恢复性能。需要指出的是，本文主要研究该方法在特种车辆混合供电电驱系统中的应用效果，控制规律本身参考文献[3]。

3.2 控制优化策略验证

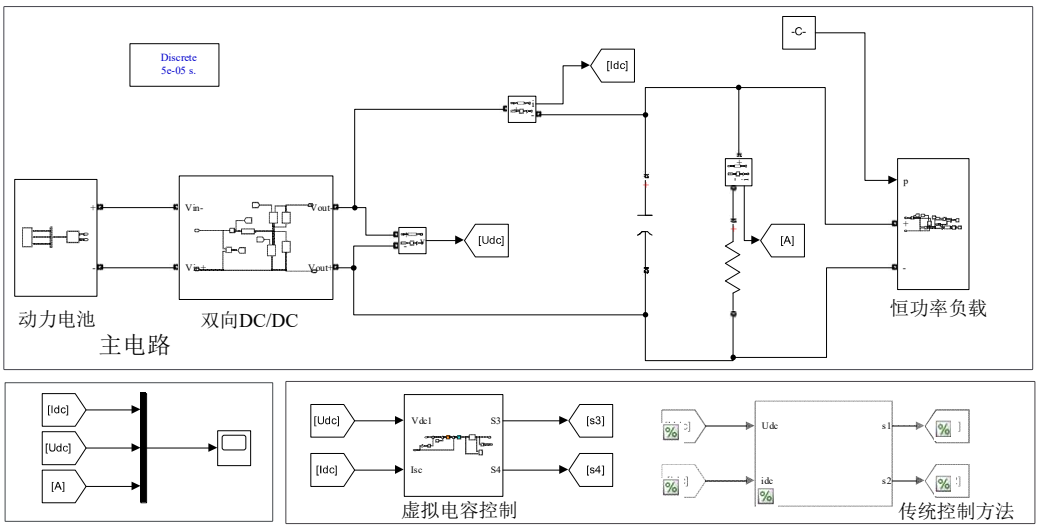


图 9　虚拟电容优化验证模型

为验证在动力电池与 DC/DC 变换器侧引入虚拟电容控制的优化效果，单独对该侧施加前述控制策略。在 Matlab/Simulink 环境中搭建如图 9 所示的仿真模型，通过在控制回路中加入虚拟电容支路，对其改善效果进行验证，相应电压波动范围如图 10 所示。

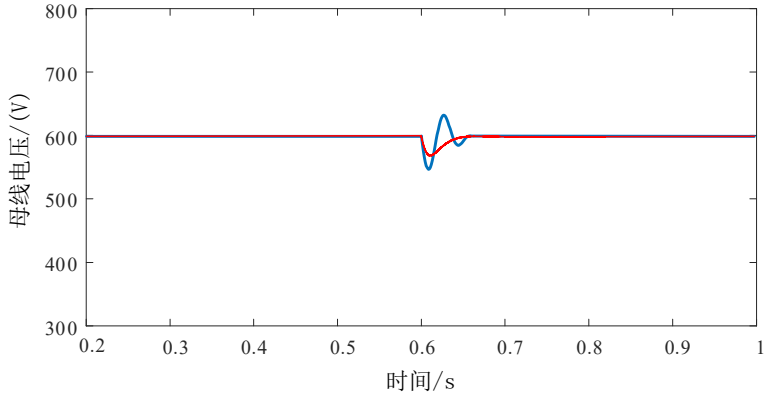


图 10　对 DC/DC 动力电池施加优化提升策略前后的电压变化情况

在控制环节中加入虚拟电容控制支路后，母线电压波动的最低值由 540V 提高至 572V，同时电压波动的持续时间也显著缩短，表明系统电压波动状况获得明显改善。相应阶段中，双向 DC/DC 变换器输出电流的变化情况如图 11 所示。

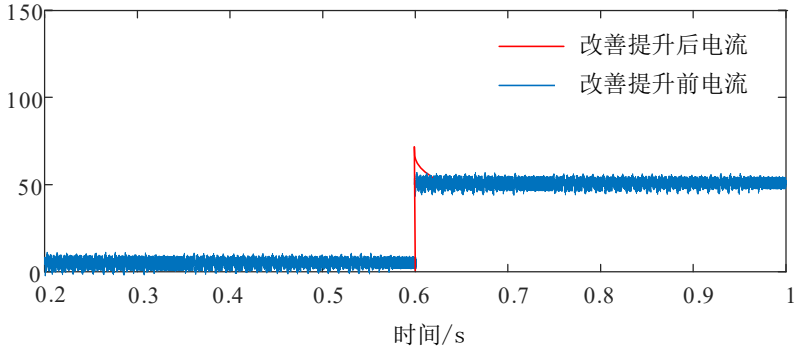


图 11　改善前后双向 DC/DC 的输出电流

在发生负载突变时，系统借助虚拟电容环节向直流侧提供补偿电流$\Delta i_{C_{vir}}$，其电流峰值升高到 75 A，从而使系统能够更快响应直流侧负载功率的变化。之后，随着直流侧电压逐渐减小并趋于稳定，$\Delta i_{C_{vir}}$也逐渐减小并且恢复到稳定状态。

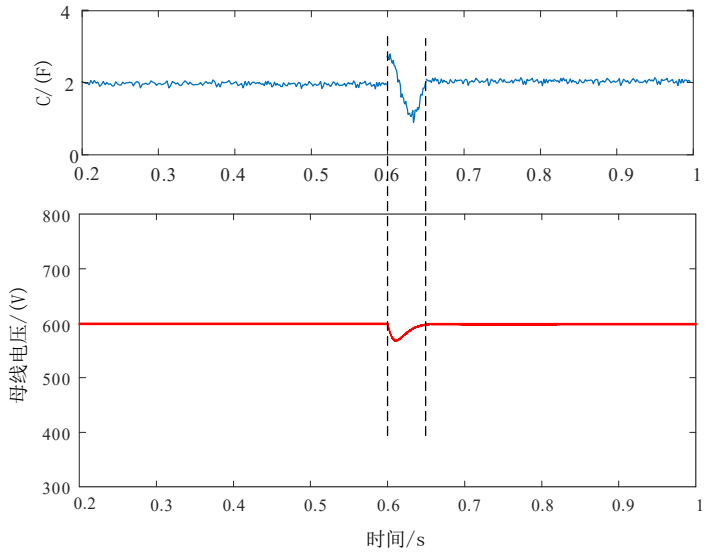


图 12　虚拟电容自适应变化波形

由图 12 可知，在扰动作用下，直流母线电压于暂态初期出现短时跌落。针对该过程，在电压变化前期通过增大虚拟电容容值，提高系统的等效储能能力，以减缓母线电压突变、抑制电压波动幅值；而在电压变化后期，为提高系统恢复速度、缩短调节时间，进一步减小虚拟电容容值，使母线电压能够更快恢复至稳态波动区间。该种虚拟电容控制方式兼顾了暂态支撑性能与动态响应速度，从而改善了系统整体电压调节效果。

4 总结

本文针对特种车辆混合动力驱动系统在负载突变工况下易发生直流母线电压波动的问题，建立了包含发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线和恒功率负载的八阶平均状态空间模型，并采用特征值法分析了 DC/DC 变换器电感、支撑电容和负载功率对系统小信号稳定性的影响。结果表明，增大 DC/DC 电感会使系统特征值向右移动，适当增大支撑电容有利于提高系统稳定裕度，而恒功率负载功率增大将增强其负增量阻抗效应，降低系统稳定性。在完成系统小信号稳定性分析的基础上，将文献 [3] 提出的自适应虚拟电容控制方法引入本文所建立的特种车辆混合动力电驱系统，应用于动力电池侧双向 DC/DC 变换器。仿真结果表明，在相同负载扰动工况下，采用该控制方法后直流母线电压最低值由 540 V 提高至 572 V，电压跌落幅度明显减小，说明文献[3]所述控制方法在本文特种车辆混合供电电驱系统中具有一定的暂态电压改善效果。

参考文献：

[1] KREIN P T, BASS R M. Types of instability encountered in simple power electronic circuits: unboundedness, chattering, and chaos[C]//Fifth Annual Proceedings on Applied Power Electronics Conference & Exposition. Los Angeles, CA, USA: IEEE, 1990: 366-382.

[2] 盖江涛, 李耀恒, 帅志斌. 电传动履带车辆电气系统暂态稳定性分析[J]. 中国科学: 技术科学, 2023, 53(9): 1507-1521.

[3] 李耀恒, 盖江涛, 张楠, 等. 电传动履带车辆电气系统稳定性分析及优化提升策略[J]. 兵工学报, 2024, 45(10): 3397-3414.

[4] 高强, 廖自力, 袁东, 等. 车载综合电力系统关键参数对系统稳定性的影响[J]. 兵工学报, 2020, 41(9): 1727-1735.

[5] MIDDLEBROOK R D. Input filter considerations in design and application of switching regulators[C]//Proceedings of the IEEE Industry Applications Society Annual Meeting. Chicago, IL, USA: IEEE, 1976: 366-382.

[6] WU M, LU D C. A novel stabilization method of LC input filter with constant power loads without load performance compromise in DC microgrids[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(7): 4552-4562.

[7] SUDHOFF S D, GLOVER S F, LAMM P T, et al. Admittance space stability analysis of power electronic systems[J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2002, 36(3): 965-973.

[8] VESTI S, SUNTIO T, OLIVER J A, et al. Impedance-based stability and transient-performance assessment applying maximum peak criteria[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2013, 28(5): 2099-2104.

[9] 高强, 袁东, 刘春光, 等. 车载综合电力系统大信号失稳预测[J]. 兵器装备工程学报, 2020, 41(12): 143-148.

一种星球车仿生弹性步行轮承压模型研究

李康，王亚琦，姜若芸，闫庆昊，黄晗，陈金宝

南京航空航天大学，江苏，南京 210016；航宇空间机构全国重点实验室，上海 201109

摘　要：面向未来星球陨石坑、熔岩洞等探测任务，传统刚性车轮难以满足更高牵引性能和更强环境适应能力的发展需求。受沙漠骆驼足部行走机制启发，本文设计了一种仿驼足弹性步行轮，并针对其沉陷模型开展研究。该车轮由刚性轮毂、刚性轮辐和仿生弹性轮足组成，通过车轮变形形成固壤轮廓提升牵引性能。以模拟星壤密实度和车轮弹性系数为试验因素，车轮沉陷量为试验指标，开展准静态承压试验。基于车辆地面力学理论，综合考虑模拟星壤力学参数与弹性系数影响，在刚性车轮静态沉陷模型的基础上，建立了适用于仿生弹性车轮的静态沉陷预测模型。将试验值与模型预测结果进行对比，验证了模型的正确性。该模型能够为弹性车轮沉陷量的预测提供参考。

关键词：仿生设计；弹性步行轮；沉陷模型；车辆地面力学

Research on the pressure-sinkage model of a bionic elastic walking wheel for planetary rover

LI Kang, WANG Yaqi, JIANG Ruoyun, YAN Qinghao, HUANG Han,

CHEN Jinbao

（Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, Jiangsu 210016, China）

（National Key Laboratory of Aerospace Mechanism, Shanghai 201109, China）

Abstract: Future exploration missions targeting lunar craters and lava tubes impose stringent demands on traction performance and environmental adaptability, which traditional rigid wheels are incapable of satisfying adequately. Inspired by the locomotion mechanism of the desert camel's foot, this paper designs a camel- foot- inspired elastic walking wheel and investigates its sinkage model. The wheel consists of a rigid hub, rigid spokes, and bionic elastic foot units, and enhances traction performance by forming a fixed contour through wheel deformation. Taking the density of planetary soil simulant and elastic coefficient as the experimental factors and the wheel sinkage as the test index, the static pressure-bearing test was carried out. Based on the theory of terramechanics, comprehensively considering the influence of the mechanical parameters of planetary soil simulant and the elastic coefficient, a static pressure-sinkage model suitable for bionic elastic walking wheels was established on the basis of the rigid wheels' static pressure-sinkage model. The measured sinkage was compared with the model calculation results to verify the correctness of the model. This model can provide a reference for predicting the sinkage of elastic wheels.

Keywords: bionic design, elastic walking wheel, pressure-sinkage model, terramechanics

1 引言

随着深空探测任务的重心逐步从巡视勘察转向长期驻留与资源利用，更深层次星壤及其特性日益成为研究热点。针对未来星球陨石坑、熔岩管等极端复杂地形的探测需求，现有车轮在牵引力输出与地形适应性方面存在显著不足。因此，开发具备更高牵引性能与更强地形适应能力的新型星球车车轮，已成为亟待解决的关键技术问题。

目前，星球车的移动方式主要分为轮式、履带式和腿足式三种，其中轮式移动系统因其高效、运行稳定和结构简单的特点，应用最为广泛[1]。轮式星球车车轮可分为刚性轮和弹性/柔性轮，主要由铝合金等金属材料制成。刚性轮技术成熟、构型简单、可靠性高且承载能力强，已被广泛应用于无人星球车。例如，美国 NASA 研制了一系列火星车车轮。“索杰纳”、“勇气号”、“好奇号”和“毅力号”均采用刚性轮结构。“好奇号”车轮采用弯曲状轮辐，材料为电镀铝，可起到减震作用。轮面为鼓形，覆有较短轮刺[2]。“毅力号”车轮设计了直线形轮刺，可避免轮刺应力集中防止轮面开裂[3]。我国“祝融号”火星车车轮由复合材料制造，具有优异的耐磨性和高强度，其略微凸起的轮面可减少转向阻力[4]。

然而，刚性轮减振性能弱、平顺性差、缺乏地形自适应变形能力，在陡坡、坑壁及熔岩管入口等崎岖区域通过性显著下降，限制了其在复杂地形探测中的广泛应用。相比之下，弹/柔性车轮能够有效克服上述局限性。例如加拿大航天局设计的一种柔性属车轮，该轮辐采用为弹簧支撑条结构，轮面为不锈钢材料，且轮面装有 V 形轮刺，该车轮具有良好的减震性能[5]。德国航空航天中心的 Grimm 设计了一种用于深空探测的自适应弹性轮，该车轮具有离散化轮面，由 24 块冲压处理的平板组成完整轮面，该车轮在受到载荷时轮面会产生较大形变，以此提高牵引力[6]。美国克莱门森大学的研究团队设计了一种由两个同轴圆柱弹簧钢片构成的弹性月球车轮，两弹簧钢片之间安装有环形金属片，轮辐采用铰接式金属片，使车轮具备一定变形能力并实现更均匀的接地压力，从而提升牵引性能。但该设计铰接点较多，易导致疲劳损坏与应力集中[7]。Zhang 等设计了一种由弹性胎面、刚性轮毂和弹性内框组成的弹性轮，胎面配置 24 个仿生花纹块，以提升运动时的牵引力[8]。尽管弹性车轮在复杂地形适应性上具有优势，但其结构仍存在疲劳损伤、应力集中等问题，如何开发结构简单、可靠性高、通过性好的弹性车轮成为当前研究热点。

同时，为进一步提升车轮在松散地形中的通过性能，研究人员从生物高效运动机制中汲取灵感，设计了多种仿生行走机构。例如：受犰狳启发，日本大阪大学开发了一种轮/腿可变形机器人，在平缓地上采用轮式构型，在崎岖地形上切换为腿式姿态[9]。美国凯斯西储大学的 Dunker 等设计了一种仿生轮腿机器人，其足部内凹，可将机器人重量分散在更大的接触面积上，有效减少沉陷[10]。吉林大学杜等人设计了一种仿鸵鸟足趾筛网论，采用仿生轮面与仿生轮刺，前者可固定模拟月壤以增强牵引力，后者与轮面组合可进一步提升能量效率[11]。

现有仿生轮大多采用刚性结构，部分可变形轮通常需要复杂的控制系统和额外动力，导致结构相对复杂。针对上述问题，本文融合了弹性轮和仿生轮的优点，受沙漠骆驼足部运动机理启发，设计了一种仿驼足弹性步行轮。骆驼脚掌宽大且柔软，落地时会延展增大接地面积、减小对地压强避免沙漠沉陷；行走时脚掌柔性形变贴合沙地纹理，通过增大接触摩擦提升沙地牵引力与行走稳定性。本文设计的仿生弹性车轮通过增大接触面积和形成固沙轮廓协同作用提升牵引性能，旨在解决现有星球车车轮环境适应性差、通过性不足的关键问题。

2 结构设计与承压试验

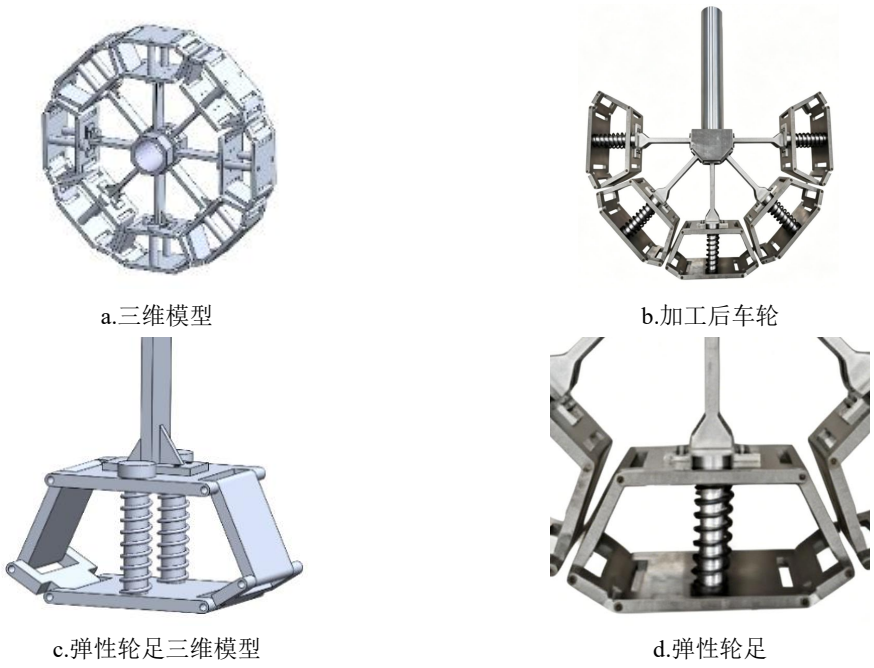
受沙漠骆驼足部行走机制启发，本文设计了一种仿驼足弹性步行轮并开展准静态承压试验，以模拟星壤密实度和车轮弹性系数为试验因素，车轮沉陷量为试验指标，开展准静态承压试验。

2.1 仿生弹性步行轮结构设计与工作原理

骆驼被称为“沙漠之舟”，足部能够完美适应干旱、松散、炎热的沙漠环境。其运动机制是一个集结构、材料、功能于一体的杰出仿生学案例。首先，其属于典型的趾行动物改良结构，第三、第

四趾发育完全，趾间及掌侧区域由富含弹性纤维与脂肪组织的肉垫填充，构成宽大且连续的非角质化支撑面，触地时足底组织被动扩张以增大瞬时接地面积、降低单位面积压强，防止足部在松散沙地过度下陷，离地时组织回缩以减小拖拽阻力，从而实现稳定行走；其次，足垫具有明确的分层缓冲机制——外层为厚实且高度角质化的耐磨隔热层，中层为富含胶原与弹性纤维的致密结缔组织，可储存弹性势能并延缓应力传递，内层为疏松脂肪组织，在高冲击载荷下通过流动变形将冲击动能转化为内能，三者协同提供分级缓冲，有效隔离地面冲击对骨骼与关节的损害；除此之外，腿部肌腱在行走周期中随关节屈伸发生周期性拉伸与回缩，着地时被动伸长将动能转化为弹性势能，离地与推进阶段则快速释放能量辅助关节伸展，显著降低肌肉主动做功需求并减少能量耗散。

受上述骆驼足部运动机理启发，本文设计了一种仿驼足弹性步行轮，其直径为 320 mm，宽度为 60 mm，如图 1 所示。该车轮由一个刚性轮毂、八个刚性轮辐和八个仿生弹性轮足组成（图 1a）。刚性轮辐通过螺栓分别与轮毂和弹性轮足连接。每个弹性轮足包括上板、下板、侧板、两个支撑柱和一组弹性单元。上下底板与侧板之间用铰链连接。支撑柱与下底板通过螺纹连接，可与上板相对运动。支撑柱上有限位圆柱凸台，可限制上下底板之间运动距离（图 1c,d）。弹性单元包含两根弹簧，可更换不同系数的弹簧改变车轮弹性性能。同时设计了刚性单元，该刚性单元可使车轮变为刚性对比轮，开展对比试验。车轮加工与装配如图 1b 所示：

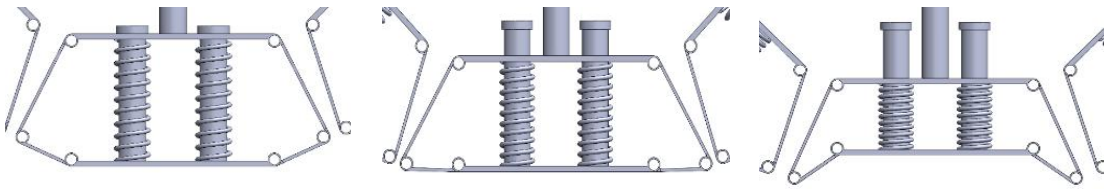


a.三维模型　　b.加工后车轮

c.弹性轮足三维模型　　d.弹性轮足

图 1　仿生弹性步行轮结构图

该车轮具有三种工作状态：初始状态、面积扩张状态和承载状态，如图 2 所示。在面积扩张状态，车轮承受载荷，弹性单元被压缩，侧板触地以增大接地面积。随着载荷增加，弹性单元被进一步压缩，侧板内收与底板内凹形成固壤轮廓，可增强车轮抓地力和牵引性能。该仿生弹性车轮通过形成固壤轮廓提升牵引性能。



a.初始状态　　b.面积扩展状态　　c.承载状态

图 2　仿生弹性步行轮工作原理图

2.2 试验条件

为研究仿生弹性步行轮的准静态承压特性，搭建了如图 3 所示的承压试验系统。该系统主要由土槽、拉伸试验机以及控制与数据采集系统三部分组成。土槽内可配制不同密实度的模拟星壤；拉伸试验机可精确控制车轮的沉陷位移；控制与数据采集系统实时采集载荷、沉陷量等试验数据。



图 3　承压试验系统

承压试验系统参数见表 1：

表 6　承压试验系统参数表

参数	数值
土槽总体尺寸（mm）	1000x400x400（长宽高）
被试轮最大直径（mm）	400
最大压缩速度（mm）	400
试验压缩速度（mm/min）	20
试验压缩位移（mm）	50

2.3 试验方案

本实验以模拟星壤密实度和车轮弹性系数为试验因素，车轮沉陷量为试验指标，开展准静态承压试验。

（1）模拟星壤密实度：

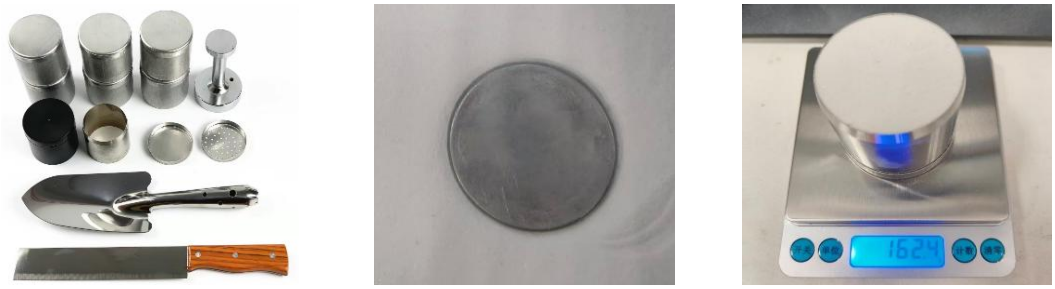
模拟星壤密实度对其性能有显著影响，综合考虑试验需求及整备方法的稳定性和效率，选择 3 种整备方法，使得模拟星壤具备松散、自然和密实 3 种状态。

松散状态：试验前清空土槽，使用尖锹铲取模拟星壤缓慢散落至空土槽中。每次散落高度约为 10 cm，直至填满整个土槽，然后使用钢尺沿水平方向将土槽中多余的模拟星壤轻轻刮除。

自然状态：使用尖锹充分翻松土槽中模拟星壤，使用钢尺初步刮平。然后在模拟星壤表面放上压板，沿竖直方向敲击压板表面 8～10 次后移除压板，使用钢尺刮平模拟星壤表面。

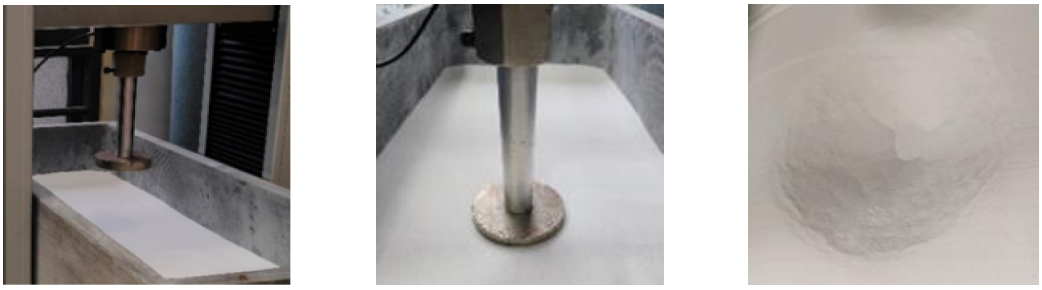
密实状态：使用尖锹充分翻松土槽中模拟星壤。在模拟星壤表面依次安放压板和配重砝码，并使用木板敲振土槽外壁，压实时间约为 1 min。移除压板和配重砝码，使用钢尺刮平模拟星壤表面。

每次试验前，采用环刀法测量不同状态（松散、自然、密实）下模拟星壤的容重，以确保试验中相同模拟星壤状态的一致性，如图 4 所示。随后分别使用直径为 80mm 和 100mm 的压板开展压试验，测量不同状态模拟星壤的力学参数，如图 5 所示。压板试验结果如图 6 所示：



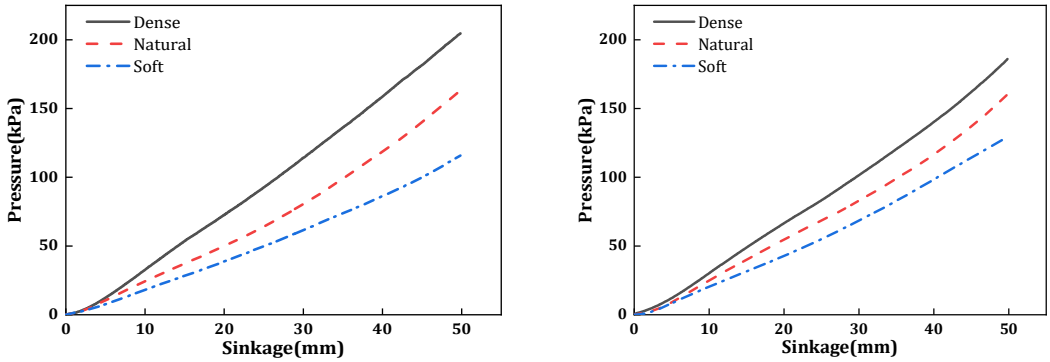
a.测量工具　　b.测量过程　　c.测量结果

图 53　环刀法测量容重



a.试验装置　　b.试验过程　　c.模拟星壤表面状态

图 4　压板试验



a. 直径 80 mm 压板　　b. 直径 100 mm 压板

图 5　压板试验结果

模拟星壤为典型的松散土壤，研究采用 Bekker 提出的承压模型来描述星壤的承压特性，在压板作用下，垂直载荷与模拟星壤变形之间的关系如式（1）所示：

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\varphi \right) z^n \qquad (1)$$

式中：p 为作用于单位面积上的压力； z 为模拟星壤沉陷量； b 为压板宽度或者半径； n 为变形指数； k_c 为粘聚模量； k_φ 为摩擦模量。

通过压板试验获取不同状态模拟星壤承压特性的 3 个指标：变形指数 n 、粘聚模量 k_c 和摩擦模量 k_φ。本文采用加权最小二乘法计算承压特性参数，经过计算得到松散、自然和密实状态下模拟星壤参数见如表 2：

表 7　模拟星壤参数表

	容重（g/cm³）	n	k_c（KN/m^{n+1}）	k_φ（KN/m^{n+2}）
松散状态	1.47	1.24	33.40	4036.92
自然状态	1.55	1.16	57.85	3687.57
密实状态	1.64	1.13	195.89	1361.88

(2) 车轮弹性系数：

以玉兔星球车为参考[12]，选用线径 d_w 为 1.2mm、外径 d 为 14mm、有效圈数为 8、长度为 45mm 的弹簧时，星球车自重可将弹性单元压缩至极限位置。保持其他参数不变，以 d_w 为变量，分别选取 d_w 为 0.8mm、1.0mm、1.2mm、1.4mm 和 1.6mm 的五种弹簧，如图 7 所示。同时选取相同参数的刚性单元，使车轮可变为刚性对比轮。

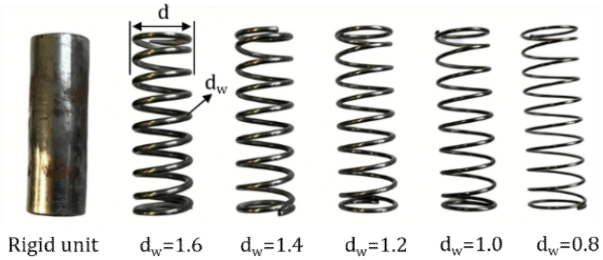


图 6　刚性单元及弹簧参数

经计算，单个弹簧的弹性系数 k_0 和弹性单元的弹性系数 k 见表 3：

表 8　弹簧参数表

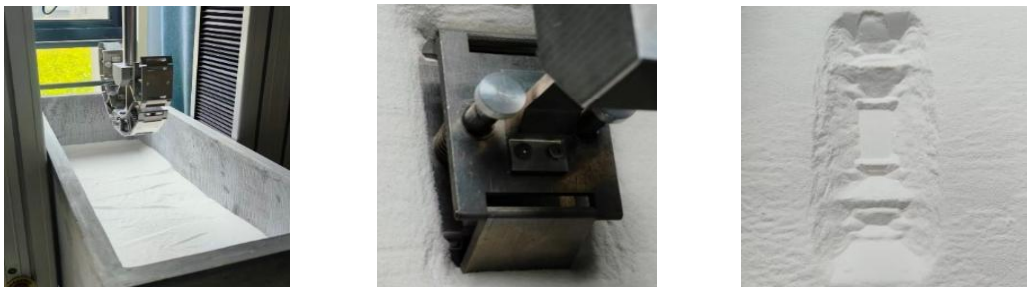
序号	线径（mm）	外径（mm）	长度（mm）	K_0(N/mm)	K(N/mm)
1	0.8	14	45	0.2	0.4
2	1.0	14	45	0.6	1.2
3	1.2	14	45	1.2	2.4
4	1.4	14	45	2.4	4.8
5	1.6	14	45	4.2	8.4

为研究不同弹性系数的车轮在不同状态模拟星壤中的承压特性，设计了全因子试验。试验因素包括六种不同弹性系数的车轮（五种弹性单元和一种刚性单元）和三种不同状态模拟星壤。试验因素及水平见表 4：

表 9　试验因素水平表

因素	水平				
k (N/mm)	0.4	1.2	2.4	4.8	8.4
星壤状态	松散	自然	密实	—	—

每种试验工况重复三次以减少随机误差，总试验次数为 6x3x3=54 次。每次试验时，控制拉升试验机下压位移为 50mm，记录试验过程中的沉陷量和载荷值。本文以车轮轮轴中心在垂直方向的位移作为沉陷量，该位移由弹性轮变形量与模拟星壤下陷量两部分构成。试验结束后拉升试验机返回初始位置，重新制备土壤，进行下一次试验，如图 8 所示：



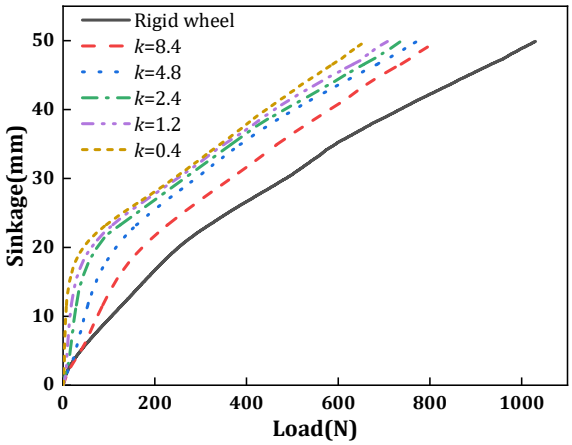
a.试验装置　　b.试验过程　　c.模拟星壤表面状态

图 7　仿生弹性步行轮承压试验

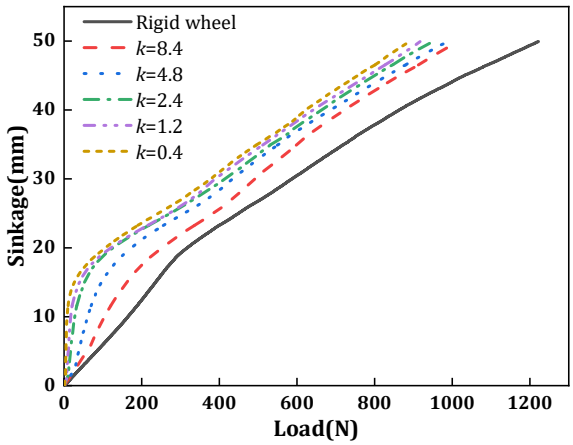
3 承压试验结果分析

3.1 弹性系数对沉陷量的影响

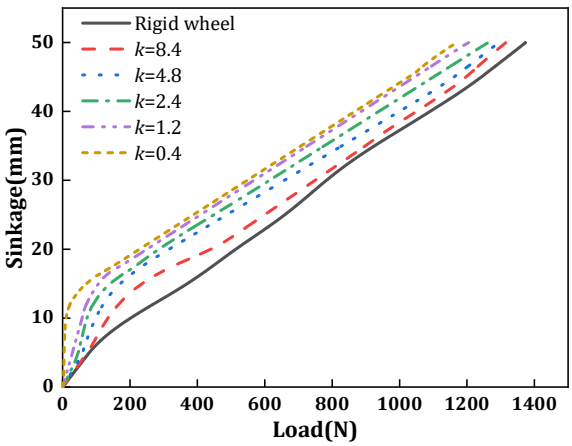
在模拟星壤松散、自然及密实三种状态下，开展了刚性对比轮和不同弹性系数弹性轮的准静态承压试验，试验结果如图 9 所示：



a.松散状态下不同弹性系数车轮载荷-沉陷图



b.自然状态下不同弹性系数车轮载荷-沉陷图



c.密实状态下不同弹性系数车轮载荷-沉陷图

图 8　三种状态下不同弹性系数车轮试验结果

在松散状态的模拟星壤中（图 9a），刚性对比轮和仿生弹性轮的沉陷量均随载荷的增大呈非线性增长趋势，载荷较小时，沉陷增长快；载荷增大后，沉陷量增长率减缓。在相同载荷下，刚性对比轮的沉陷均小于弹性轮，这是因为弹性轮在受力时发生形变，导致沉陷量变大。仿生弹性步行轮

的沉陷量随弹性系数的增加而减小，弹性系数越大曲线越接近刚性轮。弹性系数越小，车轮变形量越大，越容易形成固壤轮廓，有助于提高牵引力。

低载荷段（0~200N）：曲线斜率较陡，这是因为该过程中弹性车轮自身变形大，且变形时形成内凹轮廓，使土壤阻力减小，沉陷增长迅速。此时，弹簧系数的影响非常明显：低弹性系数车轮的沉陷量远高于高弹性系数车轮和刚性对比轮。

中高载荷段（200~800N）：曲线斜率逐渐变缓，车轮变形较小，且土壤被压实，沉陷增长变缓。此时，不同弹性系数的沉陷差距依然存在，但相对低载荷阶段较小。

自然状态模拟星壤（图 9b）和密实状态模拟星壤（图 9c）的结果与松散土壤趋势相同。

综上，试验结果表明：在所有模拟星壤工况中，车轮沉陷量均随载荷增加呈非线性增长趋势，且相同载荷下，沉陷量随弹性系数增大而减小，高弹性系数轮更接近刚性对比轮，低弹性系数轮则表现出显著的弹性缓冲特性。

3.2 模拟星壤密实度对沉陷量的影响

为研究模拟星壤密实度对车轮沉陷特性的影响，对弹性系数 k=0.4、k=1.2、k=2.4、k=4.8 和 k=8.4 的五种车轮在三种不同状态模拟星壤中开展承压试验，试验结果如图 10-14 所示：

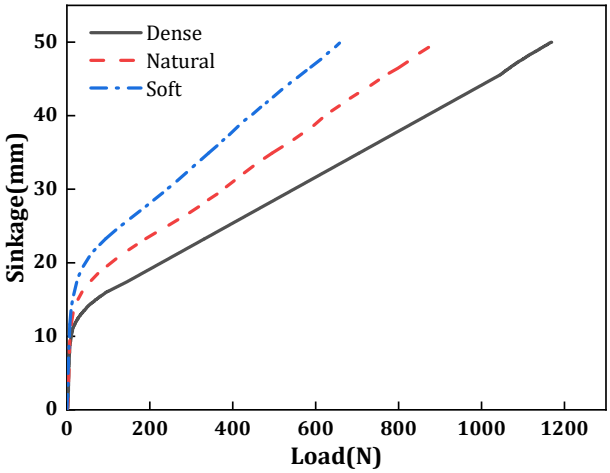


图 9　k=0.4 时不同状态模拟星壤载荷-沉陷图

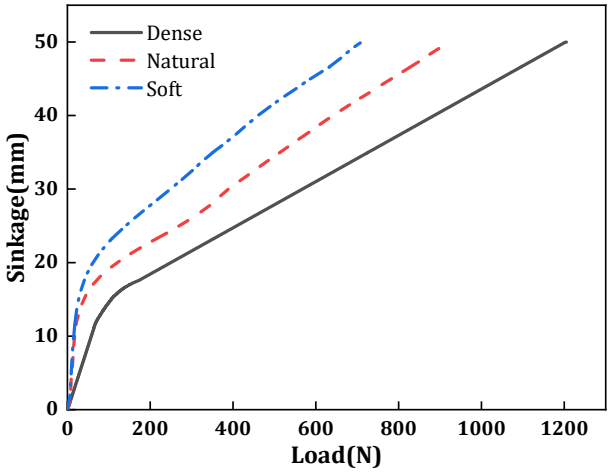


图 10　k=1.2 时不同状态模拟星壤载荷-沉陷图

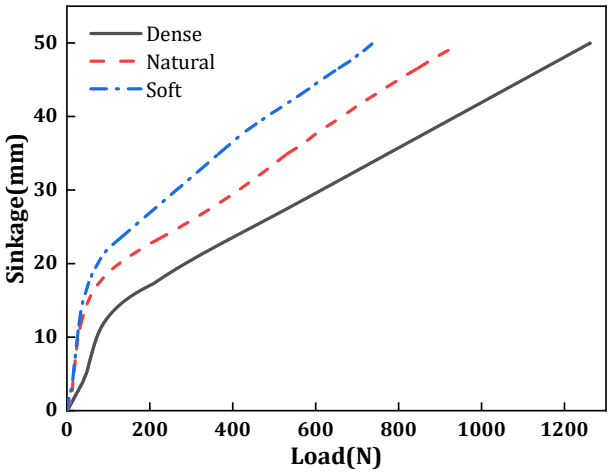


图 11　k=2.4 时不同状态模拟星壤载荷-沉陷图

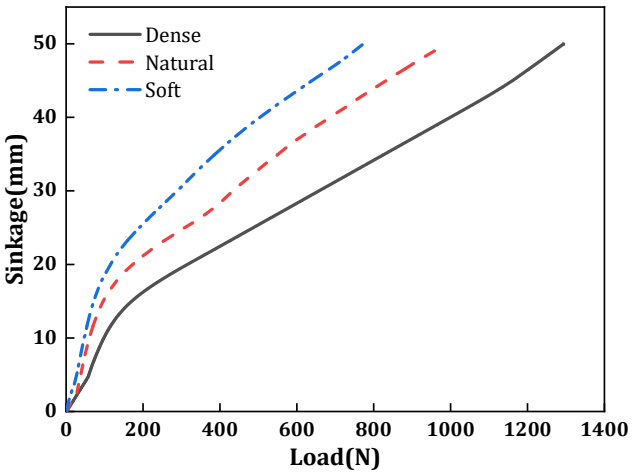


图 12　k=4.8 时不同状态模拟星壤载荷-沉陷图

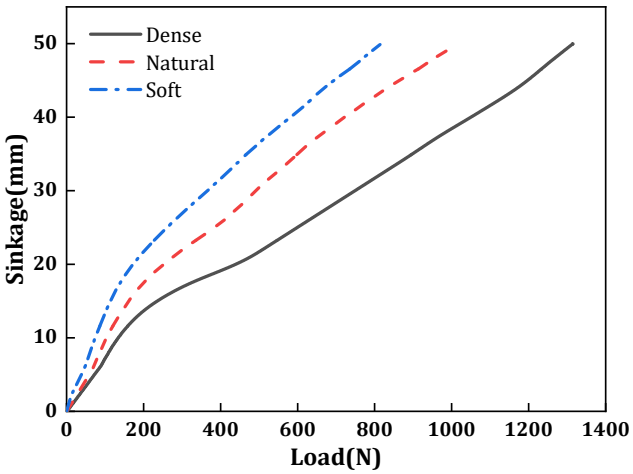


图 13　k=8.4 时不同状态模拟星壤载荷-沉陷图

试验结果表明：星壤密实度对弹性轮的沉陷特性具有显著影响。在相同载荷作用下，弹性轮的沉陷量随模拟星壤密实度的增加呈现减小趋势，即松散状态下沉陷量最大，自然状态次之，密实状态下沉陷量最小；对应的载荷-沉陷曲线斜率也随模拟星壤密实度的增加而减小，松散状态下曲线最陡，沉陷随载荷增长速率最快，密实状态下曲线最为平缓，沉陷增长速率最慢。

低载荷段，三种状态下的沉陷量差异最为显著：松散状态下沉陷量随载荷增加快速上升，而密

实状态下的沉陷量增长则受到明显抑制，表明初始状态下的模拟星壤密实度对弹性轮的沉陷特性具有关键影响。随着载荷进一步增大，模拟星壤被逐渐压实，承载能力持续提升，不同密实度模拟星壤间的沉陷量增长差距相对缩小，但整体趋势仍保持一致。这一结果表明，模拟星壤密实度越高，其抗剪强度与承载能力越强，对轮体沉陷的抑制效果越突出；

4 沉陷预测模型

4.1 沉陷预测模型建立

在地面车辆力学领域，对车轮沉陷量的研究由来已久。Bekker 建立了如式（2）所示的压力沉陷关系式：

$$z=\left[\frac{3W}{b\left(\frac{k_c}{b}+k_\varphi\right)\sqrt{D}(3-n)}\right]^{\frac{2}{2n+1}} \tag{2}$$

式中 z 为沉陷量；n 为模拟星壤变形指数；k_c为土壤内聚模量；k_φ为土壤摩擦模量；b 为车轮宽度；D 为车轮直径；基于式（2），研究者发现变形指数 n 的波动对计算结果影响显著，因此需要进行修正以更好地符合实际情况[13]。为此，引入修正系数 A 和 B，建立如式（3）所示的模型：

$$z=\left[\frac{3W}{b\left(\frac{k_c}{b}+k_\varphi\right)\sqrt{D}(3-An)}\right]^{\frac{2}{2Bn+1}} \tag{3}$$

其中 A 和 B 为与变形指数 n 相关的待定系数。

式（3）适用于刚性车轮静态沉陷量计算，本研究中仿生弹性步行轮的沉陷量是刚性和弹性共同作用的结果，因为车轮在承载时会发生弹性变形。因此，在式（3）的基础上进行修正。通过试验发现，仿生弹性步行轮的沉陷量与车轮弹性系数 k 相关。因此，引入弹性系数 k，得到如式（4）所示的沉陷预测模型：

$$z=\left[\frac{3W}{b\left(\frac{k_c}{b}+k_\varphi\right)\sqrt{D}(3-An)}\right]^{\frac{2}{2Bn+1}}+C\left(\frac{W}{k}\right)^{E} \tag{4}$$

其中 C 和 E 为与弹性系数 k 相关的待定系数。

为确定式（4）中的待定系数，对车轮准静态承压试验的结果进行拟合统计处理，经处理，确定了系数 A、B、C 和 E 的取值范围，见表 5：

表 10　预测模型中待定系数取值范围

	A	B	C	E
松散状态	1.043-1.116	0.788-0.791	0.003-0.031	0.035-0.397
自然状态	1.518-1.535	0.711-0.715	0.001-0.013	0.073-0.467
密实状态	1.931-1.937	0.556-0.559	0.004-0.012	0.047-0.108

经数据处理和试验结果对比分析，确定式（4）中的系数取值见表 6：

表 11　预测模型中待定系数

	A	B	C	E
松散状态	1.084	0.790	0.010	0.180
自然状态	1.529	0.714	0.008	0.120
密实状态	1.927	0.557	0.006	0.100

4.2 沉陷预测模型误差分析

为验证表 6 中参数取值的准确性，将承压试验的试验值与模型预测值进行对比分析，如图 15-19 所示：

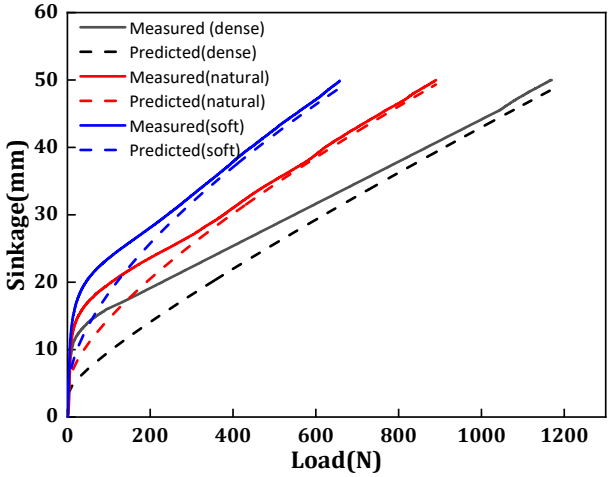


图 14　k=0.4 时不同状态模拟星壤试验值与预测值对比

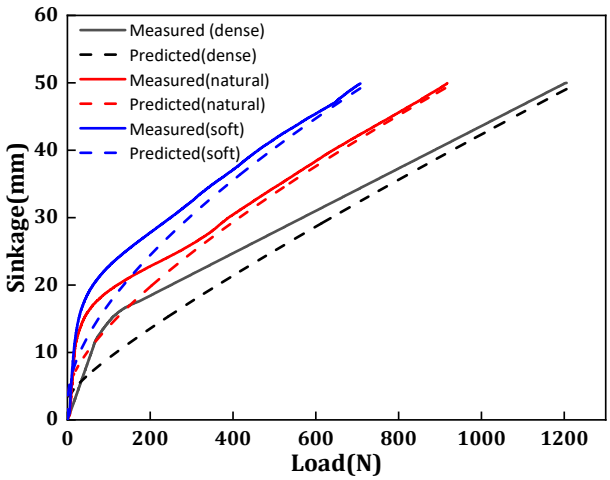


图 15　k=1.2 时不同状态模拟星壤试验值与预测值对比

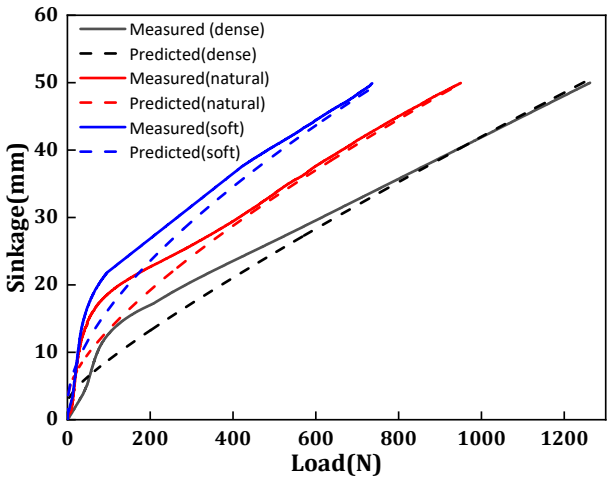


图 16　k=2.4 时不同状态模拟星壤试验值与预测值对比

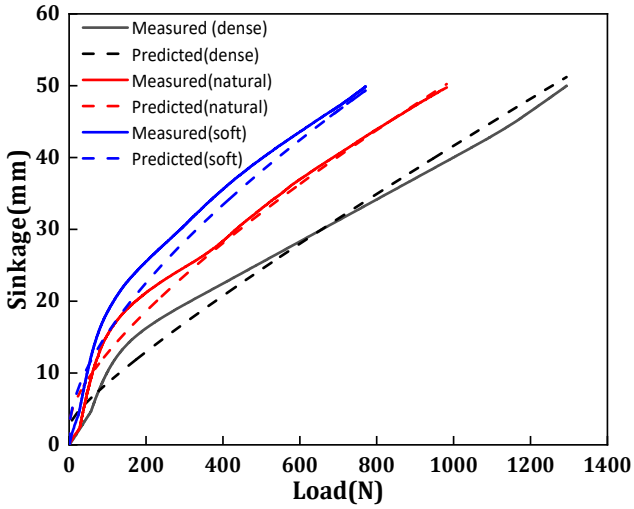


图 17　k=4.8 时不同状态模拟星壤试验值与预测值对比

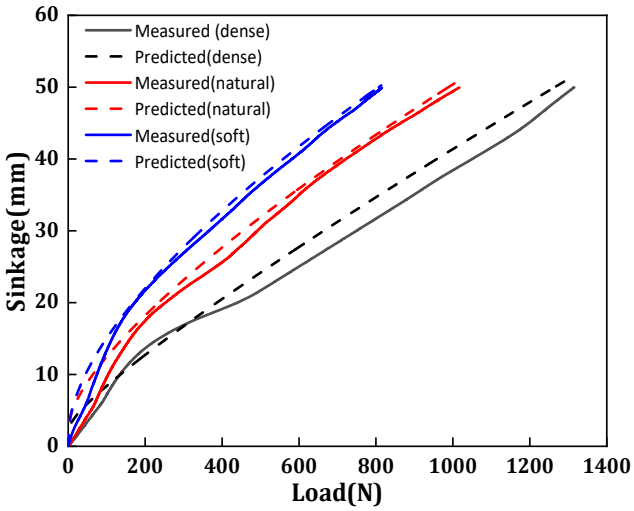


图 18　k=8.4 时不同状态模拟星壤试验值与预测值对比

经统计处理，不同弹性系数的车轮在松散、自然和密实状态下试验沉陷量与模型预测沉陷量的平均相对误差见表 7。

对比模型预测值与试验值可知，两者均随载荷增加而呈现增大趋势，且预测值能够较好地反映不同弹性系数下实测沉陷量的变化规律。误差分析表明，在自然状态模拟星壤中，弹性系数 k=4.8 的车轮平均相对误差最小，为 9.7%；而在密实状态模拟星壤中，k=0.8 的车轮平均相对误差最大，为 17.86%。所有工况下，实测沉陷量与模型预测值之间的平均相对误差均低于 18%，表明该预测模型能够合理反映仿生弹性步行轮在弹性系数 0.4~8.4 范围内的沉陷变化趋势。但部分工况下误差仍较为明显，模型在预测精度方面尚存在改进空间，有待通过引入更多影响因素或优化模型进一步完善。

表 12　平均相对误差

	松散状态	自然状态	密实状态
k=0.4	14.25%	13.72%	17.86%
k =1.2	14.84%	13.51%	16.30%
k =2.4	12.77%	11.95%	13.67%
k =4.8	13.14%,	9.70%	13.47%
k =8.4	11.16%	11.64%	16.03%

5 结论与未来工作

5.1 结论

本文受沙漠骆驼足部运动机制启发，设计了一种仿驼足弹性步行轮，并对其承压模型开展系统研究。主要结论如下：

（1）设计的仿生弹性步行轮由刚性轮毂、刚性轮辐和弹性轮足组成。在工作过程中，弹性轮足依次经历初始状态、面积扩展状态和承载状态：侧板触地增大接触面积，底板内凹形成固壤轮廓，通过车轮变形形成的固壤轮廓提升牵引性能。

（2）通过全因子承压试验，研究了不同弹性系数的弹性车轮在松散、自然、密实三种模拟星壤中的沉陷特性。结果表明：车轮沉陷量随载荷呈非线性增长；相同载荷下，沉陷量随弹性系数增大而减小；高弹性系数车轮更接近刚性轮，低弹性系数车轮表现出显著的弹性变形特性。星壤密实度越高，车轮沉陷量越小，曲线斜率越平缓。

（3）基于地面车辆力学理论，在刚性轮静态沉陷模型的基础上引入弹性系数，建立了适用于仿生弹性步行轮的静态沉陷预测模型。通过承压试验数据确定了模型中的待定系数(A、B、C、E)，并将实际沉陷量与模型预测值进行了对比，结果表明该预测模型能够合理反映仿生弹性步行轮在弹性系数 0.4~8.4 范围内的沉陷变化趋势，但有待进一步完善和修正。

5.2 未来工作

未来预计从以下方面开展研究：

（1）开展不同滑转率、坡度等动态工况下的仿生弹性步行轮牵引性能试验，进一步验证并扩展模型的适用范围。

（2）优化弹性轮足的结构参数（如弹簧刚度、侧板形状等），在保证高通过性的同时进一步提高承载能力和能量效率；最终将所设计的仿生弹性步行轮安装到星球车原理样机中，验证整车在不同模拟星壤环境下的移动牵引性能。

参考文献：

[1] Zhang R, Pang H, Ji Q, et al. Structure design and traction trafficability analysis of multi-posture wheel-legs bionic walking wheels for sand terrain[J]. Journal of Terramechanics, 2020, 91: 31-43.

[2] Heverly M, Matthews J, Lin J, et al. Traverse Performance Characterization for the Mars Science Laboratory Rover[J]. Journal of Field Robotics, 2013, 30(6): 835-846.

[3] Farley K A, Williford K H, Stack K M, et al. Mars 2020 mission overview[J]. Space Science Reviews, 2020, 216(8): 142.

[4] Ye P, Sun Z, Rao W, et al. Mission overview and key technologies of the first Mars probe of China[J]. Science China Technological Sciences, 2017, 60(5): 649-657.

[5] Farhat M, Dupuis E, Lake S, et al. Preliminary design, fabrication and testing of the FW-350 lunar flexible wheel prototype[C]//Advanced Space Technologies for Robotics and Automation 2011. Noordwijk, The Netherlands: ESA/ESTEC, 2011: 12-14.

[6] GRIMM C. Concept Development and Design of a Flexible Metallic Wheel with an Adaptive Mechanism for Soft Planetary Soils[D]. Vluleå University of Technology, 2011.

[7] Conger K, Stowe D, Summers J, et al. Designing a lunar wheel [J]. ASMEDETC2008, ATTV-49981, Brooklyn, NY, 2008

[8] Zhang K, Shi J, Wu J, et al. A mechanical model of elastic wheel-terrain interaction for real-time simulation[J]. Nonlinear Dynamics,2025,113(14): 1-21.DOI:10.1007/S11071-025-11094-3.

[9] Tadakuma K, Tadakuma R, Maruyama A, et al. Armadillo-inspired wheel-leg retractable module[C]//Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO). Guilin, China: IEEE, 2009: 610-615.

[10] Comin J F, Lewinger A W, Saaj M C, et al. Trafficability Assessment of Deformable Terrain through Hybrid Wheel-Leg

Sinkage Detection[J]. Journal of Field Robotics, 2017, 34(3): 451-476.

[11] Zhao L, Zhang R, Du Y, et al. Research in innovative mesh wheel with bionic wheel surfaces and lugs for superior lunar rover performance[J]. Acta Astronautica, 2025, 228: 853-864.

[12] Huang H, Li J, Chen B, et al. Performance evaluation of a wire mesh wheel on deformable terrains[J]. Journal of Terramechanics, 2016, 689-22. DOI: 10.1016/j.jterra.2016.09.003.

[13] 金大玮,李建桥,党兆龙,等.滑转条件下月球车轮沉陷模型研究[J].航空学报,2013,34(5):1215-1221.

基于高阶滑模观测器的自适应超螺旋滑模路径跟踪控制

安桥东，孙嘉佐，林棻，王浩然，王永奇

南京航空航天大学 能源与动力学院，南京 210016

摘　要：针对自动驾驶车辆在低附着及高速工况下路径跟踪精度下降与转向抖振问题，基于二自由度车辆模型与预瞄偏差，构建含匹配扰动二阶误差系统。以滑模控制（SMC）为基线，设计自适应超螺旋滑模控制（ASTSMC），并引入高阶滑模观测器（HOSMO）重构系统状态与总扰动，构成 ASTSMC-HOSMO 复合控制器。基于 CarSim 和 Matlab/Simulink 联合仿真平台，开展低附着与高速双移线工况对比实验，评估三种控制器。结果表明，ASTSMC-HOSMO 在两种工况下的最大横向误差分别为 0.3415 m 和 0.3460 m，较 SMC 分别降低 28.8%和 19.7%。对比表明，ASTSMC 改善转向平顺性，HOSMO 的补偿作用进一步提升跟踪精度，ASTSMC-HOSMO 综合性能最优。

关键词：自动驾驶车辆；路径跟踪；自适应超螺旋滑模；高阶滑模观测器；联合仿真

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Adaptive Super-Twisting Sliding Mode Path Tracking Control Based on a High-Order Sliding Mode Observer

AN Qiao-Dong, SUN Jia-Zuo, LIN Fen, WANG Hao-Ran, WANG Yong-Qi

College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016，China

Abstract: To address the degradation of path-tracking accuracy and steering chattering of autonomous vehicles under low-adhesion and high-speed conditions, a second-order error system with matched disturbances is established based on a two-degree-of-freedom vehicle model and preview error. Taking sliding mode control (SMC) as the baseline, an adaptive super-twisting sliding mode controller (ASTSMC) is designed, and a high-order sliding mode observer (HOSMO) is introduced to reconstruct the system states and lumped disturbances, thereby forming the composite ASTSMC-HOSMO controller. Comparative simulations under low-adhesion and high-speed double-lane-change maneuvers are conducted using a co-simulation platform based on CarSim and MATLAB/Simulink to evaluate the three controllers. The results show that the maximum lateral tracking errors of ASTSMC-HOSMO under the two operating conditions are 0.3415 m and 0.3460 m, respectively, representing reductions of 28.8% and 19.7% compared with SMC. Further comparison indicates that ASTSMC improves steering smoothness, while HOSMO compensation further enhances tracking accuracy. Overall, ASTSMC-HOSMO achieves the best comprehensive performance.

Keywords: autonomous vehicle; path tracking; adaptive super-twisting sliding-mode control; high-order sliding-mode observer; co-simulation

* 国家自然科学基金项目资助(52272397）

引言

路径跟踪控制是自动驾驶车辆运动控制的重要环节，其目标是根据参考路径和车辆状态生成转向指令，使车辆横向位置与航向角准确跟随期望路径。然而，在实际应用中，车辆动力学模型的不确定性、复杂行驶工况以及外部干扰等因素，使得路径跟踪控制研究面临较大挑战[1]。

近年来，国内学者针对不同路径跟踪问题开展了研究。黄华等[2]针对线控转向系统的参数不确定性和未知扰动，设计新型趋近律滑模控制器，以提高转角跟踪精度并减弱抖振。谢宪毅等[3]将深度强化学习与滚动时域优化结合，利用在线优化修正学习策略，提高不同车速下的轨迹跟踪能力。王洪亮等[4]在轨迹跟踪中兼顾车身姿态稳定性，以降低智能客车的侧翻风险。卢少波等[5]面向轮胎接近附着极限的工况，采用自主漂移轨迹规划与控制拓展车辆稳定运行边界。上述方法在特定工况下取得了较好的控制效果，但当模型偏差与持续扰动同时存在时，跟踪性能仍会受到影响。

对于车辆横向速度等难以直接测量的状态以及外界扰动，研究者通常借助观测器进行重构。Wang 等[6]针对车辆非线性、输入饱和以及测量噪声问题设计了观测器型鲁棒路径跟踪控制器；Ma 等[7]基于端口哈密顿模型设计横向速度无源观测器，并结合扰动衰减策略改善外部扰动作用下的路径跟踪性能。这类方法能够弥补部分状态信息缺失，但其估计效果仍会受到模型误差和测量噪声的影响。在控制器设计方面，滑模控制（Sliding Mode Control, SMC）因对参数摄动和外界扰动具有较强鲁棒性而受到广泛关注，但传统滑模中的不连续切换项容易引起抖振。Kim 等[8]将径向基神经网络与自适应超螺旋滑模控制（Adaptive Super-Twisting Sliding Mode Control, ASTSMC）相结合，用于估计车辆参数变化和外部扰动；张众华等[9]设计自适应超螺旋滑模控制器，以提高参数变化和侧向扰动下的导向性能；Sun 等[10]提出固定时间广义超螺旋控制方法，并通过辅助动态系统补偿轮胎滑移；Ji 等[11]采用自适应二阶滑模控制，降低了控制器对扰动上界先验信息的依赖。Ma 等[12]进一步将分数阶超螺旋滑模与附加横摆力矩控制结合，以兼顾高速换道过程中的轨迹跟踪与车辆稳定性。上述研究说明，观测器能够补充难以直接获取的状态信息，超螺旋滑模则有助于改善传统滑模的抖振问题，但在缺少显式扰动估计时，控制器仍需依赖较强的鲁棒作用来维持性能。

为实现扰动在线估计与主动补偿，观测器和滑模控制的复合方法逐渐受到关注。Ding 等[13]利用二阶扰动观测器分别估计匹配与非匹配扰动，并结合障碍函数自适应滑模控制。Yang 等[14]将抗峰值扩张状态观测器与快速超螺旋滑模结合，对未知匹配扰动进行估计，并减弱观测器初始阶段的峰值现象。Ji 等[15]利用扰动观测器估计滑模动态中的集总扰动，并通过改进超螺旋滑模进行补偿。Sun 等[16]采用自适应扰动观测器与固定时间非奇异终端滑模相结合，对未知扰动进行在线估计和补偿，提高了路径跟踪控制的抗扰性能。Li 等[17]分别设计状态观测器和扰动观测器，并结合障碍 Lyapunov 函数与有限时间控制处理误差约束。上述方法通过在线估计扰动改善了复杂工况下的路径跟踪性能，但部分研究需要针对不同扰动分别设计估计与补偿机制，或在基本控制律上增加额外的约束处理环节，使控制器设计更加复杂。

综上所述，观测器与滑模控制相结合能够提高复杂扰动条件下的路径跟踪性能，但如何在保证扰动估计与补偿效果的同时兼顾控制器的实现难度，仍需要进一步研究。针对这一问题，本文基于二自由度车辆模型和预瞄误差，将模型不确定性和外界扰动统一表征为总扰动，利用高阶滑模观测器（High-Order Sliding Mode Observer, HOSMO）对系统状态及总扰动进行有限时间估计与补偿，并通过自适应超螺旋控制改善转向输入的连续性，形成 ASTSMC-HOSMO 路径跟踪控制方法。

本文主要贡献如下：

（1）建立二阶不确定路径跟踪误差模型，将参数摄动、未建模动态和外界扰动统一表征为系统总扰动；

（2）设计自适应超螺旋滑模控制器，在保证有限时间收敛的同时减弱前轮转角抖振；

（3）构建高阶滑模观测器，对系统状态和总扰动进行有限时间估计与补偿，并通过低附着和高速双移线工况验证所提方法。

本文其余内容安排如下：第 1 章建立车辆动力学及路径跟踪模型；第 2 章设计控制器并进行稳

定性分析；第 3 章进行仿真验证；第 4 章给出结论。

1 车辆模型与控制问题

本节首先建立用于路径跟踪控制器设计的二自由度（Two-Degree-of-Freedom, 2-DOF）自行车模型；随后，为构建路径跟踪模型，引入预瞄误差，并将其与二自由度车辆模型相结合。

1.1 车辆动力学模型

为便于控制器设计与理论分析，本文在建立车辆横向动力学模型时作如下合理假设：车辆在平坦路面上行驶，忽略俯仰、侧倾及垂向运动，仅考虑横向运动与横摆运动；前轮转角为系统控制输入，后轮不参与转向；车辆纵向速度 v_x 可测，且在单个控制周期内变化缓慢，因此在建模过程中视为已知有界量；轮胎工作在线性侧偏区域内，前后轮侧向力与侧偏角满足线性关系。基于上述假设，采用如图 1 所示的车辆二自由度动力学模型描述车辆的横向动力学特性。

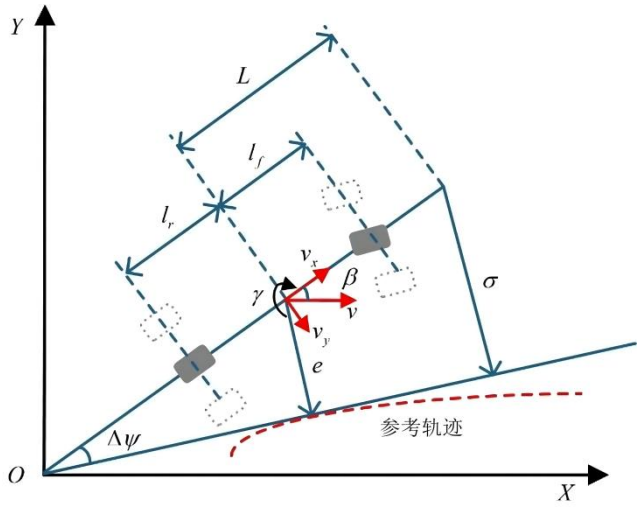


图 1　车辆二自由度动力学模型

由规定车辆左向运动、逆时针横摆运动及前轮左转方向为正，车辆质心侧偏角、横摆角速度、前轮转角及轮胎侧偏角的符号均按图 1 所示方向定义。

模型状态表达式[18]为：

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \dfrac{F_{yf} + F_{yr}}{m v_x} - \gamma \\ \dot{\gamma} = \dfrac{l_f F_{yf} - l_r F_{yr}}{I_z} \end{cases} \tag{1}$$

式中，β 是质心侧偏角（rad）；γ 为横摆角速度（rad/s）；v_x 是车辆纵向速度（m/s）；m 是整车质量（kg）；I_z 是车辆横摆转动惯量（kg·m²）；l_f 和 l_r 分别为车辆质心到前轴和后轴的距离（m）；F_{yf} 和 F_{yr} 分别为前后轮的轮胎侧向力（N）。

1.2 路径跟踪误差模型

设路径跟踪控制系统的主要目标是最小化路径跟踪误差，该误差包括车辆质心到目标路径正交投影点的横向距离偏差，以及车辆实际行驶方向与路径切线方向之间的航向偏差。

在路径跟踪误差较小、小角度假设成立且参考路径曲率变化相对平缓的条件下，根据 Serret–Frenet 方程[19]，路径跟踪误差的动态形式可表示为：

$$\begin{aligned} \dot{e} &= v_y \cos(\Delta\psi) + v_x \sin(\Delta\psi) \approx v_y + v_x \Delta\psi \\ \Delta\dot{\psi} &= \dot{\psi} - \dot{\psi}_r \approx \gamma - K v_x \end{aligned} \tag{2}$$

式中，e 是横向偏差；v_y 是车辆侧向速度（m/s）；ψ 是车辆当前航向角（rad）；ψ_r 为参考轨迹在当前匹配点处切向方向角（rad）；$\Delta\psi$ 为航向偏差（rad），K 为目标路径在投影点处的曲率。

为兼顾横向偏差与航向偏差的综合收敛性能，并增强控制器对路径前方变化趋势的响应能力，引入预瞄误差[20]作为综合误差变量，其定义为：

$$\sigma = e + L\Delta\psi \tag{3}$$

式中，L 为预瞄距离（m），其大小反映了航向偏差在预瞄误差中的权重。令 σ 收敛至零，即可实现横向偏差与航向偏差的联合稳定控制。

对式(3)分别求一阶和二阶导数，并代入式(1)，可得：

$$\dot{\sigma} = \dot{e} + L\Delta\dot{\psi} = v_y + v_x\Delta\psi + L\left(\gamma - Kv_x\right) \tag{4}$$

$$\ddot{\sigma} = \ddot{e} + L\Delta\ddot{\psi} = \dot{v}_y + \dot{v}_x\Delta\psi + v_x(\gamma - Kv_x) + L(\frac{l_f F_{yf} - l_r F_{yr}}{I_z} - \dot{K}v_x - K\dot{v}_x) \tag{5}$$

在轮胎侧偏角较小且工作在线性侧偏区域内时，前后轮的侧向力可表示为：

$$\begin{cases} F_{yf} = C_f\alpha_f \\ F_{yr} = C_r\alpha_r \end{cases} \tag{6}$$

式中，α_f 和 α_r 分别为前轮和后轮侧偏角（rad）；C_f 和 C_r 分别为前、后轴等效侧偏刚度（N/rad）。

根据车辆几何关系，在小角度假设条件下，前后轮侧偏角可近似表示为[21]：

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \arctan\left[\frac{v\sin(\beta) + l_f\gamma}{v\cos(\beta)}\right] - \delta_f \approx \beta + l_f\frac{\gamma}{v_x} - \delta_f \\ \alpha_r &= \arctan\left[\frac{v\sin(\beta) - l_r\gamma}{v\cos(\beta)}\right] \approx \beta - l_r\frac{\gamma}{v_x} \end{aligned} \tag{7}$$

式中，δ_f 为前轮转角（rad）。

将式(6)与式(7)代入式(5)，可得：

$$\ddot{\sigma} = bu + f + d_h \tag{8}$$

以预瞄误差 σ 渐近收敛为控制目标，可将路径跟踪系统整理为如下二阶不确定状态空间形式：

$$\begin{aligned} &\dot{x}_1 = x_2 \\ &\dot{x}_2 = bu + f + d_h \\ &f = \ddot{v}_y + \dot{v}_x\Delta\psi + v_x(\gamma - Kv_x) + L\left[\frac{l_f(v_x\beta + L_f\gamma)C_f}{v_x I_z} - \frac{l_r\alpha_r C_r}{I_z} - \dot{K}v_x - K\dot{v}_x\right] \end{aligned} \tag{9}$$

式中，$x_1 = \sigma$，$u = \delta_f$ 为系统控制输入；$b = -L_f C_f I_z^{-1}$ 为系统输入增益项，f 为系统已知动力学项，d_h 表示系统中未知的未建模动态及外界扰动。式中，u 为系统控制输入；b 为输入增益项；f 为由车辆状态、路径曲率及已知参数共同构成的动力学项；d_h 为系统总扰动项，主要包括轮胎非线性近似误差、侧向扰动及其它未建模动态。

2 控制系统设计

针对第 1 章建立的二阶不确定状态空间模型，本章依次设计传统滑模控制（SMC）、自适应超螺旋滑模控制（ASTSMC），并进一步引入高阶滑模观测器（HOSMO）对系统总扰动进行在线估计与补偿，从而构建 ASTSMC-HOSMO 复合路径跟踪控制方法。其整体结构如图 2 所示。该系统由传感器模块、车辆非线性动力学系统及车辆控制器组成，传感器获取期望路径与车辆状态信息并计算跟踪误差，控制器基于误差生成控制输入，并结合高阶滑模观测器对不确定性进行估计与补偿，从而实现闭环路径跟踪控制。

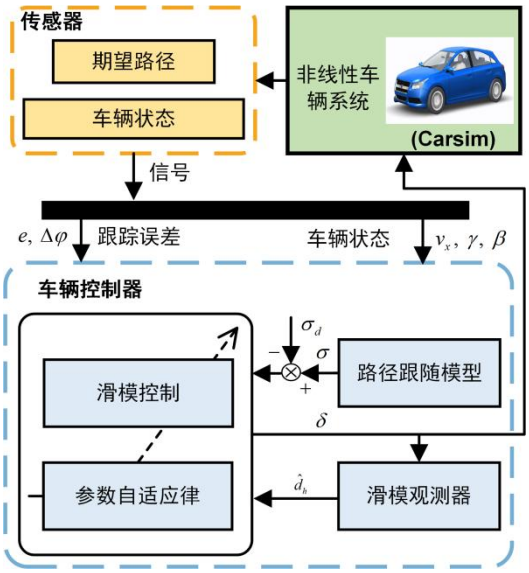


图 2　ASTSMC-HOSMO 路径跟踪控制结构

2.1 传统滑模控制（SMC）

对在传统滑模控制中，滑模面设计为：

$$s = c_1 x_1 + x_2 \tag{10}$$

式中，s 为滑模面变量；x_1 和 x_2 分别为系统状态变量，其中 x_1 为预瞄误差（m），x_2 为预瞄误差变化率（m/s）；c_1 为滑模面参数（s^{-1}）。

对式(10)求导，可得：

$$\dot{s} = c_1 x_2 + \dot{x}_2 \tag{11}$$

结合系统动力学方程进一步表示为：

$$\dot{s} = c_1 x_2 + bu + f + d_h \tag{12}$$

在忽略系统扰动与不确定性（即 $d_h = 0$）的条件下，并令 $\dot{s} = 0$，可得到等效控制律为：

$$u_{eq} = -\frac{1}{b}\left(f + c_1 x_2\right) \tag{13}$$

为保证趋近阶段的动态性能，引入指数趋近律[22]：

$$\frac{ds}{dt} = -\xi sign(s) - ks \tag{14}$$

式中，ξ 为趋近律切换增益（m/s^2）；k 为线性趋近项增益系数（s^{-1}）。

结合式(13)与式(14)，可得到传统滑模控制的控制输入为：

$$u = -\frac{1}{b}\left(f + c_1 x_2 + \xi sign(s) + ks\right) \tag{15}$$

由式(15)，传统滑模控制能在一定程度上增强系统对不确定性的鲁棒性，但由于控制律中包含不连续符号函数 $sign(s)$，在实际实现过程中容易在滑模面邻域引入高频切换，从而导致明显抖振现象。

2.2 自适应超螺旋滑模控制（ASTSMC）

为针对传统滑模控制中因不连续切换项引起的抖振问题，本节引入超螺旋滑模控制思想，通过构造连续控制输入实现滑模面附近的平滑趋近，从而在保证鲁棒性的同时有效减弱抖振。对于滑模变量 s，设计超螺旋切换控制项为[23]：

$$\begin{cases} u_s = \dfrac{1}{b}\left(-\lambda_1 |s|^{\frac{1}{2}} sign(s) + v\right) \\ \dot{v} = -\dfrac{\lambda_2}{2} sign(s) \end{cases} \tag{16}$$

式中，u_s 为超螺旋鲁棒控制项；$\lambda_1>0$ 和 $\lambda_2>0$ 为控制增益参数；v 为辅助内部动态变量。

为进一步增强控制器在不同误差区间内的自适应调节能力，并避免控制增益过小导致收敛速度下降或增益过大引起控制波动，引入如下自适应律[24-25]：

$$\begin{aligned}&\dot{\lambda}_1=\begin{cases}\omega_1\sqrt{\frac{r_1}{2}}sign\left(|s|-\mu\right) & \text{if } \lambda_1>\lambda_{1m}\\ \varsigma & \text{if } \lambda_1<\lambda_{1m}\end{cases}\\&\lambda_2=2\varepsilon\lambda_1\end{aligned} \tag{17}$$

式中，ω_1，r_1，μ，ς，λ_{1m} 等均为正项设计参数。该自适应律在误差较大时提高控制增益、在误差较小时限制增益过度增长，从而兼顾快速收敛性能与抖振抑制性能。

将式(13)中的等效控制项与式(16)中的超螺旋鲁棒项叠加，可得 ASTSMC 的总控制律为：

$$u=u_{eq}+u_s=-b^{-1}[f+c_1x_2+\lambda_1|s|^{\frac{1}{2}}sign(s)+\frac{\lambda_2}{2}\int sign(s)] \tag{18}$$

为分析所设计控制律的收敛性能，下面给出闭环系统的稳定性证明。

定理 1：在自适应律(17)满足的条件下，若系统采用控制律(18)，则系统状态(9)及滑模变量(10)能够在有限时间内收敛至原点。

证明 1：将控制律(18)代入系统方程(12)，可得：

$$\begin{cases}\dot{s}=-\lambda_1|s|^{\frac{1}{2}}sign(s)+d_h+v\\ \dot{v}=-\frac{\lambda_2}{2}sign(s)\end{cases} \tag{19}$$

令 $\omega=v+d_h$，则式(19)可重写为：

$$\begin{aligned}&\dot{s}=-\lambda_1|s|^{\frac{1}{2}}sign(s)+\omega\\&\dot{\omega}=-\frac{\lambda_2}{2}sign(s)+\dot{d}_h\end{aligned} \tag{20}$$

为进行稳定性分析，引入新的状态变量：

$$\begin{bmatrix}z_1\\z_2\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}|s|^{\frac{1}{2}}sign(s)\\ \omega\end{bmatrix} \tag{21}$$

注意到预瞄误差 σ 变化缓慢且有界，因此扰动变化率可表示为：

$$\dot{d}_h=\frac{\vartheta(x,t)}{2}sign(s)=\frac{\vartheta(x,t)z_1}{2|z_1|} \tag{22}$$

式中，ϑ 为正常数。

则系统可表示为如下形式：

$$\begin{aligned}&\begin{bmatrix}\dot{z}_1\\\dot{z}_2\end{bmatrix}=A(z_1)\begin{bmatrix}z_1\\z_2\end{bmatrix}\\&A(z_1)=\frac{1}{2|z_1|}\begin{bmatrix}-\lambda_1 & 1\\ -(\lambda_2-\vartheta) & 0\end{bmatrix}\end{aligned} \tag{23}$$

构造 Lyapunov 函数：

$$V_1 = Z^T PZ$$
$$P = \begin{bmatrix} \kappa + 4\varepsilon^2 & -2\varepsilon \\ -2\varepsilon & 1 \end{bmatrix} \tag{24}$$

式中，$Z = [z_1 \ \ z_2]^T$ 为系统状态向量，通常取 $z_1 = s$ 为滑模面变量，z_2 为其扩展状态变量；P 为对称正定矩阵；$\kappa > 0$ 和 $\varepsilon > 0$ 为设计参数。

由于矩阵 P 为正定矩阵，因此 $V_1 \geq 0$ 。

对 Lyapunov 函数求导，可得：

$$\dot{V}_1 = Z^T \left[A^T(z_1) P + PA(z_1) \right] Z \leq -\frac{1}{2|z_1|} Z^T QZ$$
$$Q = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} \\ Q_{21} & Q_{22} \end{bmatrix}$$
$$Q_{11} = 2\lambda_1 \kappa + 4\varepsilon(2\varepsilon\lambda_1 - \lambda_2) \tag{25}$$
$$Q_{12} = Q_{21} = \lambda_1 - 2\varepsilon\lambda_2 - \kappa - 4\varepsilon^2$$
$$Q_{22} = 4\varepsilon$$

其中矩阵 Q 为正定矩阵，其正定性可通过顺序主子式判定。显然有 $Q_{22} = 4\varepsilon > 0$，当 $\varepsilon > 0$ 时成立。进一步，通过行列式条件可得，当 $\lambda_2 = 2\varepsilon\lambda_1$ 且满足：

$$\lambda_1 > \frac{\varepsilon}{\kappa} + \frac{\left(-\kappa - 4\varepsilon^2\right)^2}{12\varepsilon\kappa} \tag{26}$$

此时矩阵 Q 为正定，从而有 $\lambda_{\min}(Q) > 0$，进一步可得 $\dot{V}_1 < 0$，系统渐近稳定。

根据 Rayleigh 不等式：

$$\lambda_{\min}(P)\|Z\|^2 \leq Z^T PZ \leq \lambda_{\max}(P)\|Z\|^2 \tag{27}$$

并结合范数关系：

$$\|z\|^2 = z_1^{\,2} + z_2^{\,2} = |s| + z_2^{\,2} \Rightarrow |s|^{1/2} < \|z\| \tag{28}$$

$$|z_1| = s^{1/2} \leq \|z\| \leq \frac{V_2^{1/2}}{\lambda_{\min}^{1/2}} \tag{29}$$

由此可得：

$$\dot{V}_1 \leq -\frac{\varepsilon}{|z_1|} \frac{V_1}{\lambda_{\max}(P)} \tag{30}$$

将式(28)和式(29)代入式(30)可得：

$$\dot{V}_2 \leq -\Theta V_2^{1/2}, \Theta = \frac{\varepsilon \lambda_{\min}^{1/2}(P)}{\lambda_{\max}(P)} \tag{31}$$

考虑引入人工设计参数 λ_1 和 λ_2，构造扩展 Lyapunov 函数：

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2\gamma_1}\left(\lambda_1 - \lambda_1^*\right)^2 + \frac{1}{2\gamma_2}\left(\lambda_2 - \lambda_2^*\right)^2 \tag{32}$$

式中，λ_1 和 λ_2 为自适应调节的控制参数；λ_1^* 和 λ_2^* 为未知常数；$\gamma_1 > 0$ 和 $\gamma_2 > 0$ 为自适应增益。

对 V_2 求导可得：

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + \frac{1}{\gamma_1}\left(\lambda_1 - \lambda_1^*\right)\dot{\lambda}_1 + \frac{1}{\gamma_2}\left(\lambda_2 - \lambda_2^*\right)\dot{\lambda}_2 \tag{33}$$

结合式(31)可得：

$$\dot{V}_2 \le -\Theta V_1^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{\gamma_1}\left(\lambda_1 - \lambda_1^*\right)\dot{\lambda}_1 + \frac{1}{\gamma_2}\left(\lambda_2 - \lambda_2^*\right)\dot{\lambda}_2 \tag{34}$$

利用不等式：

$$\left(x^2 + y^2 + z^2\right)^{\frac{1}{2}} \le |x| + |y| + |z| \tag{35}$$

可进一步得到：

$$\dot{V}_2 \le -\Theta V_1^{\frac{1}{2}} - \frac{\omega_1}{\sqrt{2\gamma_1}}\left|\lambda_1 - \lambda_1^*\right| - \frac{\omega_2}{\sqrt{2\gamma_2}}\left|\lambda_2 - \lambda_2^*\right| \tag{36}$$

令 $\eta = \min(\theta, \omega_1, \omega_2)$，则有：

$$\begin{aligned} &\dot{V}_2 \le -\eta V_1^{\frac{1}{2}} + \xi \\ &\xi = -\left(\frac{\dot{\lambda}_1}{\gamma_1} - \frac{\omega_1}{\sqrt{2\gamma_1}}\right)\left|\lambda_1 - \lambda_1^*\right| - \left(\frac{\dot{\lambda}_2}{\gamma_2} - \frac{\omega_2}{\sqrt{2\gamma_2}}\right)\left|\lambda_2 - \lambda_2^*\right| \end{aligned} \tag{37}$$

为保证系统在有限时间内收敛，令 ξ=0，并避免控制增益过大，从而设计控制参数 λ_1 和 λ_2 的自适应律为：

$$\begin{aligned} &\dot{\lambda}_1 = \begin{cases} \omega_1\sqrt{\frac{r_1}{2}}sign\left(|s| - \mu\right) & \text{if } \lambda_1 > \lambda_{1m} \\ \varsigma & \text{if } \lambda_1 < \lambda_{1m} \end{cases} \\ &\lambda_2 = 2\varepsilon\lambda_1 \end{aligned} \tag{38}$$

其中：

$$\varepsilon = \frac{\omega_2}{\omega_1}\sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}} \tag{39}$$

此时，Lyapunov 函数导数满足：

$$\dot{V}_2 \le -\eta V_1^{\frac{1}{2}} \tag{40}$$

因此可得，系统状态能够在有限时间内收敛至零，从而保证系统的有限时间稳定性。

2.3 基于 ASTSMC-HOSMO 的控制器设计

与传统滑模观测器相比，高阶滑模观测器（HOSMO）能够提供更高精度的状态估计，并对系统不确定性及外界扰动具有更强的鲁棒性。

因此，引入高阶滑模观测器对系统状态 x_2 及未知扰动 d_h 进行估计，其结构设计为[26]：

$$\begin{cases}\dot{\hat{x}}_1=\hat{x}_2+\Omega_1\\ \dot{\hat{x}}_2=\hat{x}_3+bu+\Omega_2+f\\ \dot{\hat{x}}_3=\Omega_3\end{cases}\tag{41}$$

式中，$\hat{x}_1$、$\hat{x}_2$和$\hat{x}_3$分别表示状态x_1、x_2及扰动d_h的估计值；定义观测误差$e_1=x_1-\hat{x}_1$、$e_2=x_2-\hat{x}_2$和$e_3=x_3-\hat{x}_3$；校正项$\Omega_1=k_1|e_1|^{\frac{2}{3}}sign(e_1)$、$\Omega_2=k_2|e_1|^{\frac{1}{3}}sign(e_1)$和$\Omega_3=k_3sign(e_1)$。

则误差动力学方程可表示为：

$$\begin{cases}\dot{e}_1=-k_1|e_1|^{\frac{2}{3}}sign(e_1)+e_2\\ \dot{e}_2=-k_2|e_1|^{\frac{1}{3}}sign(e_1)+e_3\\ \dot{e}_3=-k_3sign(e_1)+\dot{d}_h\end{cases}\tag{42}$$

通过合理选择增益参数k_1、k_2和k_3，误差变量e_1、e_2和e_3能够在有限时间内收敛至零[27]。误差收敛后，有$\hat{x}_1\to x_1$、$\hat{x}_2\to x_2$和$\hat{x}_3\to d_h$。在此基础上，选取滑模面$s=c_1x_1+x_2$，其时间导数可写为：

$$\dot{\hat{s}}=c_1\hat{x}_2+c_1e_2+bu+k_2|e_1|^{\frac{1}{3}}sign(e_1)+\int k_3sign(e_1)+f\tag{43}$$

据此，基于高阶滑模观测器的 ASTSMC - HOSMO 控制律可重新设计为：

$$u=-\frac{1}{b}(c_1\hat{x}_2+k_2|e_1|^{\frac{1}{3}}sign(e_1)+\int k_3sign(e_1)+\lambda_1|\hat{s}|^{\frac{1}{2}}sign(\hat{s})-\int\lambda_2sign(\hat{s})+f)\tag{44}$$

并选取自适应律：

$$\begin{aligned}\dot{\lambda}_1&=\begin{cases}\omega_1\sqrt{\frac{r_1}{2}}sign(|s|-\mu) & if\quad \lambda_1>\lambda_{1m}\\ \varsigma & if\quad \lambda_1<\lambda_{1m}\end{cases}\\ \lambda_2&=2\varepsilon\lambda_1\end{aligned}\tag{45}$$

为说明基于高阶滑模观测器的 ASTSMC-HOSMO 控制器能够保证闭环系统的收敛性，下面给出相应稳定性证明。

定理 2：在扰动导数有界且观测器参数、控制器参数合理选取的条件下，若系统采用高阶滑模观测器(41)及控制律(44)，并结合自适应律(45)，则闭环系统滑模变量s以及状态变量x_1、x_2均能够在有限时间内收敛至零。

证明 2：将控制输入(44)代入式(43)，可以得到基于高阶滑模观测器的整体闭环系统：

$$\begin{aligned}\prod:&\begin{cases}\dot{x}_1=\hat{s}-c_1x_1+e_2\\ \dot{\hat{s}}=c_1e_2-\lambda_1|\hat{s}|^{\frac{1}{2}}sign(\hat{s})+v\\ \dot{v}=-\frac{\lambda_2}{2}sign(\hat{s})\end{cases}\\ \coprod:&\begin{cases}\dot{e}_1=-k_1|e_1|^{\frac{2}{3}}sign(e_1)+e_2\\ \dot{e}_2=-k_2|e_1|^{\frac{1}{3}}sign(e_1)+e_3\\ \dot{e}_3=-k_3sign(e_1)+\dot{d}_h\end{cases}\end{aligned}\tag{46}$$

该系统可分解为两个子系统。一部分为滑模控制子系统$\prod$，主要描述滑模变量 s及其内部动态变量v的演化过程；另一部分为观测误差子系统$\coprod$，描述观测误差e_1、e_2和e_3的动态行为。

首先分析观测误差子系统。由式(42)可知，在扰动导数有界且观测器增益参数k_1、k_2和k_3合理

选取的条件下，观测误差 e_1、e_2 和 e_3 能够在有限时间内收敛至零。因此，存在有限时间 $T_0>0$，使得当 $t\geq T_0$ 时，有 e_1=e_2=e_3=0。

由于系统 $\prod$ 不能在有限时间内逃逸到无穷大[28]，并且系统 $\coprod$ 可以在有限时间内收敛到零，因此闭环系统退化为标准自适应超螺旋滑模控制形式，其动态方程可表示为：

$$\begin{cases}\dot{x}_1=\hat{s}-c_1x_1\\ \dot{\hat{s}}=-\lambda_1\left|\hat{s}\right|^{\frac{1}{2}}sign\left(\hat{s}\right)+v\\ \dot{v}=-\dfrac{\lambda_2}{2}sign\left(\hat{s}\right)\end{cases}\tag{47}$$

根据 2.2 节中对 ASTSMC 控制器的稳定性分析可知，在自适应律（45）作用下，滑模变量 s 能够在有限时间内收敛至零，即 $s\to 0$。

通过适当选取 λ_1 和 λ_2，可使 $\hat{s}=s=0$ 在有限时间内成立，此时闭环系统可进一步写为：

$$\begin{cases}\dot{x}_1=-c_1x_1\\ x_2=-c_1x_1\end{cases}\tag{48}$$

由此可知，在合适的参数 λ_1、λ_2、k_1、k_2 和 k_3 下，系统状态 x_1 与 x_2 均可在固定时间内收敛至零，从而保证闭环系统具有良好的收敛性能与鲁棒性。

3 仿真试验与结果分析

3.1 仿真环境设置

为验证基于 ASTSMC-HOSMO 的控制算法的有效性，本文基于 CarSim 与 Matlab/Simulink 平台，在典型双移线工况下开展仿真研究。车辆动力学参数如表 1 所示。

表 1　车辆动力学参数表

参数	符号	数值
质心至前轴距离	l_f	1.015 m
质心至后轴距离	l_r	1.805 m
预瞄距离	L	5 m
前轴等效侧偏刚度	C_f	66900 N/rad
后轴等效侧偏刚度	C_r	62700 N/rad
横摆转动惯量	I_z	1536.7 kg·m²

仿真工况如表 2 所示。设置 2 种工况，每种工况分别运行 SMC、ASTSMC 和 ASTSMC-HOSMO，记录车辆轨迹、车辆航向角、横向误差、航向误差、前轮转角和横向加速度。

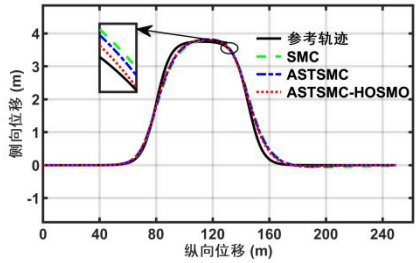
表 2　仿真工况

编号	路径	车速/(km·h⁻¹)	附着系数	对比控制器
I	双移线	54	0.30	SMC / ASTSMC / ASTSMC-HOSMO
II	双移线	90	0.80	SMC / ASTSMC / ASTSMC-HOSMO

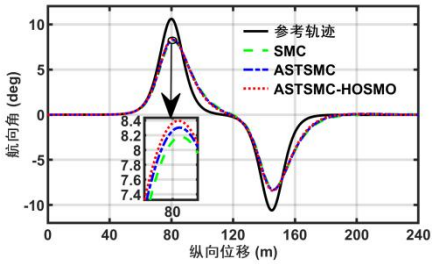
3.2 试验结果分析

3.2.1 低速低附着系数工况

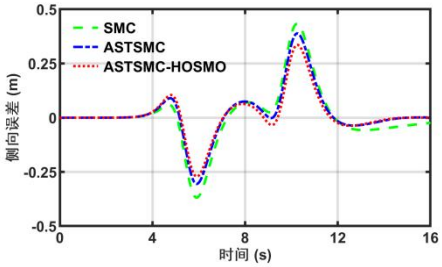
考虑到车辆在低附着系数路面上行驶时容易发生失稳，本文设置工况 I 为车速 54km/h，附着系数为 0.3 来验证控制器的控制效果，仿真结果如图 3 所示。



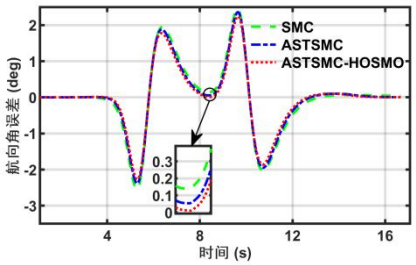
（a）车辆运动轨迹



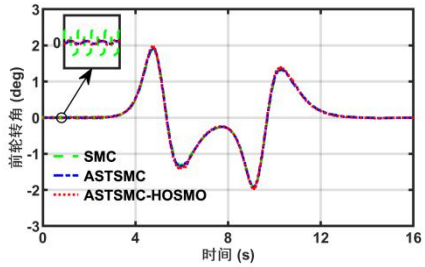
（b）车辆航向角



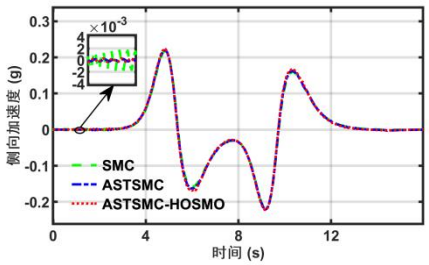
（c）横向误差



（d）航向误差



（e）前轮转角



（f）侧向加速度

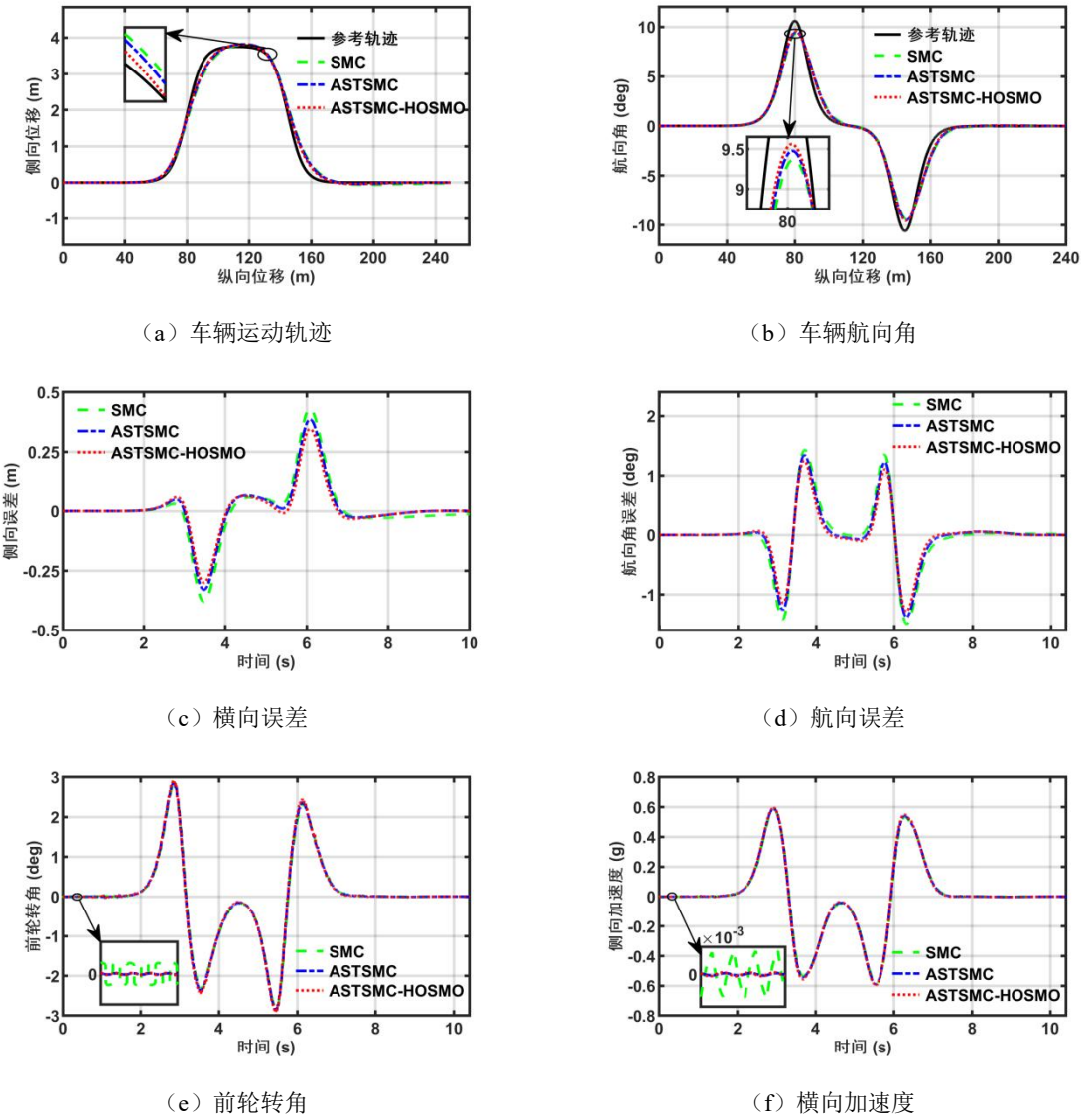
图 3　低附着工况路径跟踪及动态响应对比

图 3(a)和图 3(b)分别给出了横向位移和航向角随纵向位移的变化情况。可以看出，三种方法均能基本跟踪参考路径，但 SMC 方法在峰值位置存在较大偏差，而 ASTSMC 及 ASTSMC-HOSMO 方法能够更准确地贴合参考轨迹。从定量角度分析，SMC、ASTSMC 及 ASTSMC-HOSMO 的最大横向误差分别为 0.4795 m、0.4163 m 和 0.3415 m。结合图 3(c)和图 3(d)可以看出，ASTSMC-HOSMO 方法在横向误差及航向误差方面均具有更小的波动幅值和更快的收敛速度。图 3(e)中，SMC 在零值附近和换向阶段存在较密集的高频波动；ASTSMC 及 ASTSMC-HOSMO 的前轮转角保持连续，且复合控制器的换向过程更为平稳。图 3(f)中三种方法的横向加速度峰值均小于 0.6g，说明车辆运行均处于稳定状态，但相比之下，ASTSMC-HOSMO 方法的加速度变化更加平缓，有利于提升车辆的行驶舒适性。综合上述仿真结果可知，ASTSMC-HOSMO 在低附着工况下的控制效果最好。

3.2.2 高速高附着系数工况

为进一步验证所提控制方法的性能，在干燥沥青路面（附着系数为 0.8）及车速 90 km/h 条件下进行双移线仿真。该工况对控制系统要求更高，因为车辆在高速急转弯时更容易发生失稳，仿真结

果如图 4 所示。



（a）车辆运动轨迹　　（b）车辆航向角

（c）横向误差　　（d）航向误差

（e）前轮转角　　（f）横向加速度

图 4　高速工况路径跟踪及动态响应对比

由图 4(a)和图 4(b)可以看出，无论是否引入 HOSMO，ASTSMC 方法均优于传统 SMC 方法，在路径跟踪性能方面表现更好。由图 4(c)可得，SMC、ASTSMC 及 ASTSMC-HOSMO 三种方法的最大横向误差分别为 0.431、0.386 和 0.346 m。ASTSMC-HOSMO 相对于 SMC 降低 19.7%，且相对于 ASTSMC 降低 10.4%。图 4(d)中最大航向误差绝对值分别约为 1.497°、1.382°和 1.291°，复合控制器较 SMC 降低 13.8%。结果表明，ASTSMC-HOSMO 在跟踪精度方面具有优势。图 4(e)显示，SMC 在高速换向阶段存在高频转角切换，ASTSMC 通过连续超螺旋结构显著改善了控制输入平滑性；在此基础上，HOSMO 补偿进一步降低跟踪误差。图 4(f)中三种方法均未出现异常横向加速度尖峰。

4 结论

针对自动驾驶车辆路径跟踪中参数摄动与外部干扰导致的控制精度下降问题，本文提出一种融合自适应超螺旋滑模控制与高阶滑模观测器的复合控制策略。在控制器设计中，引入自适应增益调节机制将传统滑模的不连续切换项转化为连续控制输入，有效抑制抖振；同时，构建 HOSMO 在线估计系统总扰动，并将其前馈补偿至控制律，实现对不确定性的主动抑制。典型双移线工况下的仿真结果表明，相较于 SMC 与 ASTSMC，本文所提 ASTSMC-HOSMO 方法在跟踪精度、控制平滑性及抗扰动能力方面均表现更优。综上，该复合控制策略在保证系统稳定性的兼顾了控制性能与实现

复杂度，可为车辆路径跟踪控制提供一种有效的新思路。

参考文献：

[1] 谭伟,刘景升,祖晖,等.参数不确定和扰动下智能汽车路径跟踪控制[J].浙江大学学报(工学版),2023,57(4):702-711.

[2] 黄华, 高艺鹏, 王伟达, 等. 基于新型趋近律的智能无人车辆线控转向系统滑模控制[J]. 北京理工大学学报自然版, 2023, 43(8): 773-782.

[3] 谢宪毅, 赵鑫, 金立生, 等. 融合深度强化学习与滚动时域优化的智能车辆轨迹跟踪控制[J]. 交通运输工程学报, 2024, 24(6): 259-272.

[4] 王洪亮, 范硕, 皮大伟, 等. 考虑姿态稳定性的智能客车轨迹跟踪控制研究[J]. 北京理工大学学报自然版, 2024, 44(8): 780-791.

[5] 卢少波, 代灵峰, 王晨辉, 等. 基于自主漂移的自动驾驶车辆极限工况轨迹规划与控制[J]. 汽车工程, 2024, 46(10): 1780-1789.

[6] Wang H, Zhang T, Zhang X, et al. Observer-based path tracking controller design for autonomous ground vehicles with input saturation[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2023, 10(3): 749-761.

[7] Ma Y, He L, Song T, et al. Adaptive path-tracking control with passivity-based observer by port-Hamiltonian model for autonomous vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2023, 8(8): 4120-4130.

[8] Kim H, Kee S C. Neural network approach super-twisting sliding mode control for path-tracking of autonomous vehicles[J]. Electronics, 2023, 12(17): 3635.

[9] 张众华, 杨蔡进, 张卫华. 虚拟轨道列车超螺旋滑模自适应导向控制[J]. 交通运输工程学报, 2023, 23(5): 163-182.

[10] Sun J, Li Q, Ding S, et al. Fixed-time generalized super-twisting control for path tracking of autonomous agricultural vehicles considering wheel slipping[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2023, 213: 108231.

[11] Ji X, Ding S, Wei X, et al. Path tracking of unmanned agricultural tractors based on a novel adaptive second-order sliding mode control[J]. Journal of the Franklin Institute, 2023, 360(8): 5811-5831.

[12] Ma B, Pei W, Zhang Q, et al. Intelligent Driving Vehicle Trajectory Tracking Control Based on an Improved Fractional-Order Super-Twisting Sliding Mode Control Strategy[J]. International Journal of Robust and Nonlinear Control, 2025, 35(3): 1303-1316.

[13] Ding C, Ding S, Wei X, et al. Disturbance-observer-based barrier function adaptive sliding mode control for path tracking of autonomous agricultural vehicles with matched-mismatched disturbances[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2023, 10(3): 6748-6760.

[14] Yang W, Ding S, Ding C. Fast supertwisting sliding mode control with antipeaking extended state observer for path-tracking of unmanned agricultural vehicles[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2024, 71(10): 12973-12982.

[15] Ji X, Ding S, Wei X, et al. Path tracking control of unmanned agricultural tractors via modified supertwisting sliding mode and disturbance observer[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2024, 29(6): 4051-4062.

[16] Sun J, Wang Z, Ding S, et al. Adaptive disturbance observer-based fixed time nonsingular terminal sliding mode control for path-tracking of unmanned agricultural tractors[J]. Biosystems Engineering, 2024, 246: 96-109.

[17] Li P, Zhang S, Liu Y. Finite-time autonomous vehicle path tracking control based on state constraint[J]. IEEE Access, 2024, 12: 122274-122288.

[18] Yang X, Wang Z, Peng W. Coordinated control of AFS and DYC for vehicle handling and stability based on optimal guaranteed cost theory[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(1): 57-79.

[19] Skjetne R, Fossen T I. Nonlinear maneuvering and control of ships[C]//MTS/IEEE Oceans 2001. An Ocean Odyssey. Conference Proceedings (IEEE Cat. No. 01CH37295). IEEE, 2001, 3: 1808-1815.

[20] Liang Z, Wang Z, Zhao J, et al. Fast finite-time path-following control for autonomous vehicle via complete model-free approach[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2022, 19(3): 2838-2846.

[21] Nam K, Oh S, Fujimoto H, et al. Estimation of sideslip and roll angles of electric vehicles using lateral tire force sensors through RLS and Kalman filter approaches[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2012, 60(3): 988-1000.

[22] Xu B, Zhang L, Ji W. Improved non-singular fast terminal sliding mode control with disturbance observer for PMSM drives[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(4): 2753-2762.

[23] Yan B, Dai P, Liu R, et al. Adaptive super-twisting sliding mode control of variable sweep morphing aircraft[J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 92: 198-210.

[24] Shtessel Y, Plestan F, Taleb M. Lyapunov design of adaptive super-twisting controller applied to a pneumatic actuator[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2011, 44(1): 3051-3056.

[25] Kumar S, Sharma R K, Kamal S. Adaptive super-twisting guidance law with extended state observer[C]//IECON 2021–47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. IEEE, 2021: 1-6.

[26] Pan H, Sun W. Nonlinear output feedback finite-time control for vehicle active suspension systems[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2018, 15(4): 2073-2082.

[27] Levant A. Higher-order sliding modes, differentiation and output-feedback control[J]. International journal of Control, 2003, 76(9-10): 924-941.

[28] Hong Y, Huang J, Xu Y. On an output feedback finite-time stabilization problem[J]. IEEE transactions on Automatic Control, 2001, 46(2): 305-309.

基于有限元侵蚀建模的月球表面可展开爪轮参数化研究与多目标优化

闫庆昊，黄晗，李康，陈萌

（南京航空航天大学 航天学院，江苏，南京 211100）

（上海宇航系统工程研究所，上海 201114）

摘　要：为应对在可持续月球探测中，探测器常因松软月壤导致过度沉陷而丧失机动能力的问题，提出一种可展式爪轮机构，其内置六个轮爪，通过中心齿轮系统驱动展开，实现与土壤的主动作用，从而提升牵引通过性。研究聚焦于爪尖几何参数优化，选取爪尖宽度 b、内弧半径 r 和爪尖楔角正切 tan θ作为设计变量。基于 LS-DYNA 建立有限元模型，并引入单元侵蚀准则模拟土壤剪切破坏与轮辙形成；在 25%恒定滑转率下进行 L25 正交仿真试验，分析爪-壤力学作用。极差分析显示 b 对挂钩牵引力和沉陷量的影响最为显著。拟合非线性响应面，构建 Kriging 代理模型，保证平均相对误差在± 10%以内。采用多目标粒子群优化算法，分别针对牵引优先、稳定优先及均衡性能三种工况求解 Pareto 最优前沿。优化结果表明，改进构型较初始设计有大幅提升，其中均衡工况下的最优参数确定为 b = 5.0 mm，r = 47.75 mm，tan θ = 0.69，可为后续月面巡视机构设计提供定量参考。

关键词：土壤力学；可展开式爪轮；多目标优化；通过性

Parametric investigation and multi-objective optimization of a deployable claw-wheel on lunar regolith based on FEM erosion modeling

Yan Qinghao, Huang Han, Li Kang, Chen Meng

School of Aeronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211100

Abstract: To address the problem that rovers often lose mobility due to excessive sinkage in soft lunar regolith during sustainable lunar exploration, a Deployable Claw-Wheel mechanism is proposed, which incorporates six internal claws deployed via a central gear system to achieve active soil engagement and enhance tractive trafficability. The research focuses on the geometric optimization of claw tips, selecting claw tip width b, inner arc radius r, and tangent of wedge angle tan θ as design variables. A finite element model is established using LS-DYNA, with element erosion criteria introduced to simulate soil shear failure and rut formation; L25 orthogonal experiments are conducted under a constant slip ratio of 25% to analyze the mechanical interaction between claws and lunar regolith. Range analysis reveals that b is the most significant factor affecting both drawbar pull and sinkage. To fit the non-linear response surfaces, a Kriging surrogate model is constructed, ensuring the mean relative error within ±10%. The Multi-Objective Particle Swarm Optimization (MOPSO) algorithm is then employed to solve for the Pareto optimal front under three operating conditions: traction priority, stability priority, and balanced performance. The optimization results show that the refined configuration achieves significant improvement over the initial design. For the balanced condition, the optimal

parameters are determined as b = 5.0mm, r = 47.75mm, tan θ = 0.69, which can provide quantitative reference for future lunar rover mechanism design.

Keywords: Planetary terramechanics; Deployable claw-wheel; Lunar regolith; Multi-objective optimization; Trafficability

1 引言

月球表面巡视探测面临的主要机动性挑战，源于月壤复杂的物理力学特性。与探测器车轮直接作用的月表浅层通常具有低粘聚力、高内摩擦角和无水分等特点[1][2]。常规轮式车辆在柔软、易变形的路面上行驶时，表层承载力极易被超越，导致严重沉陷和巨大的行驶阻力[3][4]。极端情况下，高滑转率会使车轮深深陷入次表层，导致巡视器完全丧失移动能力[5]。因此，开发一种既能产生足够挂钩牵引力、又能控制沉陷量的高通过性车轮，对于地外探测任务的成败至关重要。

为攻克上述难题，研究者提出了多种新型移动机构。其中，可变直径车轮因其可在航天器运输时收缩以节约收纳空间，并在月面作业时展开以增强越障能力而备受关注[6][7]。同时，为弥补表层月壤强度不足导致的牵引力短板，许多设计开始引入可插入土壤的结构[8]。与传统车轮主要依靠扩大平面接触面积来减小沉陷不同，爪齿式机构更强调纵向插入，通过直接贯入下层月壤，充分调动深层土壤的剪切强度，从而提供另一种有效的牵引力生成途径[9]。

在上述思想基础上，本文针对一种可变直径轮-爪组合机构在月壤环境下的牵引性能开展研究。与依赖大平面接触的常规轮式系统[10]相比，该方案利用可展开爪齿穿透浅层软弱区，与深层月壤发生相互作用来产生推力。研究的主要目的是评估轮爪几何参数对整体机动性的影响。为此，采用 LS-DYNA 进行有限元仿真，并引入单元侵蚀方法来模拟土壤的大变形贯入和动态轮辙形成。在 25% 固定滑转率下，重点考察挂钩牵引力和沉陷量两项牵引性能指标。基于仿真结果，建立 Kriging 代理模型，进而采用多目标粒子群优化（MOPSO）算法对三个关键几何参数进行系统优化。

2 可展式爪轮构型与几何参数化

在行星探测中，移动系统需同时满足航天器对体积的严苛限制与软质地面上高通过性机构的实际需求，两者之间存在固有矛盾。本章首先详细介绍所提出的可展式爪轮的机械构型，然后定义主导其与月壤相互作用的关键几何参数。

2.1 可展式爪轮结构设计

可展式爪轮机构拟应用于一种两轮探测器。在发射和巡航阶段收纳时，整个探测器的包络尺寸仅为直径 150 mm、长度 320 mm，总质量约 5 kg。为适应非结构化月面环境中的机动需求，可展式爪轮机构可工作在两种模式：收拢状态和展开状态。在运输或行驶于较坚实路面时，车轮保持紧凑的可变直径收缩形态，以减小巡视器整体占用空间；一旦遇到软弱表层月壤或较大障碍，机构即展开，使轮爪接触地面，有效车轮半径随之增大，如图 1 所示。

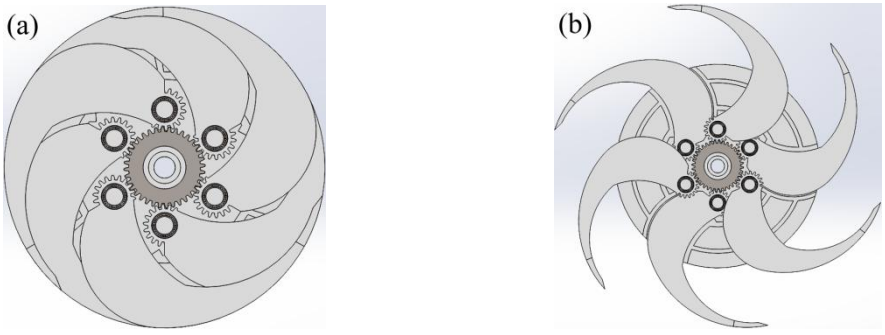


图 54　收纳状态与展开状态的可展式爪轮（a）收拢状态（b）展开状态

两种状态间的转换通过一套集成机械布局实现。单个车轮组件由双层轮毂、一个中心驱动齿轮和两层可展轮爪构成，每层含三个完全相同轮爪。初始展开由中心驱动齿轮的旋转带动；当到达最大设计展开角后，轮爪机械锁定。随后，驱动齿轮的持续旋转提供驱动车轮整体前进所需的扭矩。与传统车轮主要依靠扩大平面接触面积防止沉陷不同，展开后的可展式爪轮利用轮爪主动插入月壤。该构型刻意保持较小的平面接触面积，从而让轮爪获得更大贯入深度，更有效地调动下层月壤的剪切强度[11]。

2.2 可展式爪轮几何控制变量定义

为系统研究可展式爪轮的牵引性能需对轮爪几何进行精确参数化。由于轮爪上部在运动过程中收纳于轮毂内部，不接触土壤，因此研究的几何参数主要针对爪尖部位。该机构每层有三个轮爪，单个轮爪的外弧长度固定为车轮周长的三分之一。基于上述结构约束和土壤-工具相互作用力学，定义三个关键几何参数来评估其对牵引性能的影响，如图 2 所示。

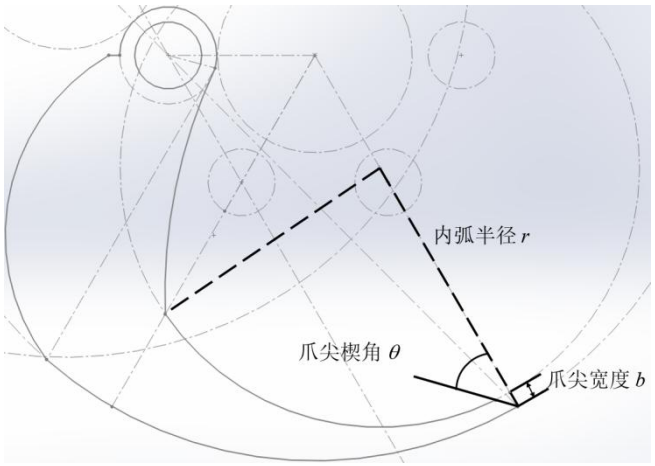


图 55　可展式爪轮单个轮爪几何示意图

爪尖宽度 b 定义为爪尖前缘到后缘的距离。该参数直接影响初始贯入阻力和可达到的最大贯入深度。较大的 b 虽可能提升局部承载能力，但也会增加贯入阻力。受爪齿机构自身结构限制，b 的设计域为 3mm 至 5mm。

内弧半径 r 决定爪齿后缘的弯曲程度。在车轮旋转过程中，该曲面如同挖掘机铲斗，利用其包裹的土体产生向前剪切推力。此几何特征显著影响内部土壤运动及应力分布，同时也影响爪齿从尖端到中部在贯入时的宽度变化。合适的 r 值既能产生足够的土壤推力，又能维持较低的运动阻力。受空间限制，r 的设计域为 44mm 至 52mm。

爪尖楔角θ决定爪尖的锋利程度。为便于建模和参数控制，采用其正切值 $\tan\theta$作为变量，定义为爪尖厚度方向上倒角终点与起点投影距离之比。较大的楔角有助于爪尖更有效地切入土壤，以较小法向力获得更大贯入深度；但贯入过深又会急剧增加前进阻力。为确保最优设计完全落在研究范围内，$\tan\theta$的取值范围取为 0 至 2。

2.3 试验设计

为了系统评估上述三个几何变量（b、r、$\tan\theta$）的协同效应，考虑到轮爪-月壤相互作用的非线性特点，选用正交表构建试验矩阵。具体采用 3 因子 5 水平的 L_{25} 正交表[12]，相比于全因子设计，可在大幅减少仿真次数的同时全面探索参数空间。25 个仿真案例的具体参数组合见表 1。该结构化矩阵所得结果将作为后续构建代理模型和进行多目标粒子群优化（MOPSO）的主要数据源。

表 13　L25 正交试验矩阵及几何参数

序号	爪尖宽度 b (mm)	内弧半径 r (mm)	爪尖楔角 $\tan\theta$
1	3.0	44.0	0
2	3.0	46.0	0.5

3	3.0	48.0	1.0
4	3.0	50.0	1.5
5	3.0	52.0	2.0
6	3.5	44.0	0.5
7	3.5	46.0	1.0
8	3.5	48.0	1.5
9	3.5	50.0	2.0
10	3.5	52.0	0
11	4.0	44.0	1.0
12	4.0	46.0	1.5
13	4.0	48.0	2.0
14	4.0	50.0	0
15	4.0	52.0	0.5
16	4.5	44.0	1.5
17	4.5	46.0	2.0
18	4.5	48.0	0
19	4.5	50.0	0.5
20	4.5	52.0	1.0
21	5.0	44.0	2.0
22	5.0	46.0	0
23	5.0	48.0	0.5
24	5.0	50.0	1.0
25	5.0	52.0	1.5

3 地面力学建模与仿真

3.1 可展式爪轮简化建模

在探测器机动性分析中，单轮测试广泛用于分离并量化轮-土的相互作用力学，可避免整车多体耦合效应的干扰。因此，本文构建了可展式爪轮的简化 CAD 模型，如图 3 所示。

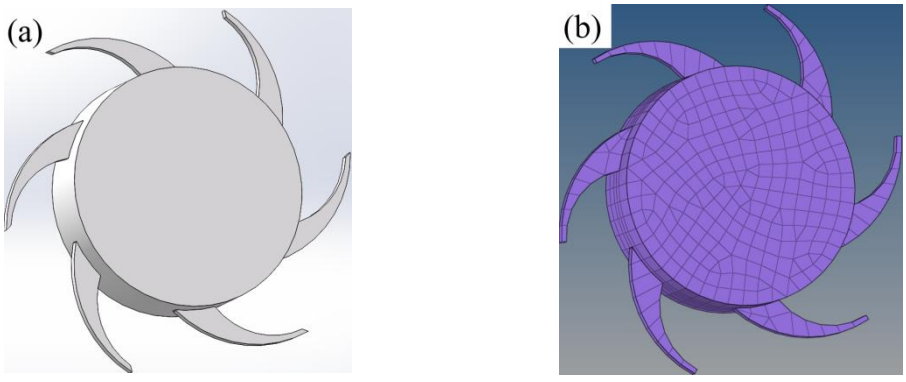


图 56　可展式爪轮的简化建模（a）CAD 模型（b）有限元模型

3.2 基于单元侵蚀法的月壤有限元建模

考虑到爪齿切削、动态位移和轮辙形成均属大变形问题，选用显式非线性有限元软件 LS-DYNA 进行求解。

为准确反映月壤的弹塑性和压力相关屈服行为，采用 MAT_SOIL_AND_FOAM 材料模型进行仿真[13]。该模型能够较好地描述压实土壤的体积破碎和剪切破坏过程。同时，为克服轮爪深插导致的严重网格畸变，并直观呈现轮辙形态，采用动态单元侵蚀技术（*MAT_ADD_EROSION）[14]。当

单元应变或应力超过预设阈值时，将其从计算中删除，以此模拟土体的物理分离和屈服，如图 4 所示。

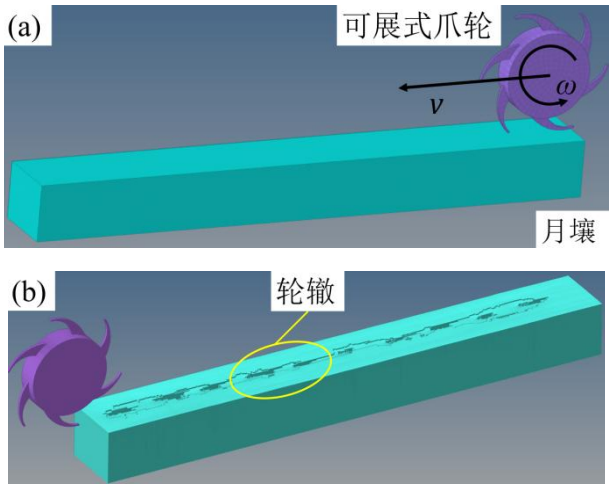


图 57　LS-DYNA 设置及单元侵蚀法形成的轮辙效果（a）有限元建模与边界条件（b）月壤轮辙

仿真土箱尺寸为 1.0 m × 0.12 m × 0.1 m，并施加*BOUNDARY_NON_REFLECTING 无反射边界条件，以模拟无边界条件，消除边缘效应。车轮结构设为刚体。LS-DYNA 仿真中使用的主要材料参数和侵蚀失效准则列于表 2[15]。

表 14　*MAT_SOIL_AND_FOAM 模型材料参数及*MAT_ADD_EROSION 侵蚀准则

材料参数 (mm-tonne-N-s)	数值
密度[16]	1.7e-9
泊松比[17]	0.33
剪切模量[16]	75
体积模量[16]	150
内摩擦角[16]	0.69
粘聚力[16]	0.042
残余摩擦角[16]	0.008
侵蚀参数 (mm-tonne-N-s)	数值
破坏体积应变[18]	-0.45
破坏剪应变[18]	0.24

4 参数分析与多目标优化

为全面提升可展式爪轮的机动性能，本章首先对恒定滑转率 25%下的正交试验仿真数据进行深入分析，构建代理模型，并开展多目标优化，以确定最优几何构型。

4.1 几何参数敏感性分析

基于前述统计学试验设计，在滑转率固定为 25%的条件下进行一系列有限元仿真，探究爪尖宽度 b、内圆弧半径 r 和楔角 $\tan\theta$对挂钩牵引力 F_t 和沉陷量 z 这两个主要牵引性能指标的影响。全部仿真结果汇总于表 3。

表 15　L25 正交试验下可展式爪轮牵引性能指标的完整仿真结果

序号	爪尖宽度 b (mm)	内弧半径 r (mm)	爪尖楔角 $\tan\theta$	挂钩牵引力 F_t (N)	沉陷量 z (mm)
1	3.0	44.0	0	1.69	7.92
2	3.0	46.0	0.5	1.70	8.20
3	3.0	48.0	1.0	1.75	8.19

4	3.0	50.0	1.5	2.03	11.90
5	3.0	52.0	2.0	1.77	8.82
6	3.5	44.0	0.5	2.07	6.95
7	3.5	46.0	1.0	2.00	5.33
8	3.5	48.0	1.5	1.62	6.84
9	3.5	50.0	2.0	2.02	7.80
10	3.5	52.0	0	1.74	7.82
11	4.0	44.0	1.0	2.00	8.15
12	4.0	46.0	1.5	1.63	9.13
13	4.0	48.0	2.0	1.99	8.39
14	4.0	50.0	0	1.59	4.88
15	4.0	52.0	0.5	1.88	6.50
16	4.5	44.0	1.5	1.81	6.51
17	4.5	46.0	2.0	2.10	9.12
18	4.5	48.0	0	2.12	7.84
19	4.5	50.0	0.5	1.97	7.69
20	4.5	52.0	1.0	2.59	6.68
21	5.0	44.0	2.0	2.12	5.99
22	5.0	46.0	0	2.04	7.36
23	5.0	48.0	0.5	1.79	4.30
24	5.0	50.0	1.0	2.17	6.44
25	5.0	52.0	1.5	1.95	5.11

为量化各几何参数对车轮性能的影响，基于 L_{25} 正交表进行极差分析（田口方法）。挂钩牵引力 F_t 和沉陷量 z 的平均响应值（k_i）及极差（R）汇总于表 4。

表 16　挂钩牵引力 Ft 与沉陷量 z 的极差分析

目标	水平	爪尖宽度 b (mm)	内弧半径 r (mm)	爪尖楔角 tan θ
挂钩牵引力 F_t (N)	k_1	1.7898	1.9385	1.8363
	k_2	1.8904	1.8959	1.8814
	k_3	1.8179	1.8530	2.1025
	k_4	2.1176	1.9575	1.8098
	k_5	2.0153	1.9861	2.0010
	$\boldsymbol{R_{Ft}}$	**0.3278**	**0.1330**	**0.2926**
沉陷量 z (mm)	k_1	9.0071	7.1042	7.1660
	k_2	6.9508	7.8284	6.7286
	k_3	7.4100	7.1128	6.9573
	k_4	7.5679	7.7422	7.8965
	k_5	5.8391	6.9873	8.0266
	$\boldsymbol{R_z}$	**3.1680**	**0.8411**	**1.2979**

极差 R 反映了各设计参数的影响程度。对于挂钩牵引力 F_t，敏感性由大到小依次为 $b > \tan\theta > r$。参数 b 具有最大的 R 值（0.3278），表明它是增强牵引力的主导因素。具体来看，F_t 在 b 的第 4 水平达到峰值，说明适当的 b 值能有效与月壤作用以产生剪切抗力。

对于沉陷量 z，敏感性顺序同样为 $b > \tan\theta > r$。与牵引力类似，b 对沉陷量的影响也最为显著（R = 3.1680）。当 b 增至第 5 水平时，沉陷量显著下降至 5.8391mm，表明 b 的几何改变会显著改变爪-

壤界面的压力分布。

比较分析还揭示了牵引力与沉陷量之间的复杂耦合关系：尽管 b 的第 4 水平可获得最大牵引力（2.1176N），但该水平并非对应最小沉陷量；tan θ对两个指标均有较大影响，其第 3 水平使 F_t 最大，但继续增大（第 5 水平）会加剧土壤扰动风险。正交试验的离散性限制了在连续设计空间中直接定位全局最优值的能力，考虑到 F_t 增大与 z 减小之间存在明显冲突，需采用多目标优化方法进行寻优。为此，建立 Kriging 代理模型以拟合连续响应面，进而通过 MOPSO 算法进行进一步优化。

为更全面且物理一致地展示可展式爪轮性能在整个三维设计域上的分布，基于 Kriging 插值并结合均值回归约束，生成了标准化体素化映射图（图 5）。该处理避免了传统线性方法在未采样区域可能产生的数值偏差，使设计空间稀疏区域的预测值自然收敛于全局均值，从而防止边缘外推的误导。

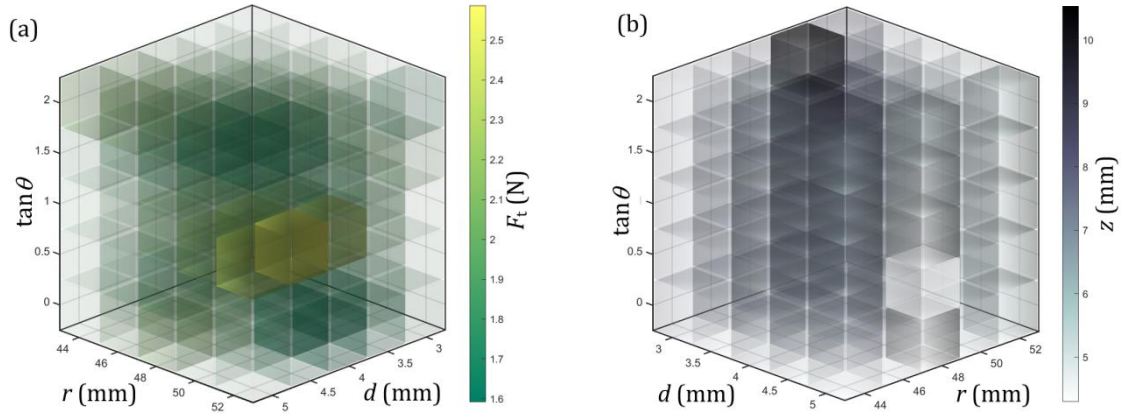


图 58　基于带均值回归约束的 Kriging 插值的设计空间标准化三维体素化映射（a）挂钩牵引力 Ft（b）沉陷量 z

由图 5（a）可见，挂钩牵引力 F_t 的高值区域明显集中在 r 的上边界附近（r = 52mm），说明 F_t 对 r 的变化敏感。从地面力学角度分析，r 控制着车轮旋转过程中土壤的体积位移，较大的半径增强了可展式爪轮的铲掘能力，可压缩和向后推移更多土体，从而有效增大向前反作用推力[19]。

当 r 处于最大值附近时，F_t 对 b 的敏感性相对减弱。尽管极差分析将 b 列为主要因素，但图 5（a）显示，一旦 r 进入最优区间，增大 b 带来的边际收益趋于饱和，此时 b 的局部波动不会产生与全局均值相当的性能变化量。

至于楔角 tan θ，F_t 在 tan θ = 1 附近达到最优，较小的 tan θ使爪尖较平，不利于切入土壤；而较大的 tan θ虽易于插入，但会缩短有效内弧长度，减少土壤作用面积，从而削弱推力，表现出明显的非线性耦合。

如图 5（b），沉陷量 z 的空间分布比 F_t 更为分散，这是因为 z 同时受 b、r 和 tan θ三个参数的显著影响，多因素依赖性增加了参数独立效应分离的难度。最小沉陷量出现在 b = 5 mm、r = 48 mm、tan θ = 0.5 的工况，但该构型对应的挂钩牵引力仅为 1.789 N，在所有试验中处于较低水平。这一现象说明 F_t 与 z 之间存在明显的非线性折中关系。物理上，过小的沉陷量往往意味着轮-壤作用不足，难以产生大推力。这种稳定性和牵引性之间的目标冲突，进一步表明必须采用多目标优化方法来寻找设计空间中的最佳平衡点。

4.2 多目标优化问题定义

可展式爪轮几何优化的主要目标是在增强探测器牵引能力的同时，确保其在可变形地面上的安全性。从地面力学角度看，沉陷量并非绝对越小越好，因为一定的贯入深度是轮-壤产生足够相互作用的前提。然而，在柔软月壤的实际探测场景中，过大沉陷往往是导致巡视器丧失机动性的首要因素。本研究中，单轮仿真的垂直载荷设置相对于整车尺度较低，目的是保证计算稳定性，因此原始仿真数据中的沉陷值相对真实值较小。为了有效引导搜索获得稳定性更优的几何构型，后续优化中将沉陷量 z 作为最小化更优的目标处理。这种处理方式可确保优化后的可展式爪轮在扩展至实际月面条件时，仍能保持足够的离地间隙并降低运动阻力。

在滑转率固定为 25%的前提下，优化问题聚焦于挂钩牵引力 F_t 与沉陷量 z 之间的平衡。一般而言，为追求更高推力而强化轮-壤相互作用的构型，往往伴随着更大的垂直土壤沉陷。因此，需要采用多目标优化策略来协调这对矛盾指标。

为适应不同的月面任务需求，通过为目标函数分配不同的权重，构建了三种优化工况，如下所示：

$$\begin{aligned}&\text{Minimize } F(\mathbf{X}) = -w_{Ft}\cdot \text{norm}\left(F(\mathbf{X})\right) + w_z \cdot \text{norm}\left(F(\mathbf{X})\right)\\ &\text{s.t.}\begin{cases}3.0 \le d \le 5.0\\ 44.0 \le r \le 52.0\\ 0 \le \tan\theta \le 2\end{cases}\end{aligned} \tag{1}$$

权重分配分别对应以下典型作业场景：

工况 1（牵引力优先）：$w_{Ft} = 0.8$，$w_z = 0.2$，适用于大坡度爬升或障碍脱困等对推力要求最高的情形。

工况 2（稳定优先）：$w_{Ft} = 0.2$，$w_z = 0.8$，适用于浅表层月壤表面运动过程，重点防止过度沉陷和卡陷风险。

工况 3（均衡性能）：$w_{Ft} = 0.5$，$w_z = 0.5$，适用于一般探测任务，兼顾效率与安全。

通过求解上述多目标优化问题，提取出一组非支配解，形成 Pareto 最优前沿。该方法为定量选择兼顾牵引性能和地面稳定性的几何构型提供了依据，也为可展式爪轮在三种典型工况下的设计给出了明确指导。

4.3 代理模型构建

为避免依赖计算代价高昂的迭代 LS-DYNA 仿真，采用 Kriging 方法构建代理模型。与常规回归方法不同，Kriging 模型能精确插值样本点，且非常适用于捕捉有限元仿真的复杂非线性响应特性[20]。

本文选用零阶多项式作为全局趋势模型，结合局部随机过程描述几何变量（b、r、$\tan\theta$）与目标函数（F_t、z）之间的空间相关性，并采用三次相关函数保证响应面的平滑性。

为评估 Kriging 模型的预测能力，随机选择了两组随机参数组合进行了交叉验证，结果见表 5。第一组验证点的有限元仿真值与 Kriging 预测值之间的相对误差，F_t 为 5.41%，z 为-7.96%；第二组分别为-8.25%和 9.72%。所有相对误差均落在± 10%的工程可接受范围内，表明所建代理模型具有较高精度，能够可靠替代原始有限元仿真用于后续多目标优化。

表 17　验证点处有限元仿真与 Kriging 模型预测结果对比

序号	爪尖宽度 b (mm)	内弧半径 r (mm)	爪尖楔角 $\tan\theta$
1	3.8	49.5	0.6
2	4.8	44.5	1.7

序号	牵引力 F_t (N)		相对误差 MRE (%)	沉陷量 z (mm)		相对误差 MRE (%)
	$f_{仿真}$	$f_{代理}$		$f_{仿真}$	$f_{代理}$	
1	2.25	2.13	-5.14	5.10	5.54	8.65
2	1.75	1.91	8.99	8.35	7.61	-8.86

为进一步揭示爪尖宽度 b 和内弧半径 r 对可展式爪轮行驶性能的耦合影响，在 $\tan\theta$固定为 1.0 的情况下，基于 Kriging 模型绘制了三维响应面图（图 6）。这些曲面直观展现了设计域内性能梯度的连续变化，便于辨识 F_t 和 z 对各参数的敏感度。曲面平滑但带有明显非线性弯曲，证实了模型捕捉复杂爪-壤相互作用的能力。

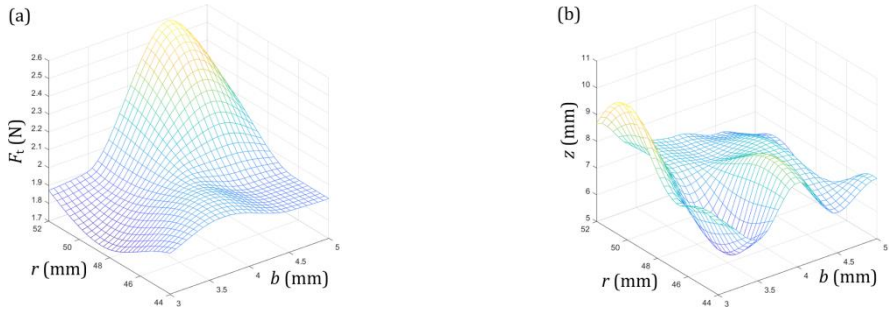


图 59　tan θ=1.0 时性能指标的三维响应面（a）挂钩牵引力 Ft（b）沉陷量 z

4.4　多目标粒子群优化（MOPSO）

在车轮几何参数优化领域，多种多目标优化算法如非支配排序遗传算法 II（NSGA-II）已被广泛用于平衡冲突性能指标[21]。本文在已有方法基础上，将多目标粒子群优化（MOPSO）算法应用于验证后的代理模型，以获得全局最优参数。MOPSO 因在处理非线性多目标问题中能有效生成非支配解集（即 Pareto 前沿）而著称。优化中种群规模设为 100，最大迭代次数为 200。

通过 MOPSO 算法，生成了清晰的 Pareto 最优前沿，直观展示了挂钩牵引力 F_t 与沉陷量 z 的最优值分布关系，如图 7 所示。

根据可展式爪轮的具体作业要求，从 Pareto 解集中为每个工况选出确定性最优构型，详见表 6。

工况 1 的最优参数为 $b = 4.61$ mm、$r = 52$ mm、$\tan\theta = 1.02$。为验证优化可信度，进行了补充有限元仿真，结果显示 MOPSO 预测值与 FEM 验证值之间的相对误差，F_t 为 3.61%，z 为-4.61%。

工况 2 的最优构型为 $b = 5.0$ mm、$r = 47.93$ mm、$\tan\theta = 0.54$，相对误差分别为-5.07%和-8.68%。

工况 3 的最优参数集为 $b = 5.0$ mm、$r = 47.75$ mm、$\tan\theta = 0.69$，对应误差为-6.69%和 9.36%。

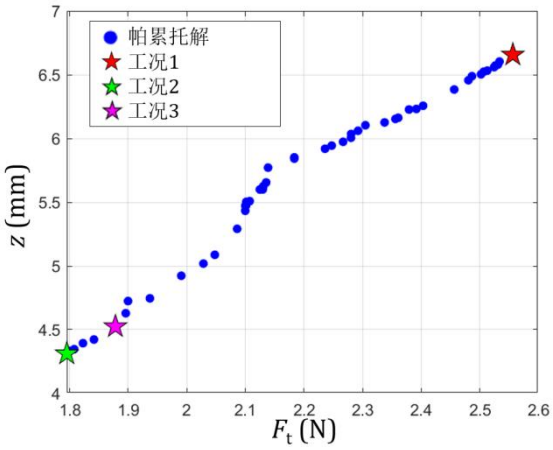


图 60　可展式爪轮多目标优化的 Pareto 最优前沿，分别显示工况 1、工况 2 和工况 3 的非支配解分布

表 18　各工况最优解及有限元验证结果

序号	爪尖宽度 b (mm)	内弧半径 r (mm)	爪尖楔角 $\tan\theta$
1	4.61	52	1.02
2	5.0	47.93	0.54
3	5.0	47.75	0.69

序号	牵引力 F_t (N)		相对误差 MRE (%)	沉陷量 z (mm)		相对误差 MRE (%)
	$f_{仿真}$	$f_{代理}$		$f_{仿真}$	$f_{代理}$	
1	2.47	2.56	3.61	6.98	6.66	-4.61
2	1.89	1.80	-5.07	4.72	4.31	-8.68
3	2.01	1.88	-6.69	4.13	4.52	9.36

优化结果呈现出清晰的几何变化趋势：随着优先级从最大牵引力（工况 1）转向最小沉陷（工况 2），最优内弧半径 r 减小，楔角θ趋于平缓，以减少土壤沉陷。所有验证误差均严格控制在± 10%以内，证明 Kriging-MOPSO 框架具有很高的预测可信度。优化后的可展式爪轮构型在不同任务场景下均能满足设计目标，为后续工程应用提供了坚实的几何参数基础。

5 结论与展望

5.1 结论

本文提出了一种新型可展式爪轮机构，旨在提升月球探测器在柔软、易变形月表层的通过性和机动性。建立了集有限元仿真、代理建模和多目标优化于一体的综合地面力学分析框架，对可展式爪轮的几何构型进行了系统评估和优化。主要结论如下：

基于 LS-DYNA 构建了可展式爪轮-月壤相互作用模型，采用*MAT_SOIL_AND_FOAM 材料模型和*MAT_ADD_EROSION 侵蚀技术模拟月壤力学响应。极差分析和正交试验结果表明，爪尖宽度 b 是影响行驶性能的首要因素，且挂钩牵引力与沉陷量之间存在非线性折中关系，即过分追求最大牵引力将导致土壤扰动和沉陷加剧。

通过 Kriging 代理模型和 MOPSO 算法，成功生成了 Pareto 最优前沿，有效解决了性能指标间的冲突，获得了经验证的最优构型：牵引优先（b = 4.61 mm、r = 52 mm、tan θ = 1.02）、稳定优先（b = 5.0 mm、r = 47.93 mm、tan θ = 0.54）和均衡性能（b = 5.0 mm、r = 47.75 mm、tan θ = 0.69）。验证误差均在± 10%以内，表明优化结果可靠。

5.2 展望

尽管当前数值分析框架为可展式爪轮设计提供了有力支撑，后续研究仍需在以下方面深入开展：

实验验证：拟采用月壤模拟物（如 JSC-1A）[22]在可控土箱内进行物理样机单轮测试，实证检验有限元仿真精度及侵蚀阈值的合理性。

整车多体动力学与展开过程验证：将单轮模型扩展为整车多体动力学仿真，研究多次通过效应及底盘载荷分配[23]；同时重点开展可展式爪轮从收纳到展开状态的动态过程仿真与实验验证。

多种滑转率条件下的运动学建模：基于已确定的最优几何参数，在滑转率 s 在 0 至 0.8 范围内进行运动学分析，绘制滑转率-挂钩牵引力（s–F_t）和滑转率-沉陷量（s–z）完整曲线[24][25][26]，为建立可用于自主牵引控制的显式牵引模型奠定基础[27]。

参考文献：

[1] Heiken, G.H., Vaniman, D.T., French, B.M., 1991. Lunar Sourcebook: A User's Guide to the Moon. Cambridge Univ. Press.

[2] Chen, G., Lei, X., Li, S., et al., 2026. Bioinspired Design for Space Robots: Enhancing Exploration Capability and Intelligence. Biomimetics 11, 30.

[3] Bekker, M.M.G., 1950. Relationship between Soil and a Vehicle. SAE Technical Paper.

[4] Wong, J.Y., 2022. Theory of ground vehicles. John Wiley & Sons.

[5] Costes, N.C., Farmer, J.E., George, E.B., 1972. Mobility performance of the lunar roving vehicle: terrestrial studies, apollo 15 results. NASA.

[6] Zheng, Y., Ouyang, Z., Li, C., et al., 2008. China's lunar exploration program: present and future. Planet. Space Sci. 56, 881–886.

[7] Zeng, W., Gao, F., Jiang, H., et al., 2018. Design and analysis of a compliant variable-diameter mechanism used in variable-diameter wheels for lunar rover. Mech. Mach. Theory 125, 240–258.

[8] Skonieczny, K., Moreland, S.J., Wettergreen, D.S., 2012. A grouser spacing equation for determining appropriate geometry of planetary rover wheels, in: 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. IEEE, pp. 5065–5070.

[9] Ding, L., Gao, H., Deng, Z., et al., 2011. Experimental study and analysis on driving wheels' performance for planetary

exploration rovers moving in deformable soil. J. Terramechanics 48, 27–45.

[10] Taheri, S., Sandu, C., Taheri, S., et al., 2015. A technical survey on Terramechanics models for tire–terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles. J. Terramechanics 57, 1–22.

[11] Chen, J., et al., 2026. Prediction of Shear Strength for Lunar Subsurface Regolith with Varying Particle Size Distributions and Relative Densities. Appl. Sci. 16, 3327.

[12] Phadke, M.S., 1989. Quality engineering using design of experiments, in: Quality control, robust design, and the Taguchi method, pp. 31–50.

[13] Shoop, S.A., 2001. Finite element modeling of tire-terrain interaction. University of Michigan.

[14] Kulak, R.F., Schwer, L., 2012. Effect of soil material models on SPH simulations for soil-structure interaction, in: Proceedings of 12th International LS-DYNA Users Conference.

[15] Tang, Z., Liu, J., Wang, X., et al., 2020. Physical and mechanical characteristics of lunar soil at the Chang'E-4 landing site. Geophys. Res. Lett. 47, e2020GL089499.

[16] Luo, H., Fan, C., Li, Y., et al., 2023. Penetrator Penetrating Lunar Soil: Accurate Modeling and Parameter Analysis. AIAA J. 61, 4195–4209.

[17] Zhong, S.Y., 2012. Study on mechanical behavior of lunar soil simulant and footpad dynamic response in soft landing. Doctor's thesis, Zhejiang University, Hangzhou, China.

[18] Huang, H., Yang, X., Xu, S., et al., 2023. Nonparametric estimation for planetary soil based on numerical simulation of penetration process. Adv. Space Res. 72, 3701–3712.

[19] Inotsume, H., Skonieczny, K., Wettergreen, D.S., 2014. Analysis of grouser performance to develop guidelines for design for planetary rovers, in: Proceedings of the 12th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (i-SAIRAS 2014), pp. 1–9.

[20] Simpson, T.W., Mauery, T.M., Korte, J.J., et al., 2001. Kriging models for global approximation in simulation-based multidisciplinary design optimization. AIAA J. 39, 2233–2241.

[21] Bai, Y., Sun, L., Zhang, M., 2020. Terramechanics modeling and grouser optimization for multistage adaptive lateral deformation tracked robot. IEEE Access 8, 171387–171396.

[22] Oravec, H.A., Zeng, X., Asnani, V.M., 2010. Design and characterization of GRC-1: A soil for lunar terramechanics testing in Earth-ambient conditions. J. Terramechanics 47, 361–377.

[23] Ding, L., Deng, Z., Gao, H., et al., 2015. Interaction mechanics model for rigid driving wheels of planetary rovers moving on sandy terrain with consideration of multiple physical effects. J. Field Robot. 32, 827–859.

[24] Suzuki, H., Watanabe, Y., Kobayashi, T., et al., 2020. Terramechanics-based investigation of grouser shape for rigid wheels: Comparison between rectangular and trapezoidal grousers. Cogent Eng. 7, 1846254.

[25] Wang, Z., Ding, L., Yang, H., et al., 2023. Linear prediction of high-slip sinkage for planetary rovers' lugged-wheels based on superposition principle. IEEE Robot. Autom. Lett. 8, 1247–1254.

[26] Jiang, M., Xi, B., Guo, Z., et al., 2023. FEM and experimental analysis of lunar soil excavation test. KSCE J. Civ. Eng. 27, 3240–3254.

[27] Irani, R.A., Bauer, R.J., Warkentin, A., 2011. A dynamic terramechanic model for small lightweight vehicles with rigid wheels and grousers operating in sandy soil. J. Terramechanics 48, 307–318.

轮腿式月面探测器轮式行进平顺性优化与主动控制研究

李晨怡[1]，贾山[1,2,3,4]，路程[1]，刘韶阳[1]，王卫军[2,5]，杜善亮[1,2,5]，陈金宝[1,2,3,4,6]

（1. 南京航空航天大学航天学院，南京 211106；2. 宇航空间机构全国重点实验室，南京 211106；
3. 深空星表探测机构技术工信部重点实验室，南京 211106；4. 航天进入减速与着陆技术实验室，南京 211106；
5. 上海宇航系统工程研究所，上海 201108；6. 南京航空航天大学物理学院，南京 211106）

摘　要：针对月面崎岖地形下轮腿式探测器行进振动较大的问题，采用线性二次型调节（LQR）主动控制方法，对轮腿式探测器轮式行进过程中的平顺性展开研究。根据探测器构型建立单腿机构动力学模型和驱动轮—悬架—舱体动力学仿真模型，采用最优拉丁超立方设计、Kriging 代理模型和非支配排序遗传算法 II（NSGA-II）对被动悬架刚度与阻尼参数进行优化，确定兼顾振动抑制与悬架工作空间的悬架参数，随后引入 LQR 主动控制方法，抑制月面随机地形激励引起的舱体垂向振动。结果表明，被动悬架条件下平坦月海和崎岖月海工况下舱体垂向加速度 RMS 分别为 0.47m/s²和 0.65m/s²，引入 LQR 主动控制后分别降低至 0.26m/s²和 0.41m/s²，降幅分别约为 44.7%和 36.9%，验证了 LQR 主动控制对月面随机地形激励下轮腿式探测器轮式行进振动的抑制效果。

关键词：轮腿式探测器；平顺性控制；线性二次型调节器（LQR）

中图分类号：V476.3　　**文献标识码：**A

0 引言

未来月面探测任务将由定点巡视逐步转向更长距离、更复杂区域和更高自主性的综合作业[1-4]。月表具有低重力、弱附着、松散月壤以及地形多尺度随机起伏等环境特征[5]，使移动平台在行驶过程中容易出现轮地接触不连续、舱体振动增大、姿态调整不足等问题。对于承担科学载荷运输、资源勘察和环境感知任务的探测器而言，需要具备较高的轮式行进效率，并降低随机月表激励对舱体及任务载荷的影响。因此，提高轮腿式探测器在崎岖月表环境下的轮式行进平顺性，对于保障探测器稳定巡视及开展大范围月表探测具有重要意义。

面向复杂的星表环境，国内外已提出多种轮腿式探测器。轮腿式探测器兼具轮式移动效率高和腿式地形适应能力强的特点，逐渐成为复杂星表移动探测平台的重要发展方向。北京航空航天大学设计的多分支结构轮足复合机器人 NOROS[6]可实现轮式移动与腿式运动，并具备倾覆后自主恢复能力；重庆大学研制的一种六轮腿月表机器人[7]具备轮部原地转向的能力；哈尔滨工业大学研制的四轮腿式机器人 HITAN[8]可实现锁定轮子的类蜘蛛爬行运动；德国人工智能研究中心研制的四轮足机器人 Sherpa[9]可实现平面全方向移动和爬行运动；德国宇航中心发布的轮腿式机器人 SherpaTT[10]具有 26 个自由度，可跨越 0.772m 障碍。这些研究表明，轮腿式构型能够兼顾轮式移动效率和腿式地形适应能力，为复杂星表环境下的移动探测提供了有效思路。但现有研究多侧重于机构构型设计和样机功能展示，针对月表随机起伏引起的行驶振动、轮地接触不连续等问题，仍需进一步开展运动性能分析与控制方法验证。

针对随机地形激励下轮式平台行驶平顺性下降的问题，相关学者从悬架控制方面开展了研究。Truong 等[11]基于内部模型理论提出了主动悬架 PID 控制器，用于协调车辆乘坐舒适性与路面操控性；Hu 等[12]提出改进模糊 PID 集成控制策略，使控制器参数能够根据路面随机激励和车身垂向速度进行实时调整；Spirk[13]将最优控制理论引入主动悬架垂向动力学控制，将车身加速度、轮胎动载荷、悬架工作空间和控制能耗统一到多目标优化问题中；金耀等[14]在传统最优控制基础上提出改进型内分泌最优控制策略，并将其用于汽车主动悬架减振控制；Qin 等[15]基于四分之一车辆模型设计 LQR 控制器，将主动悬架控制问题转化为二次型性能指标下的最优调节问题；胡三峰等[16]针对主—被动悬

架式星球车开展垂直越障性能分析，表明星球车悬架构型与主动调节能力对障碍通过性能具有重要影响。上述研究为轮腿式探测器的轮式平顺性控制提供了重要借鉴，但传统轮式平台在崎岖地形下主动调姿能力有限，而轮腿式探测器具有可主动驱动的支柱机构，因此仍需结合其构型特点，进一步分析随机月表激励下的轮式行进平顺性及主动控制问题。

为解决月表崎岖地形下轮腿式探测器轮式行进振动问题，本文以月表崎岖地形下轮腿式月面探测器为研究对象，围绕轮式行进平顺性开展研究。根据主支柱—双辅助支柱耦合轮腿构型，建立单腿机构运动学与动力学模型，分析机构运动状态、支柱驱动力与等效受力之间的映射关系；在此基础上，以弹簧刚度和阻尼系数为设计变量，采用最优拉丁超立方设计、Kriging 代理模型和非支配排序遗传算法 II（NSGA-II）优化被动悬架参数，进一步利用辅助支柱的主动驱动能力设计 LQR 控制器，并在平坦月海和崎岖月海工况下开展主、被动悬架仿真对比，分析 LQR 控制对舱体垂向振动的抑制效果。研究结果可为轮腿式月面探测器轮式行进过程中的悬架参数设计与主动平顺性控制提供参考。

1 单腿机构动力学分析

1.1 轮腿系统构型与工作模式

轮腿式探测器采用 4 组同构型缓冲着陆驱动腿，每组单腿由缓冲驱动集成式主支柱、2 个缓冲驱动集成式辅助支柱和可折展独立悬架驱动轮组成，探测器整体构型如图 1 所示，驱动轮折展机构如图 2 所示。着陆阶段驱动轮收起，主/辅助支柱作为铝蜂窝吸能缓冲器的载荷传递路径，降低舱体冲击峰值。轮式巡视阶段驱动轮展开，主支柱连杆收起，探测器转换为高效率轮式移动状态。

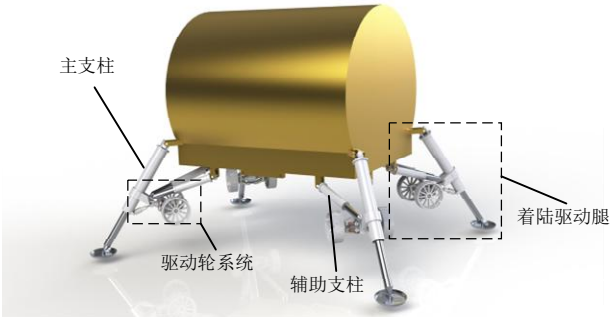
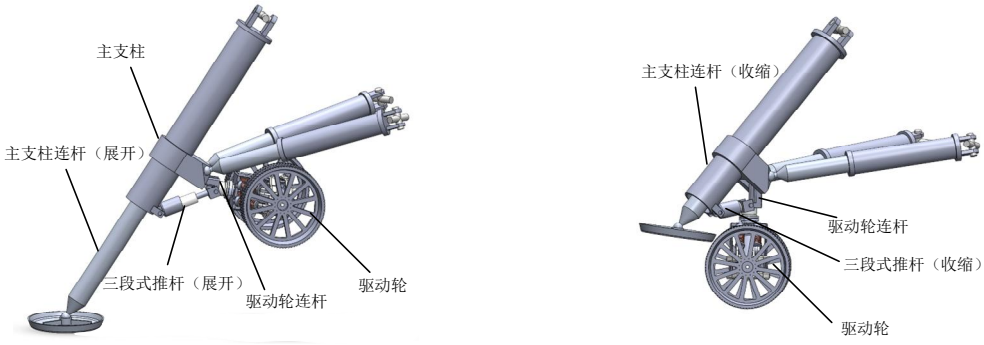


图 1　探测器整体构型示意图



(a) 驱动轮收起　　(b) 驱动轮展开

图 2　驱动轮折展机构示意

驱动轮系统的悬架机构采用双叉臂式悬架布局，主要由上控制臂和下控制臂组成，并与驱动轮车架、驱动轮共同组成空间四连杆机构，如图 3 所示，该机构在约束车轮侧向位移的同时释放垂向运动自由度，引导驱动轮相对车架上下运动。弹簧阻尼单元连接车架与上控制臂，用于承载舱体质量并衰减月面不平度引起的垂向振动。

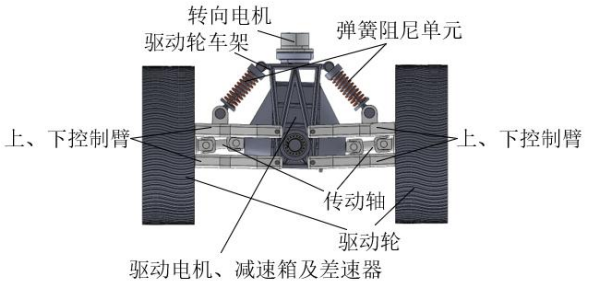


图 3　驱动轮系统示意图

1.2 单腿运动学分析

单腿机构可简化为包含 1 个主支柱和 2 个辅助支柱的机构。建立如图 4 所示的单腿连杆坐标系，其中，主支柱和两个辅助支柱分别通过万向节与舱体连接于 A_1、A_2 和 A_3，辅助支柱通过球铰与主支柱连接于 B_2 和 B_3。以 A_1 为原点，主支柱万向节与舱体连接轴为 x 轴，以 $A_1A_2A_3$ 平面垂直方向为 z 轴，通过右手螺旋定则确定 y 轴方向，建立固连坐标系 A_1-*xyz*。辅助支柱自以 A_i 到 B_i 的长度为 l_i（i=2，3）。过点 B_2 和 B_3 且与主支柱轴线垂直的平面，与主支柱轴线相交于点 B_1，并以 B_1 为原点，以主支柱轴线方向为 u 轴，与主支柱连接的万向节轴线方向为 w 轴，通过右手螺旋定则确定 v 轴，建立坐标系 B_1-*uvw*。A_1 到 B_1 的长度为定值，B_1 到足端 P 的长度为 l_1。足端处以 P 为原点，建立由坐标系 B_1-*uvw* 平移得到的坐标系 P-$u'v'w'$。

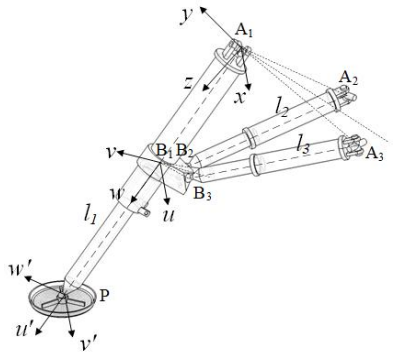


图 4　单腿构型简图

坐标系 A_1-*xyz* 与探测器固连，且与以探测器质心为原点的机身坐标系之间存在明确的齐次变换矩阵 $\boldsymbol{T}$，因此可将相对于 A_1 坐标系的位置、速度及力信息转换至机身坐标系下表达。已知 A_1 与 B_1 间长度为 $l_{A_1B_1}$，B_1 到足端 P 的长度为主支柱平动关节变量 l_1，两个辅助支柱的平动关节变量为 l_2 和 l_3。

对于逆运动学分析，给定足端位置向量 $\boldsymbol{x}_P$，求解三个平动关节变量 l_1、l_2 和 l_3。首先确定主支柱关节变量为：

$$l_1 = \left\| \boldsymbol{x}_{\mathrm{P}} \right\| - l_{\mathrm{A_1B_1}} \tag{2}$$

定义坐标系 B_1-*uvw* 到坐标系 A_1-*xyz* 的旋转矩阵为：

$$\boldsymbol{R} = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ \sin\alpha\sin\beta & \cos\alpha & -\sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \sin\alpha & \cos\alpha\cos\beta \end{bmatrix} \tag{3}$$

式中，α 为绕 x 轴的旋转角，β 为绕 y 轴的旋转角。

定义 $\hat{\boldsymbol{s}}_1$ 为足端位置向量 $\boldsymbol{x}_{\mathrm{P}}$ 的单位向量，将 $\hat{\boldsymbol{s}}_1 = \begin{bmatrix} s_{1x} & s_{1y} & s_{1z} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$ 代入式(2)得到旋转角：

$$\begin{cases} \alpha = \arctan(-\dfrac{s_{1z}}{s_{1y}}) \\ \beta = \arctan(\dfrac{s_{1x}}{\sqrt{{s_{1y}}^2 + {s_{1z}}^2}}) \end{cases} \tag{4}$$

每个辅助支柱的闭环运动链可写为：

$$l_{\mathrm{A_1B_1}}\hat{\boldsymbol{s}}_1 = l_i\hat{\boldsymbol{s}}_i - R\,{}^{\mathrm{B_1}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B}_i} + \boldsymbol{x}_{\mathrm{A}_i} \tag{5}$$

式中，${}^{B_1}\boldsymbol{x}_{B_i}$ 为 B_1-*uvw* 坐标系下 B_i 到 B_1 的位置向量，$\boldsymbol{x}_{A_i}$ 为 A_1-xyz 坐标系下 A_i 到 A_1 的位置向量，i=2，3。

为消去其中辅助支柱的方向向量 $\hat{\boldsymbol{s}}_i$，式(4)经移项及点乘得到：

$$l_i^2 = {l_{\mathrm{A_1B_1}}}^2 + \left\|{}^{\mathrm{B_1}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B}_i}\right\|^2 + \left\|\boldsymbol{x}_{\mathrm{A}_i}\right\|^2 + 2(l_{\mathrm{A_1B_1}}\hat{\boldsymbol{w}}^{\mathrm{T}} - {}^{\mathrm{B_1}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B}_i}^{\mathrm{T}})\boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{A}_i} \tag{6}$$

式中，$\hat{\boldsymbol{w}}$ 为 B_1-*uvw* 坐标系下 w 轴的单位向量。

两个辅助支柱的运动链方程联立得到一个二元非线性方程组，式中除旋转矩阵 R 外的其他量均已知，而旋转矩阵 R 中仅含有两个独立变量 α 和 β。可建立目标函数后通过牛顿迭代法得到解的迭代形式:

$$(\alpha,\beta)_{k+1} = (\alpha,\beta)_k - \boldsymbol{J}^{-1}((\alpha,\beta)_k)F((\alpha,\beta)_k) \tag{7}$$

式中，$\boldsymbol{J}$ 为 2×2 的雅可比矩阵:

$$\boldsymbol{J} = 2\begin{bmatrix} (l_{\mathrm{A_1B_1}}\hat{\boldsymbol{w}}^{\mathrm{T}} - {}^{\mathrm{B_1}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B_2}}^{\mathrm{T}})\left(\dfrac{\partial \boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}}{\partial\alpha}\right)\boldsymbol{x}_{\mathrm{A_2}} & (l_{\mathrm{A_1B_1}}\hat{\boldsymbol{w}}^{\mathrm{T}} - {}^{\mathrm{B_1}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B_2}}^{\mathrm{T}})\left(\dfrac{\partial \boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}}{\partial\beta}\right)\boldsymbol{x}_{\mathrm{A_2}} \\ (l_{\mathrm{A_1B_1}}\hat{\boldsymbol{w}}^{\mathrm{T}} - {}^{\mathrm{B_1}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B_3}}^{\mathrm{T}})\left(\dfrac{\partial \boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}}{\partial\alpha}\right)\boldsymbol{x}_{\mathrm{A_3}} & (l_{\mathrm{A_1B_1}}\hat{\boldsymbol{w}}^{\mathrm{T}} - {}^{\mathrm{B_1}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B_3}}^{\mathrm{T}})\left(\dfrac{\partial \boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}}{\partial\beta}\right)\boldsymbol{x}_{\mathrm{A_3}} \end{bmatrix} \tag{8}$$

1.3 单腿动力学与驱动力映射

单腿运动学模型给出了足端位置与各支柱伸缩量之间的几何映射关系，但探测器在轮式行进运动过程中，支柱驱动还需要承受舱体载荷、地形激励和轮地接触作用共同引起的动力学响应。为描述单腿机构在运动过程中的受力传递关系，进一步建立单腿动力学模型，分析支柱驱动力、机构运动状态和等效受力之间的关系。

探测器单腿构型为并联—串联机构，其中主支柱主要承担轴向伸缩与足端支撑作用，对单腿姿态调节的直接影响相对较小。辅助支柱伸缩会改变其对主支柱外筒的作用力，并进一步影响单腿机构姿态和足端受力状态，因此本文以辅助支柱变化过程为主要分析对象，依据式(4)得到的闭环运动链，得到速度环式:

$$\dot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{B_1}} = \dot{l}_i\hat{\boldsymbol{s}}_i + l_i(\boldsymbol{\omega}_i \times \hat{\boldsymbol{s}}_i) - \boldsymbol{\omega}_1 \times \boldsymbol{x}_{\mathrm{B}_i} \tag{9}$$

式中，$\dot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{B_1}}$ 为 B_1 处的速度，$\boldsymbol{\omega}_i$ 分别为 B_i 处角速度（i=1，2，3）。

由于支柱与舱段间通过万向节连接，支柱不能绕自身轴线自由转动，因此 B_i 的角速度 $\boldsymbol{\omega}_i$ 与其轴线的单位向量 $\hat{\boldsymbol{s}}_i$ 之间存在如下约束关系：

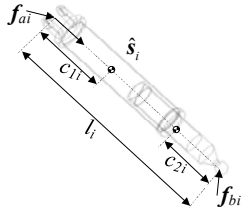
$$\begin{cases} \boldsymbol{\omega}_i \cdot \hat{\boldsymbol{s}}_i = \dot{\boldsymbol{\omega}}_i \cdot \hat{\boldsymbol{s}}_i = 0 \\ (\hat{\boldsymbol{s}}_i \times (\boldsymbol{\omega}_i \times \hat{\boldsymbol{s}}_i)) = \boldsymbol{\omega}_i \end{cases} \tag{10}$$

在速度约束关系基础上，对速度环式求导，可得到辅助支柱加速度环式：

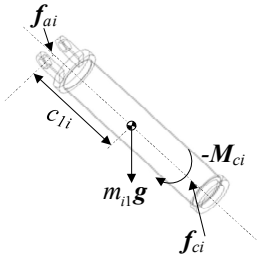
$$\begin{aligned} \ddot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{B_1}} = {} & \ddot{l}_i\hat{\boldsymbol{s}}_i + 2\dot{l}_i(\boldsymbol{\omega}_i \times \hat{\boldsymbol{s}}_i) + l_i(\dot{\boldsymbol{\omega}}_i \times \hat{\boldsymbol{s}}_i) + \\ & l_i(\boldsymbol{\omega}_i \times (\boldsymbol{\omega}_i \times \hat{\boldsymbol{s}}_i)) - \dot{\boldsymbol{\omega}}_1 \times \boldsymbol{x}_{\mathrm{B}_i} - \boldsymbol{\omega}_1 \times (\boldsymbol{\omega}_1 \times \boldsymbol{x}_{\mathrm{B}_i}) \end{aligned} \tag{11}$$

为建立支柱受力平衡关系，需进一步确定辅助支柱外筒、连杆的质心位置。根据图 5 所示几何关系，外筒与连杆质心位置可表示为：

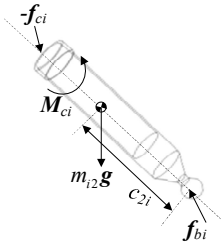
$$\begin{cases} p_{i1} = \boldsymbol{x}_{\mathrm{A}_i} + c_{1i}\hat{\boldsymbol{s}}_i \\ p_{i2} = \boldsymbol{x}_{\mathrm{A}_i} + (l_i - c_{2i})\hat{\boldsymbol{s}}_i \end{cases} \tag{12}$$



(a) 辅助支柱几何关系



(b) 外筒受力分析



(c) 连杆受力分析

图 5　辅助支柱几何关系与受力情况

式中， p_{i1} 和 p_{i2} 分别为第 i 个支柱外筒质心和连杆质心的位置向量。

以辅助支柱外筒和连杆为研究对象，采用牛顿—欧拉方法分别建立力平衡和力矩平衡关系：

$$\sum \boldsymbol{F} = m_{i1}\ddot{\boldsymbol{x}}_{i1} = \boldsymbol{f}_{ai} - \boldsymbol{f}_{ci} + m_{i1}\boldsymbol{g} \tag{13}$$

式中， m_{i1} 为辅助支柱外筒的质量， $\boldsymbol{f}_{ai}$ 为探测器舱体对外筒的作用力， $\boldsymbol{f}_{ci}$ 为连杆对外筒的力， $\boldsymbol{g}$ 为标准重力加速度。同样地，辅助支柱连杆的牛顿—欧拉方程为:

$$\sum \boldsymbol{F} = m_{i2}\ddot{\boldsymbol{x}}_{i2} = \boldsymbol{f}_{ci} - \boldsymbol{f}_{bi} + m_{i2}\boldsymbol{g} \tag{14}$$

式中， m_{i2} 为辅助支柱连杆的质量， $\boldsymbol{f}_{bi}$ 为主支柱对连杆的作用力。

外筒和连杆的相互作用力 $\boldsymbol{f}_{ci}$ 可以表示为沿辅助支柱轴线方向的驱动力 $\tau_i\hat{\boldsymbol{s}}_i$ 和与其正交的分量 $\boldsymbol{f}_{ci}{}^{n}$；同理 $\boldsymbol{f}_{bi}$ 表示为沿辅助支柱轴线方向的分量 $\boldsymbol{f}_{bi}{}^{s}$ 和垂直于轴线方向的分量 $\boldsymbol{f}_{bi}{}^{n}$，根据分解关系可以写为:

$$\boldsymbol{f}_{bi}{}^{s} = \tau_i\hat{\boldsymbol{s}}_i + m_{i2}(\boldsymbol{g}\cdot\hat{\boldsymbol{s}}_i)\hat{\boldsymbol{s}}_i + m_{i2}(l_i - c_{2i})(\boldsymbol{\omega}_i\cdot\boldsymbol{\omega}_i)\hat{\boldsymbol{s}}_i - m_{i2}\ddot{l}_i\hat{\boldsymbol{s}}_i \tag{15}$$

将辅助支柱外筒和连杆的牛顿—欧拉方程进行整理，可得到辅助支柱动力学方程的封闭形式：

$$\boldsymbol{M}_i\ddot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{B}i} + \boldsymbol{C}_i\dot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{B}i} + \boldsymbol{G}_i = \boldsymbol{f}_{bi} - \tau_i\hat{\boldsymbol{s}}_i \tag{16}$$

类似得到主支柱动力学方程的封闭形式：

$$\begin{aligned}&\boldsymbol{M}_1\ddot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{B1}}+\boldsymbol{C}_1\dot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{B1}}+\boldsymbol{G}_1=\\&\boldsymbol{f}_{b1}-\tau\hat{\boldsymbol{s}}_1+\frac{c_{i1}+l_{b2}}{l_1}\hat{\boldsymbol{s}}_{1\times}^2\boldsymbol{f}_{b2}+\frac{c_{i1}+l_{b3}}{l_1}\hat{\boldsymbol{s}}_{1\times}^2\boldsymbol{f}_{b3}\end{aligned}\tag{17}$$

为得到整个系统的动力学方程，需通过变换将 B_i 坐标映射到足端坐标 P，足端坐标 P 与 B_i 坐标存在关系：

$$\boldsymbol{x}_{\mathrm{B}i}=\boldsymbol{x}_P-l_1\hat{\boldsymbol{s}}_1+\boldsymbol{R}^{\mathrm{B}_1}\boldsymbol{x}_{\mathrm{B}_i}\tag{18}$$

结合辅助支柱动力学方程、主支柱动力学方程以及足端坐标映射关系，可得到单腿机构动力学方程的封闭形式：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}}_p+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{x}}_p+\boldsymbol{G}=\boldsymbol{F}\tag{19}$$

式中：

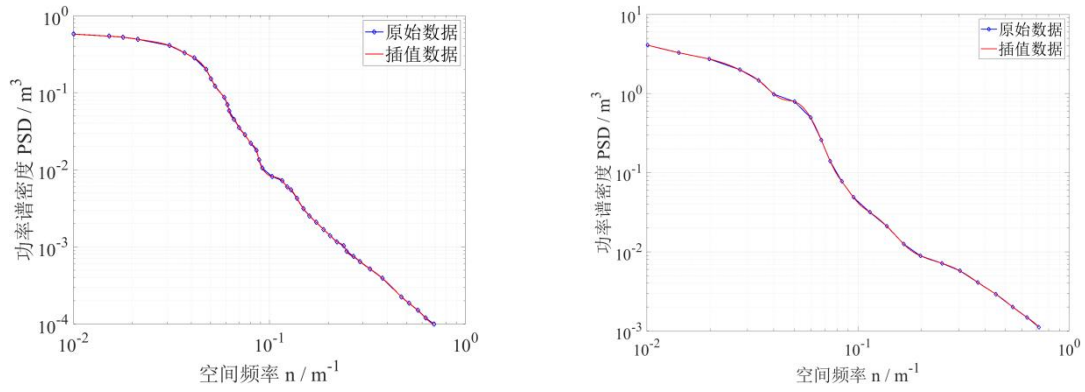
$$\begin{cases}\boldsymbol{M}=\boldsymbol{M}_1\boldsymbol{J}_1-\sum\limits_{i=2,3}^{n}\dfrac{c_{i1}+l_{bi}}{l_1}\hat{\boldsymbol{s}}_{1\times}^2\boldsymbol{M}_i\\\boldsymbol{C}=\boldsymbol{M}_1\dot{\boldsymbol{J}}_1+\boldsymbol{C}_1\boldsymbol{J}_1-\sum\limits_{i=2,3}^{n}\dfrac{c_{i1}+l_{bi}}{l_1}\hat{\boldsymbol{s}}_{1\times}^2\boldsymbol{C}_i\\\boldsymbol{G}=\boldsymbol{G}_1-\sum\limits_{i=2,3}^{n}\dfrac{c_{i1}+l_{bi}}{l_1}\hat{\boldsymbol{s}}_{1\times}^2\boldsymbol{G}_i\\\boldsymbol{F}=\boldsymbol{f}_{b1}-\tau_1\hat{\boldsymbol{s}}_1+\sum\limits_{i=2,3}^{n}\dfrac{c_{i1}+l_{bi}}{l_1}\hat{\boldsymbol{s}}_{1\times}^2\tau_i\hat{\boldsymbol{s}}_i\end{cases}\tag{20}$$

式(18)将足端运动状态、支柱驱动力和足端等效受力统一到同一表达中。在轮式行进平顺性研究中，轮式构型下的单腿机构需在该动力学模型基础上进行退化处理，并将辅助支柱作用于主支柱上的力作为悬架主动控制输入，从而建立 LQR 主动平顺性控制所需的状态空间模型。

2 轮腿式探测器轮式运动平顺性控制

2.1 月表地形建模

轮式平顺性控制需要首先确定月表地形激励，月表不平度由月壤细微起伏、块石分布、撞击坑坑缘和局部坡坎共同构成，具有多尺度、随机性和空间非均匀性。功率谱密度（PSD）可将空间高度起伏转化为不同空间频率下的能量分布，适合描述月表随机不平度。本节基于美国国家航空航天局 NASA 的月面统计数据进行分析[17]，选取平坦月海和崎岖月海两类典型路谱作为轮式运动测试环境，根据统计数据得到的两种地形下空间频率与对应功率谱密度曲线如图 6 所示。



(a) 平坦月海功率谱密度曲线　　(b) 崎岖月海功率谱密度曲线

图 6　两种地形的功率谱密度曲线

基于二维谐波叠加方法构建的平坦月海与崎岖月海二维高程图如图 7 所示。结果显示，平坦月海与崎岖月海地形均表现出高程的连续分布，但两者在幅值特性上存在显著差异：平坦月海整体起伏较缓，而崎岖月海高程变化幅值较大，并存在局部高程突变，能够形成更强的轮端随机激励。

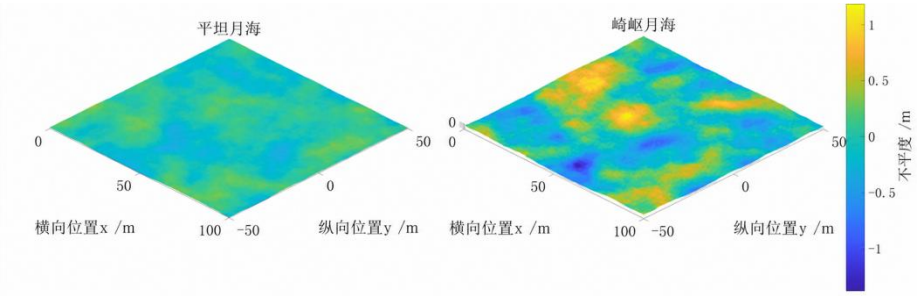
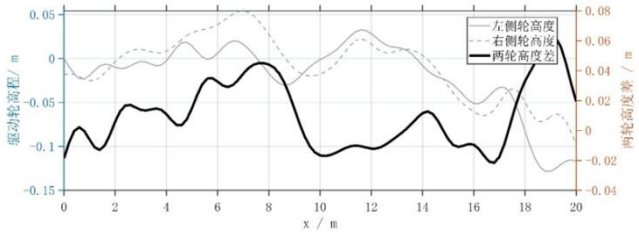
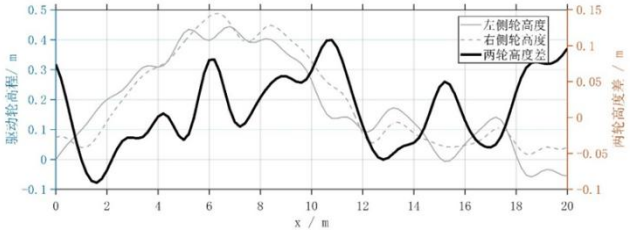


图 7　二维平坦月海与崎岖月海地形的高程图

选取 20 米范围内，宽度为驱动轮两侧轮距的两个切面，对平坦与崎岖月表的局部高度变化进行分析，如图 8 所示。平坦月海地形的左右轮高度差约在 0.1m 内，主要产生对称垂向激励；崎岖月海地形的左右轮高度差可达约 0.2m，并伴随局部高频起伏，将进一步增强轮端输入的不均匀性和舱体垂向振动响应。



(a) 平坦月海地形



(b) 崎岖月海地形

图 8　20m 范围驱动轮高度变化图

2.2 动力学仿真建模

轮式巡视状态下，月面起伏经驱动轮和悬架系统传递至探测器舱体，是引起舱体垂向振动和轮地接触波动的主要外部激励。为分析轮式构型下驱动轮悬架系统对月面随机激励的响应特性，本节基于前文建立的月面激励模型，构建驱动轮—悬架—舱体动力学仿真模型，用于获得不同地形输入下舱体垂向运动响应。

为突出悬架系统对舱体垂向振动的影响，并降低整机建模复杂度，选取单组驱动轮及其对应的舱体等效质量建立 1/4 探测器驱动轮悬架模型，如图 9 所示。该模型将整机垂向动力学问题等效为单组驱动轮、弹簧阻尼悬架和簧上质量之间的动力学响应问题，其中舱体等效质量取整机质量的 1/4，并假定簧上质量仅保留竖直方向平动自由度。左右两侧驱动轮分别与地面建立接触关系，地面高程由月面随机地形模型输入，以表征轮式行进过程中两侧车轮受到的垂向激励。

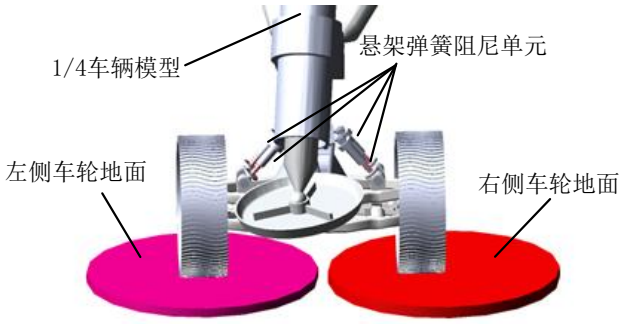


图 9 1/4 探测器驱动轮悬架模型

双叉臂悬架的弹性支撑与耗能特性采用弹簧阻尼力元件进行等效描述，其中弹簧力元件表征悬架对簧上质量的支撑作用，阻尼力元件表征振动过程中的能量耗散作用。为突出轮式构型下舱体垂向响应特征，模型对驱动轮系统以外的非主要运动自由度进行约束处理，并将平坦月海和崎岖月海两类月面随机地形作为轮端激励输入，分别对应 10km/h 和 5km/h 行进工况。平顺性评价以簧上质量垂向速度、垂向加速度时程及舱体垂向加速度均方根值为主要指标，其中垂向加速度均方根值用于表征月面随机激励经悬架系统传递至舱体后的整体振动水平，垂向加速度峰值及响应衰减过程用于反映局部突变地形作用下的瞬态冲击特征。

2.3 被动悬架参数优化

为获得兼顾舱体振动抑制与悬架工作空间的合理被动悬架参数，并为后续 LQR 主动控制效果的对比分析提供统一的基础参数，开展被动悬架参数优化。被动悬架参数优化以弹簧刚度和阻尼系数为设计变量，以簧上质量垂向加速度均方根值和悬架最大动行程为评价指标，在振动抑制与悬架工作空间之间寻求折中。为提高参数分析效率，并保证样本点在设计空间中分布均匀，采用最优拉丁超立方设计方法进行试验设计。仿真过程中，减震器刚度变化范围设为 500~1500N/mm，阻尼系数变化范围设为 0.5~10N·s/mm。将不同刚度和阻尼组合代入探测器悬架与地面激励动力学模型，并通过命令行脚本进行批量仿真，获得 181 组设计采样点对应的簧上质量垂向加速度 RMS 和悬架最大动行程，最优拉丁超立方样本空间如图 10 所示。

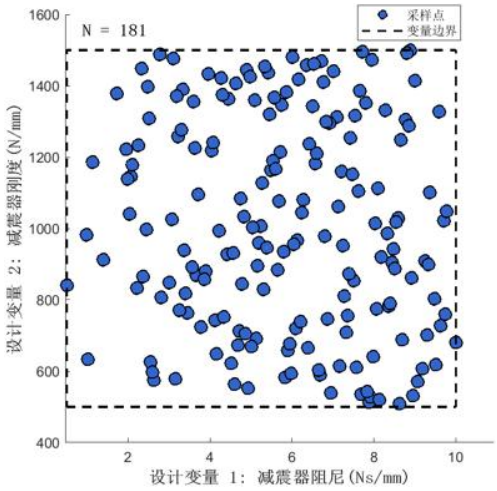
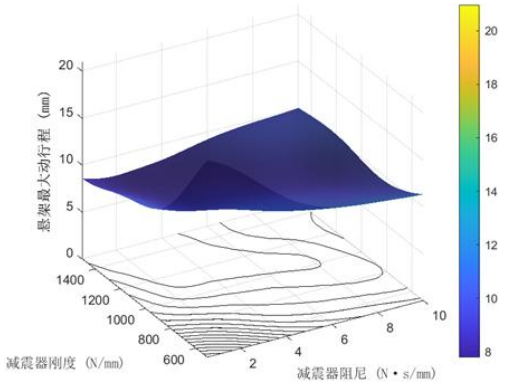
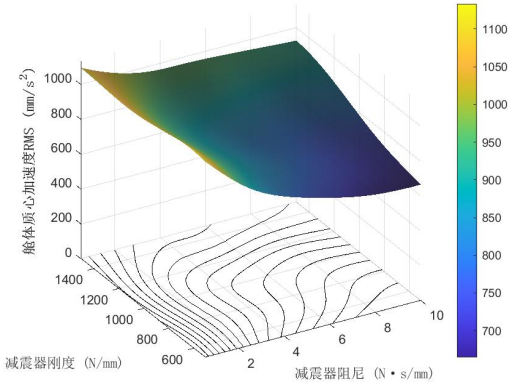


图 10　最优拉丁超立方样本空间

完成仿真采样后，基于 181 组样本数据建立 Kriging 代理模型，用于表征减震器刚度、阻尼系数与簧上质量垂向加速度 RMS、悬架最大动行程之间的映射关系。由代理模型得到的悬架动行程响应面和舱体质心加速度 RMS 响应面如图 11 所示。



(a) 悬架动行程响应面



(b) 舱体质心加速度 RMS 响应面

图 11　悬架代理模型响应面

当刚度和阻尼均处于设计区间较小值时，悬架动行程较大；随着刚度和阻尼增大，悬架动行程先减小后增大，表明过小或过大的悬架参数均不利于动行程控制。当阻尼增大时，RMS 整体呈减小趋势；当阻尼保持不变时，RMS 随刚度增大而增大，表明过大的刚度会增强地形激励向舱体的传递。

在建立悬架代理模型的基础上，接着采用非支配排序遗传算法 II（NSGA-II）对减震器刚度和阻尼系数进行多目标优化。优化目标为悬架最大动行程和舱体质心加速度 RMS 同时最小。由于两项指标之间存在一定冲突，不存在单一意义下的全局最优解，因此通过 NSGA-II 获得 Pareto 最优解集。随后对两个优化目标进行归一化处理，并计算 Pareto 解集中各点到理想点的欧氏距离，选取距离最小的 Pareto 拐点作为悬架参数的工程折中解，如图 12 所示。最终确定减震器刚度为 915N/mm、阻尼为 8.26N·s/mm，并将该参数组合作为后续被动悬架与 LQR 主动控制仿真的基础悬架参数。

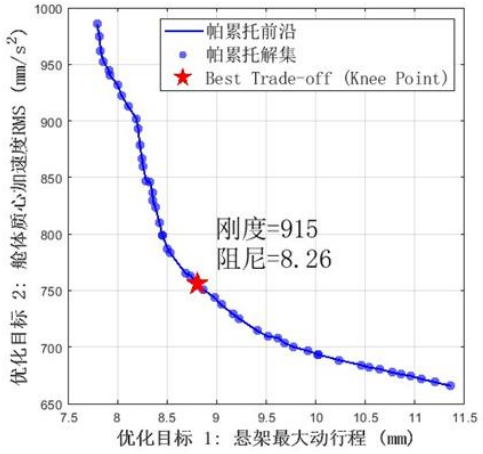


图 12　悬架参数 Pareto 前沿与工程折中解

2.4 基于 LQR 平顺性主动控制算法设计

在被动悬架模型分析基础上，进一步利用轮式构型下着陆腿的可驱动特性，构建主动平顺性控制方法。与传统固定参数被动悬架不同，轮腿式探测器的主/辅助支柱在巡视阶段仍具有驱动能力，可在轮式行进过程中参与舱体姿态和垂向响应调节。在被动悬架参数及月表随机地形输入条件下，基于单腿机构动力学模型在轮式构型下的退化形式，引入 LQR 方法设计主动平顺性控制器，其控制目标是在满足辅助支柱驱动能力约束的前提下，降低舱体垂向运动响应。

由 1.3 节可知单腿机构动力学方程建立了足端运动状态、支柱驱动力和足端等效受力之间的关系。在轮式巡视阶段，驱动轮展开，单腿机构由腿式支撑构型转化为轮式悬架构型。此时，主支柱驱动自由度受到轮式构型约束，辅助支柱仍可提供主动驱动力。因此，将 2 个辅助支柱作用于主支柱上的力 τ_i 作为悬架主动控制输入，用于调节舱体垂向响应和姿态响应。

在式(18)的基础上，对轮式构型下的单腿机构进行退化处理，并结合机构雅可比矩阵，将辅助支柱驱动力映射为车身垂向、俯仰和侧倾方向的等效广义控制力。在退化单腿动力学方程和辅助支柱广义力映射关系基础上，定义系统状态向量，可得到标准形式下的状态空间方程：

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \mathbf{A}\boldsymbol{x} + \mathbf{B}\boldsymbol{u} + \mathbf{G}\boldsymbol{w} \tag{21}$$

式中，**A** 为描述系统内部特性的系统矩阵，**B** 为控制矩阵，**G** 为路面激励带来的扰动矩阵。

LQR 算法将控制问题转化为极值问题。定义代价函数：

$$J = \int_0^{\infty} (\boldsymbol{x}^{\mathrm{T}}\mathbf{Q}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\mathbf{R}\boldsymbol{u})dt \tag{22}$$

式中，代价函数的第一项 $\boldsymbol{x}^{\mathrm{T}}\mathbf{Q}\boldsymbol{x}$ 表现系统性能系统观测量通过，其中观测量 $\boldsymbol{x}$ 依赖舱体惯性测量单元（IMU）以及驱动轮簧上部分装载的测量单元实时获取，第二项 $\boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\mathbf{R}\boldsymbol{u}$ 限制系统输入控制。通过修改权重矩阵 **Q** 和 **R** 来定义控制系统的偏好，当控制系统需要悬架对路面激励做出更快的响应时，可以通过增大矩阵 **Q** 的权重来实现这一控制目标；当需要悬架尽可能减小能量消耗时，可以通过增大矩阵 **R** 的权重，达到能量最佳的效果。

依据现代控制理论，使得代价函数最小的最优控制律的状态线性反馈形式为：

$$\boldsymbol{u}(t) = -\boldsymbol{K}\boldsymbol{x}(t) \tag{23}$$

式中，反馈增益矩阵 $\boldsymbol{K}$ 的表达式为：

$$\boldsymbol{K} = \mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P} \tag{24}$$

矩阵 $\boldsymbol{P}$ 为 Riccati 方程的正定解：

$$\mathbf{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P} + \boldsymbol{P}\mathbf{A} - \boldsymbol{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P} + \mathbf{Q} = 0 \tag{25}$$

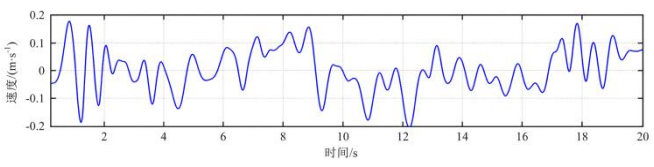
这一过程可由线性化后的系统矩阵 **A** 和控制矩阵 **B** 通过数值方法求解得到。

考虑轮式探测器的平顺性与姿态稳定性，在状态矩阵 **Q** 中对主支柱末端垂向位移及姿态角给予较大权重，同时适当考虑其变化率，以抑制系统高频振动响应。在控制矩阵 **R** 的选取上，通过限制辅助支柱驱动器的输出能力，对控制输入进行合理约束。

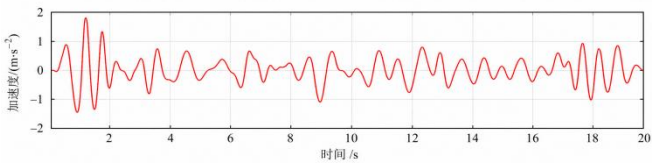
3 仿真结果分析

为评价主动控制对舱体垂向振动的抑制效果，首先分析被动悬架状态下的舱体垂向响应，随后在相同地形输入条件下引入 LQR 主动控制，对比分析主动控制前后舱体垂向速度、垂向加速度及加速度均方根值的变化规律。

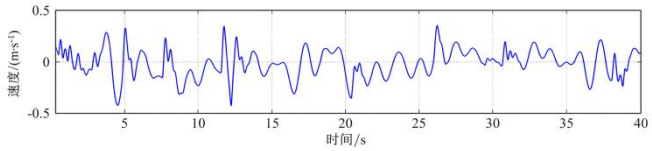
选取悬架参数最优解进行多体动力学仿真，得到平坦月海和崎岖月海地形下的悬架平顺性响应如图 13 所示。



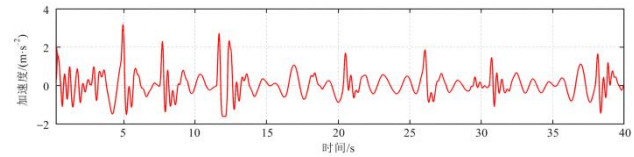
(a) 平坦工况速度曲线



(b) 平坦工况加速度曲线



(c) 崎岖工况速度曲线

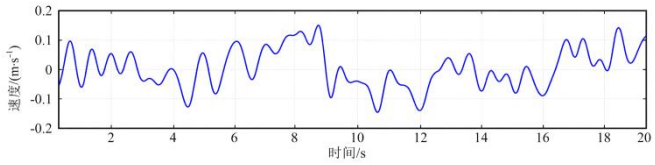


(d) 崎岖工况加速度曲线

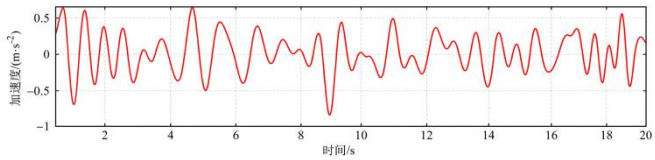
图 13　被动悬架在平坦/崎岖工况下的平顺性响应

平坦工况下，车身垂向速度主要在±0.10m/s 范围内波动，垂向加速度峰值约为 1.98m/s²，舱体垂向加速度 RMS 为 0.47m/s²；崎岖工况下，车身垂向速度波动范围增大至±0.3m/s，舱体垂向加速度 RMS 为 0.65m/s²。仿真结果表明，被动悬架能够在一定程度上隔离月表随机激励，但在崎岖月海工况下仍存在较高瞬时加速度峰值和较长振荡衰减过程，说明仅依靠被动悬架难以充分抑制复杂地形激励引起的舱体振动。

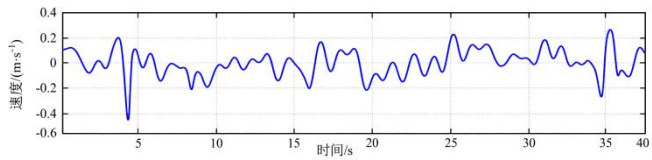
在相同地形输入和悬架参数条件下，进一步引入 LQR 主动平顺性控制，得到主动控制参与后的舱体垂向响应，如图 14 所示。



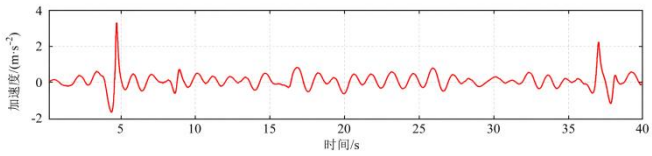
(a) 平坦工况速度曲线



(b) 平坦工况加速度曲线



(c) 崎岖工况速度曲线



(d) 崎岖工况加速度曲线

图 14　引入 LQR 主动控制后的平顺性响应

引入 LQR 主动控制后，平坦月海工况下车身垂向速度主要在±0.05m/s 范围内波动，垂向加速度

峰值约为 0.81m/s²，舱体垂向加速度 RMS 为 0.26m/s²；崎岖月海工况下，车身垂向速度波动范围约±0.3m/s，舱体垂向加速度 RMS 为 0.41m/s²。

对比两组仿真结果可知，在平坦月海工况下，引入 LQR 主动控制后，舱体垂向速度波动范围由±0.10m/s 减小至±0.05m/s，舱体垂向加速度 RMS 由 0.47m/s²降低至 0.26m/s²，降幅约为 44.7%；崎岖月海工况下，舱体垂向加速度 RMS 由 0.65m/s²降低至 0.41m/s²，降幅约为 36.9%。对比结果表明，LQR 主动控制能够降低整体振动水平，并加快局部冲击后的振荡衰减，在不改变探测器轮式行进构型的基础上抑制舱体垂向振动，提高探测器在月面随机起伏地形下的行驶平顺性。

4 结论

本文面向月表随机地形激励下轮腿式探测器的轮式行进振动问题，开展了单腿动力学建模、轮式平顺性设计，得到如下结论：

1）建立了轮腿式探测器单腿机构的运动学与动力学模型。基于主支柱和双辅助支柱的几何约束关系，推导了单腿足端运动、支柱驱动力和足端受力之间的映射关系，为轮式主动平顺性控制提供理论基础。

2）以弹簧刚度和阻尼系数为设计变量，以簧上质量垂向加速度 RMS 和悬架最大动行程为评价指标，采用最优拉丁超立方设计、Kriging 代理模型和 NSGA-II 算法开展被动悬架参数优化。通过 Pareto 前沿选取工程折中解，得到减震器刚度为 915 N/mm、阻尼为 8.26N·s/mm，为后续 LQR 主动控制效果对比提供了统一的被动悬架参数基础。

3）基于月表随机地形模型和 1/4 探测器驱动轮悬架模型，开展了轮式行进平顺性仿真分析。被动悬架状态下，平坦月海和崎岖月海工况下舱体垂向加速度 RMS 分别为 0.47m/s²和 0.65m/s²；引入 LQR 主动控制后，两类工况下舱体垂向加速度 RMS 分别降低至 0.26m/s²和 0.41m/s²，降幅约为 44.7%和 36.9%，表明 LQR 主动平顺性控制能够降低月表随机激励引起的舱体垂向振动，提高轮式行进过程中的平顺性。

研究结果表明，被动悬架参数优化可为探测器提供合理的基础悬架参数，在此基础上引入 LQR 主动控制能够进一步降低舱体垂向振动，可为轮腿式月面探测器的悬架设计与平顺性控制提供参考。

参考文献：

[1] 吴伟仁, 于登云. 深空探测发展与未来关键技术[J]. 深空探测学报, 2014, 1(1): 5-17.
WU Weiren, YU Dengyun. Development and future key technologies of deep space exploration[J]. Journal of Deep Space Exploration, 2014, 1(1): 5-17.

[2] 欧阳自远, 邹永廖, 李春来, 等. 月球某些资源的开发利用前景[J]. 地球科学, 2002, (5): 498-503.
OUYANG Ziyuan, ZOU Yongliao, LI Chunlai, et al. Prospects for the exploitation and utilization of certain lunar resources[J]. Earth Science, 2002, (5): 498-503.

[3] 崔宇新, 彭祺擘, 王慎泉, 等. 载人月球科研试验站建设规划及设想[J]. 上海航天(中英文), 2023, 40(6): 64-72.
CUI Yuxin, PENG Qibo, WANG Shenquan, et al. Construction planning and conception of a crewed lunar scientific research station[J]. Aerospace Shanghai (Chinese & English), 2023, 40(6): 64-72.

[4] 王平, 于晓强, 郭继峰. 月球大范围探测巡视器及 GNC 技术发展综述[J]. 宇航学报, 2022, 43(5): 548-562.
WANG Ping, YU Xiaoqiang, GUO Jifeng. A survey of lunar wide-range exploration rover and GNC technology[J]. Journal of Astronautics, 2022, 43(5): 548-562.

[5] Hiesinger H, Head III J W. New views of lunar geoscience: An introduction and overview[J]. Reviews in mineralogy and geochemistry, 2006, 60(1): 1-81.

[6] Ding X, Li K, Xu K. Dynamics and wheel's slip ratio of a wheel-legged robot in wheeled motion considering the change of height[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(5): 1060-1067.

[7] 李聪. 模块化可重构六支链轮腿式月面机器人设计与运动学分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2019.
LI Cong. Design and kinematic analysis of a modular reconfigurable six-branch wheel-legged lunar robot[D]. Chongqing: Chongqing University, 2019.

[8] Wang P, Han B, Sun L. Walking research on multi-motion mode quadruped bionic robot based on moving ZMP[C]//2005 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, New York: IEEE, 2005: 1935-1940.

[9] Wenzel W, Cordes F, Kirchner F. A robust electro-mechanical interface for cooperating heterogeneous multi-robot teams[C]//2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), New York: IEEE, 2015: 1732-1737.

[10] Reid W, Fitch R, Göktoğan A H, et al. Sampling-based hierarchical motion planning for a reconfigurable wheel-on-leg planetary analogue exploration rover[J]. Journal of Field Robotics, 2020, 37(5): 786-811.

[11] Truong N L V, Hai P T. Analytical design of PID controller for enhancing ride comfort of active vehicle suspension system[C]// 2017 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE), New York: IEEE, 2017: 305-308.

[12] Qiguo H, Chenguang Y. Improved fuzzy-PID integrated control for vehicle active suspension based on road excitation[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2021, 17(1-2): 17-29.

[13] Spirk S, Lohmann B. Controlling an active suspension using methods of optimal control[C]//2012 IEEE 51st Annual Conference on Decision and Control (CDC), New York: IEEE, 2012: 6333-6339.

[14] 金耀, 于德介, 陈中祥, 等. 内分泌 LQR 控制策略及其主动悬架减振研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(10): 49-54.
JIN Yao, YU Dejie, CHEN Zhongxiang, et al. Endocrine LQR control strategy and vibration reduction of active suspension[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(10): 49-54.

[15] Qin Y F, Hua J, Geng L W. Research on optimal control and simulation for active suspension systems[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 340: 631-635.

[16] 胡三峰, 陶建国. 新型主-被动悬架式星球车垂直越障性能分析[J]. 宇航学报, 2023, 44(8): 1127-1138.
HU Sanfeng, TAO Jianguo. Vertical obstacle-climbing performance analysis of novel planetary rover with active-passive suspension[J]. Journal of Astronautics, 2023, 44(8): 1127-1138.

[17] National Aeronautics and Space Administration. Space vehicle design criteria (environment): lunar surface models: NASA SP-8023[R]. Washington D.C., USA: National Aeronautics and Space Administration, 1969: 18-21.

基于深度强化学习的机电复合传动系统主动热保护控制

安桥东[1]，沈鉴彪[2]，张思进[1]，王浩然[1]，王永奇[1]，林棻[1*]

南京航空航天大学 能源与动力学院，南京 210016

摘　要：动力保持率在爬坡工况从 80%升至 90%，冷却退化工况从 30%升至 41%。实现了热安全与动力性能的协同优化。针对机电复合传动系统多热源耦合问题，传统固定降额策略难以兼顾热安全与动力输出。本文提出一种基于近端策略优化（PPO）的主动热保护方法。首先，构建动力学–热网络联合仿真环境，以关键部件温度、冷却状态、转速与转矩为状态量，以降额系数为动作量，设计多目标奖励函数以训练智能体。在单一热风险与混合热风险工况下验证，结果表明：PPO 策略能够在超温发生前提前执行降额，有效避免停机；相较于静态分级降额，热安全裕度提升 1.5~6.6°C，爬坡工况动力保持率由 80%提升至 90%，冷却退化工况下由 30%提升至 41%。该方法实现了热安全性与动力性能的协同优化。

关键词：机电复合传动；主动热保护；深度强化学习；近端策略优化

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Active Thermal Protection Control of an Electromechanical Compound Transmission System Based on Deep Reinforcement Learning

AN Qiao-Dong[1], SHEN Jian-Biao[2], ZHANG Si-Jin[1], WANG Hao-Ran[1], WANG Yong-Qi[1], LIN Fen[1*]

（1. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016，China, 2. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072 , China）

Abstract: To address the multi-heat-source coupling problem in electromechanical compound transmission systems, traditional fixed derating strategies struggle to balance thermal safety and power output. This paper proposes an active thermal protection method based on proximal policy optimization (PPO). First, a dynamics–thermal network co-simulation environment is constructed. The temperatures of key components, cooling states, rotational speed, and torque are taken as state variables, and the derating coefficient is taken as the action variable. A multi-objective reward function is designed to train the agent. The proposed method is validated under single thermal risk and mixed thermal risk conditions. The results show that the PPO strategy can initiate derating before overtemperature occurs, thereby effectively avoiding shutdown. Compared with static stepwise derating, the thermal safety margin is improved by 1.5–6.6 °C; the power retention rate under climbing conditions increases from 80% to 90%, and under cooling degradation conditions it increases from 30% to 41%. The proposed method achieves coordinated optimization of thermal safety and power performance.

Keywords: electromechanical compound transmission; active thermal protection; deep reinforcement learning; proximal policy optimization

* 通讯作者：林棻，E-mail：flin@nuaa.edu.cn
国家自然科学基金项目资助(52272397）
* 通讯作者：林棻，E-mail：flin@nuaa.edu.cn

引言

随着重型车辆电驱化、智能化水平不断提升，机电复合传动系统凭借功率灵活分配和低速大转矩输出等优势，已成为提升车辆机动性与任务适应能力的重要技术路线。然而，随着驱动系统功率密度的提高，热管理已成为制约驱动电机性能发挥的重要因素[1]。低速重载、持续高速及冷却失效等风险会加速热量积聚，使绕组、轴承和功率器件面临过温风险[2]。持续高热负荷还可能进一步触发故障停机，削弱车辆的持续动力输出能力[3]。因此，需在温度越限前主动调节驱动负荷，在确保热安全的同时尽可能保留可用功率。

准确且快速的温度建模是实现主动热保护的前提。有限元模型虽能精细建模温度场，但计算量较大；而集总参数热网络通过热阻、热容和热源描述部件间的传热关系，更适用于控制设计与在线计算。张超等建立了高速永磁电机三维集总参数热网络，为多节点温度预测提供了有效途径[4]。田野等提出 IGBT 模块三维降阶混合热模型，提高了功率器件热点温度的可观测性[5]。Feng 等构建的低阶热模型兼顾永磁同步电机关键温度估计精度与实时性[6]；Kirchgässner 等将状态空间热模型与机器学习结合，体现了机理与数据融合的发展趋势[7]。这些研究多侧重于热状态感知和结构优化，对于如何将温度预测进一步应用于系统级闭环保护决策，仍有待深入研究。

传统的热保护控制多依据固定阈值规则限制动力输出，虽原理简单、易于实现，但难以保障动力性，也难以兼顾不同热点之间的温升差异。Wahl 等采用电驱动系统主动温度控制改善运行效率，表明在温度约束内动态调节工作状态具有性能收益[8]。Lai 等提出电动车驱动系统 IGBT 结温混合控制策略，验证了功率器件主动温控的可行性[9]。然而，预测与优化控制通常依赖准确的热模型和在线求解能力，当工况快速变化、冷却条件复杂时，固定阈值策略易出现降额滞后或过度保守，预设规则也难以覆盖多种热风险组合。

深度强化学习能够通过与环境的交互，学习从连续状态到连续动作的映射关系，为主动热保护控制提供了新的技术途径。陈泽宇等将深度强化学习用于混合动力汽车能量管理，体现了对变工况序贯决策的适应能力[10]；杨威威等验证了强化学习在纯电动矿用汽车再生制动中的应用潜力[11]。在热管理领域，Zhang 等实现了动力电池与乘员舱协同温控[12]，Huang 等研究了实时电池热管理策略[13]。Cao 等将近端策略优化（Proximal Policy Optimization，PPO）用于纯电动汽车集成热管理，说明该算法可处理复杂热系统的连续调节问题[14]。Qin 等在混合动力汽车能量管理中考虑电驱系统热特性，实现了能量分配与温度约束的协同[15]。现有研究对象仍多集中于动力电池、乘员舱或整车能量分配，对机电复合传动在复合热风险下的主动降额控制的关注相对较少。

基于上述问题，本文面向机电复合传动系统构建联合仿真环境，其中包含 Simulink 整车动力学模型和 AMESim 多节点热网络模型。在此基础上，将关键测点温度、运行参量和冷却参量构造为马尔可夫状态，以降额系数作为控制量，设计了基于 PPO 的主动热保护策略。奖励函数综合考虑热安全、动力保持和动作平滑，使智能体能够根据热风险及温升趋势自适应调整输出。最后，在四类单一热风险和两类混合热风险工况下，将所提策略与无保护策略和静态分级降额策略进行对比。

1 系统建模与控制架构

1.1 机电复合传动系统动力学模型

如图 1 所示，机电复合传动系统由发动机、发电机、蓄电池、左右驱动电机、功率耦合机构及侧传动机构等部分组成。发动机经机械增速后驱动发电机，将燃油化学能转换为电能；发出的电能一方面经功率变换装置供给左右驱动电机，另一方面与储能电池之间进行双向能量调节。功率耦合机构将驱动电机输出的扭矩与侧传动相连，实现驱动力的汇合与传递。系统在运行过程中，通过对发动机工作点、发电机输出、电池荷电状态以及驱动电机功率需求的协调，实现机械能与电能之间的合理分配，在满足动力性要求的同时提高能量利用效率。

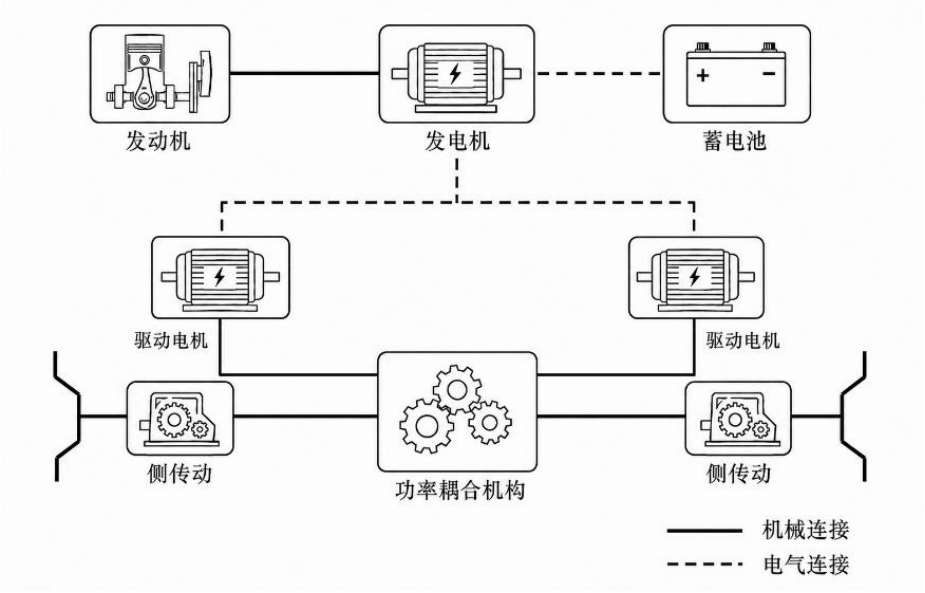


图 1　机电复合传动系统结构简图

如图 2 所示，在 Simulink 软件中建立机电复合传动系统整车控制模型。该模型集成了整车控制器（TCU）、机电复合传动系统模型以及车辆参数模型三个核心模块，通过控制指令下发、驱动转矩输出及车速负载反馈，实现了机电复合传动系统的实时动态仿真。

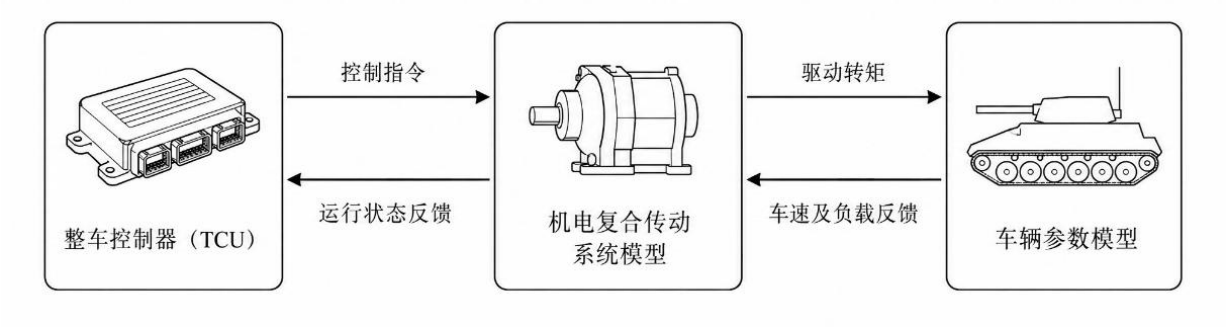


图 2　机电复合传动系统整车模型总体结构

整车控制器以驾驶员指令和目标车速为输入，结合车辆反馈生成驱动电机转矩指令；机电复合传动系统模型完成发动机、发电机、蓄电池与驱动电机之间的功率分配及转矩传递；车辆参数模型依据整车质量、道路坡度、滚动阻力和空气阻力计算车辆运动响应，并将车速及负载状态反馈至前述模块。由此形成“控制指令—动力系统响应—车辆状态反馈”的动力学闭环。

以直线行驶工况为例，车辆需求牵引力由加速阻力、坡度阻力、滚动阻力和空气阻力组成，即：

$$F_{req}=\delta m\dot{v}+mgsin\theta+fmgcos\theta+\frac{1}{2}\rho C_D A v^2 \tag{26}$$

式中，m 为整车质量；v 为车速；θ 为道路坡度角；f 为滚动阻力系数；ρ 为空气密度；C_D 为空气阻力系数；A 为迎风面积，δ 为旋转质量换算系数。

忽略左右侧负荷差异，两侧驱动电机共同承担车辆需求牵引力，单侧电机需求转矩可表示为：

$$T_{m,req}=\frac{F_{req}r_d}{2i_t\eta_t} \tag{27}$$

式中，r_d 为主动轮等效半径；i_t 为驱动电机至主动轮的总传动比；η_t 为传动系统效率。

由上述关系可知，车辆速度决定驱动电机的转速水平，牵引阻力和加速度需求决定其转矩负载；动力学模型最终输出驱动电机实际转速 n_m 和转矩 T_m，作为热模型计算损耗及温升的边界输入，从

而实现车辆动力响应与部件热状态之间的耦合。

1.2 驱动电机及控制器热模型

驱动电机及其控制器具有功率密度高、热源集中、热惯性显著等特点。在实际运行工况下，单一稳态温升模型难以有效描述系统的动态热响应过程。因此，本文在 AMESim 中分别建立驱动电机和控制器的集中参数热网络模型。

集中参数法将部件划分为若干温度均匀的热节点，以热容表征节点的储热能力，以热阻描述相邻节点间的导热与对流换热，并将损耗功率作为热源、冷却液作为换热边界。对于任一热节点 i，根据能量守恒可得：

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = P_i + \sum_{j \in \mathcal{N}_i} \frac{T_j - T_i}{R_{ij}} + \frac{T_{clnt} - T_i}{R_{i,clnt}} \tag{28}$$

式中：C_i 为节点 i 的等效热容；T_i 为节点温度；P_i 为施加于该节点的损耗功率；R_{ij} 为节点 i 与相邻节点 j 之间的等效热阻；N_i 为与节点 i 直接换热的节点集合；T_{clnt} 为冷却液温度；$R_{i,clnt}$ 为节点至冷却液的等效热阻。

驱动电机热模型如图 3 所示，包含水冷机壳、定子轭部、定子绕组、定子齿部、转子、电机轴、轴承及端部结构等节点。模型根据电机转速、转矩以及冷却液温度和流量计算各节点温升，并分别以绕组热点温度 T_w 和轴承热点温度 T_b 表征电机内部的主要热风险。

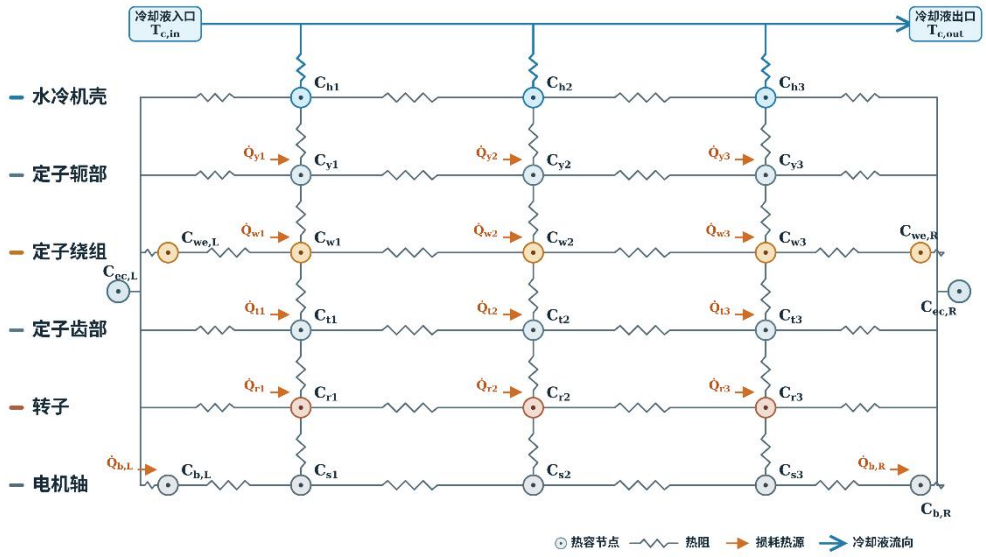


图 3 驱动电机等效热网络模型

驱动电机控制器热模型如图 4 所示，重点描述 IGBT 芯片、器件壳体与水冷板之间的传热过程。每个功率器件支路的热源由导通损耗、开关损耗及反并联二极管损耗组成。六个 IGBT 支路共享水冷板和壳体换热边界，控制器特征温度 T_c 取各 IGBT 节点中的最高温度。

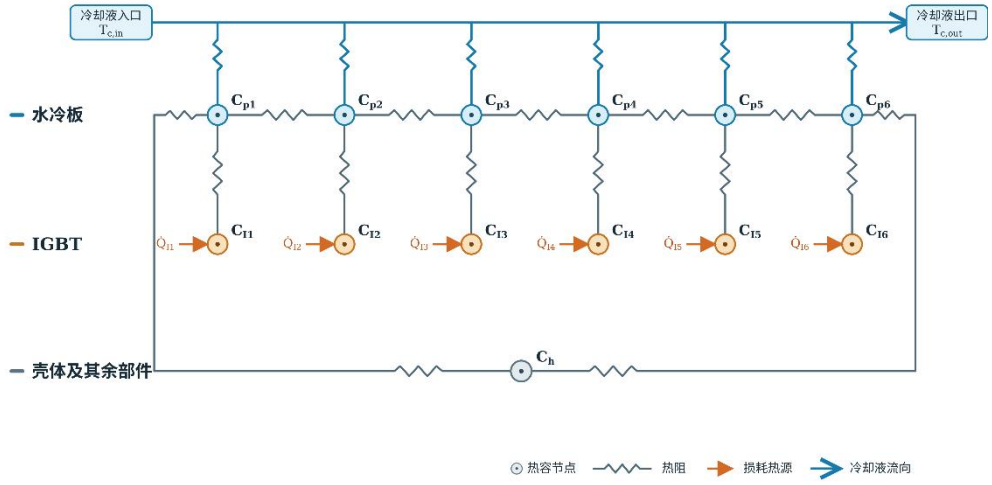


图 4 驱动电机控制器等效热网络模型

综上，热模型向主动热保护算法提供绕组热点温度 T_w、轴承热点温度 T_b 和控制器特征温度 T_c 三个核心温度状态，同时输出冷却液温度与流量。本文设置的三者报警温度分别为 200 ℃、125 ℃和 85 ℃，保护上限分别为 235 ℃、135 ℃和 95 ℃。

1.3 整体控制架构

主动热保护算法以降额系数 α_t 作为控制量。记驱动电机在转速 n_m 下的基础最大转矩为 $T^0_{m,\max}$，施加热保护后的最大可用转矩上限为 $T^{\lim}_{m,\max}$，则降额系数定义为：

$$\alpha_t = \frac{T^{\lim}_{m,\max}}{T^0_{m,\max}}, \quad \alpha_t \in (0,1]. \tag{29}$$

降额系数用于对电机各转速下的最大转矩进行连续缩放，其核心作用是设定动态扭矩上限。当 $\alpha_t = 1.0$ 时，系统不实施降额；当热风险增大时，算法逐步减小 α_t，最大可用转矩随之等比例下调。

系统整体控制架构如图 5 所示。

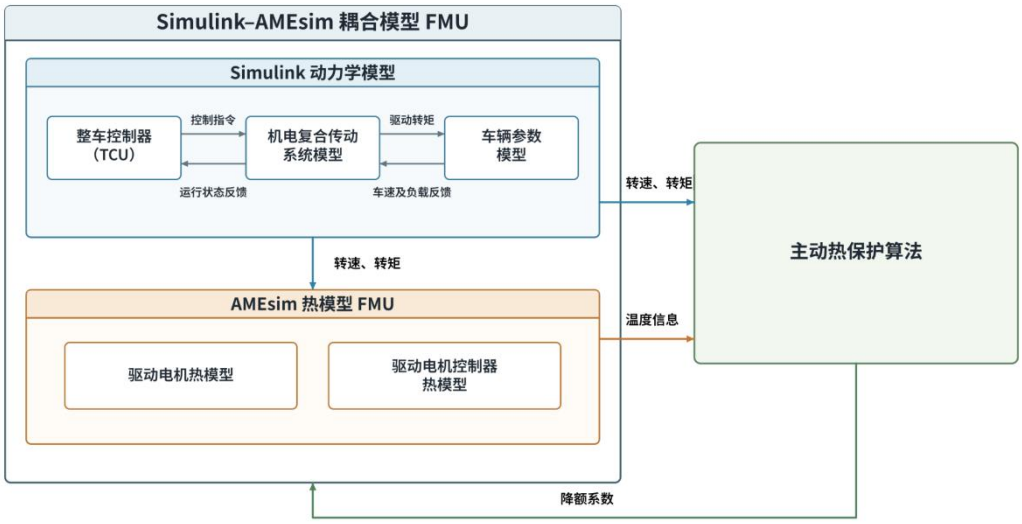


图 5　系统整体控制架构

被控对象由 Simulink 动力学模型与 AMESim 热模型通过 FMU 接口耦合构成。在每个控制周期内，动力学模型将驱动电机转速 n_m 与实际转矩 T_m 分别输入至热模型及主动热保护算法；热模型根

据当前运行负载及冷却边界条件，更新绕组温度T_w、轴承温度T_b及冷却液温度T_c，并将上述温度信息反馈至算法。算法综合转速、转矩、特征温度及冷却状态，计算降额系数α_t，并通过 TCU 将该系数作用于动力学模型，从而形成闭环控制。在该闭环中，动力学模型、热模型与控制算法在功能上保持相互独立，各模型内部细节由 FMU 封装，对外仅交换预设的状态量与控制量，为算法的训练、测试及对比验证提供统一的仿真环境。

2 基于 PPO 的主动热保护控制策略

2.1 PPO 算法原理

近端策略优化（Proximal Policy Optimization，PPO）是深度强化学习（Deep Reinforcement Learning，DRL）中的一种经典算法。其中，Actor 网络根据当前状态输出连续动作空间上的概率分布，而 Critic 网络则估计状态价值函数，为策略更新提供基线。设$\pi_{\theta_{old}}$为更新前的旧策略，π_θ为当前更新的新策略，则二者的动作概率比$\rho_t(\theta)$定义为：

$$\rho_t(\theta)=\frac{\pi_\theta(a_t\mid s_t)}{\pi_{\theta_{old}}(a_t\mid s_t)} \tag{30}$$

为降低长时域奖励估计的方差，采用广义优势估计（Generalized Advantage Estimation，GAE）计算优势函数。其时序差分误差δ_t及优势估计$\hat{A}_t$分别表示为：

$$\delta_t=r_t+\gamma V_\phi(s_{t+1})-V_\phi(s_t)\qquad \hat{A}_t=\sum_{l=0}^{N-t-1}(\gamma\lambda)^l\delta_{t+l} \tag{31}$$

式中，V_ϕ为 Critic 网络输出的状态价值，λ为 GAE 的衰减系数。

PPO 利用裁剪机制约束新旧策略之间的变化幅度，其代理目标函数为：

$$L^{\text{clip}}(\theta)=\mathbb{E}_t[\min(\rho_t(\theta)\hat{A}_t,\text{clip}(\rho_t(\theta),1-\varepsilon,1+\varepsilon)\hat{A}_t)] \tag{32}$$

当概率比超出$[1-\varepsilon,1+\varepsilon]$时，裁剪项限制单次参数更新幅度，避免少量高风险样本引起策略突变。训练时，Actor 最大化裁剪代理目标并利用熵项维持探索，Critic 则通过最小化价值估计与折扣奖励之间的误差进行更新。

PPO 的交互与参数更新过程如图 6 所示。

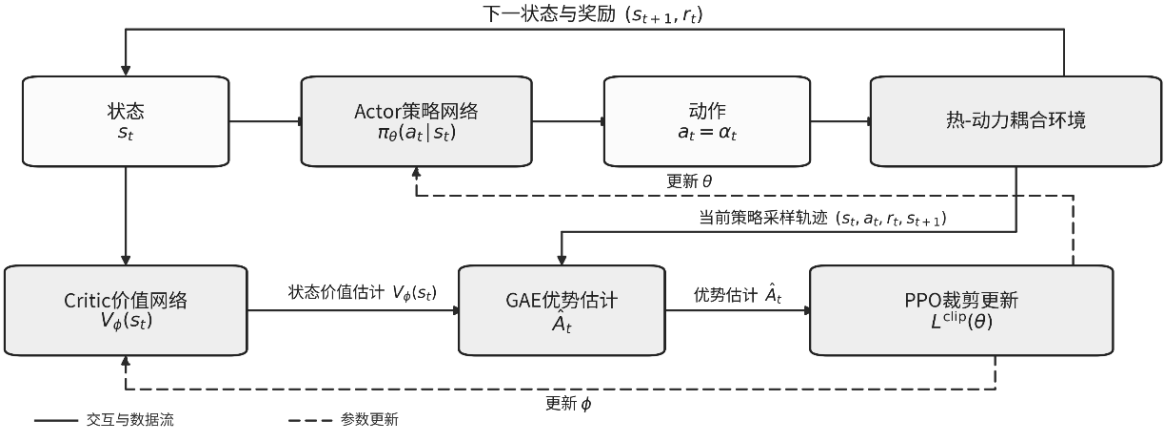


图 6　PPO 算法原理

策略首先依据状态生成连续动作，环境执行动作后返回奖励和下一状态，并形成按当前策略采集的轨迹。Critic 对轨迹中的状态价值进行估计，GAE 据此计算优势函数，随后利用裁剪目标对 Actor 和 Critic 进行多轮小批量更新。该机制兼顾了样本利用率与更新稳定性，适合本文热惯性明显、动作维数较低的主动热保护问题。

2.2 主动热保护控制的 MDP 建模

本文的主动热保护控制可描述为一个马尔可夫决策过程（Markov Decision Process, MDP），其元组定义如下：

$$M = (S, A, P, R, \gamma) \tag{33}$$

式中，S 表示状态空间，A 表示动作空间，P 为状态转移规律，R 为奖励函数，γ 为折扣因子。策略的优化目标是最大化有限时域内的期望累积折扣奖励，其目标函数定义为：

$$J(\theta) = \mathbb{E}_{\tau\sim\pi_\theta}\left[\sum_{t=0}^{N-1}\gamma^t r_t\right] \tag{34}$$

式中，θ 为策略网络参数，τ 为策略产生的状态动作轨迹，N 为单回合步数。本文设定以 1 s 为一个决策周期，将第 2 章建立的耦合模型作为交互环境。在每个决策周期内，系统依次完成状态观测、降额动作执行、模型更新及奖励反馈等步骤。

2.2.1 状态空间与动作空间

为全面表征系统热状态、冷却条件及动力负荷，构建如下七维状态向量：

$$s_t = [T_w, T_b, T_c, T_{cl}, Q_{cl}, T_m, n_m]^T \tag{35}$$

式中，T_w 为绕组温度，T_b 为轴承温度，T_c 为控制器温度，T_{cl} 为冷却液温度，Q_{cl} 为冷却液流量，T_m 为电机转矩，n_m 为电机转速。

为实施主动热保护控制，构建如下一维动作向量：

$$a_t = [\alpha_t]^T \tag{36}$$

式中，a_t 为降额系数，通过修正电机最大允许转矩，实现对热积累速度的直接调控。

2.2.2 多目标奖励函数设计

为了在限制关键部件温升的同时，兼顾动力输出及控制动作的平稳性，本文设计了包含温度安全性奖励、动力保持奖励、动作稳定性奖励和超温停机惩罚四个分项的多目标奖励函数。

温度安全性奖励以绕组、轴承和控制器三类关键温度中的最大归一化值为依据：

$$r_t^{\text{temp}} = 1 - \max\left(\frac{T_{w,t}}{T_{w,\max}}, \frac{T_{b,t}}{T_{b,\max}}, \frac{T_{c,t}}{T_{c,\max}}\right) \tag{37}$$

式中，$T_{w,t}$、$T_{b,t}$ 和 $T_{c,t}$ 分别为绕组、轴承和控制器温度，对应保护上限分别为 235℃、135℃和 95 ℃。关键温度越接近保护上限，温度安全性奖励越小，从而促使策略优先降低当前最高的热风险。

动力保持奖励直接采用降额系数 α_t，α_t 越大表示保留的可用动力越多：

$$r_t^{power} = \alpha_t \tag{38}$$

动作稳定性奖励根据相邻时刻降额系数的变化量确定。动作变化越小，该项奖励越高：

$$r_t^{\text{stable}} = 1 - |\alpha_t - \alpha_{t-1}| \tag{39}$$

当任一关键温度达到保护上限时，判定发生超温停机，给予固定惩罚并终止当前回合：

$$r_t^{stop} = -2 \tag{40}$$

综合四个奖励分项，单步总奖励定义为：

$$r_t = \text{clip}\left(0.6r_t^{\text{temp}} + 0.3r_t^{\text{power}} + 0.1r_t^{\text{stable}} + r_t^{\text{stop}}, -1, 1\right) \tag{41}$$

式中，总奖励通过 clip 函数限制在[-1，1]内，以避免极端样本造成过大的策略更新。

2.3 模型训练与收敛性分析

2.3.1 训练参数设置

模型训练基于第 2 章构建的热-动力耦合模型进行。如表 1 所示，每回合先随机选择任务类别，再在对应范围内采样坡度、目标车速、需求转矩或冷却边界参数。三类任务子集均衡构成训练集，每类随机种子训练 200 回合，单次独立训练共 600 回合，覆盖不同负载、散热及热状态，以降低对单一工况轨迹的依赖。

表 1　训练集工况构成

训练任务	主要热风险	工况随机化范围	每个随机种子回合数
高转矩负荷	绕组温升	坡度 32%～48%	200
高速运行	轴承温升	目标车速 72～88 km/h	200
冷却能力退化	控制器温升	流量 18~40L/min；入口水温 85～98 ℃	200

训练采用在线模式，核心参数如表 2 所示。Actor 与 Critic 均为两层全连接网络，每层 128 个神经元，Tanh 激活，Adam 优化器。步长 1 s，单回合最大步数 1200 步。为削弱初始化和采样随机性影响，使用 5 个不同随机种子分别独立训练。若回合达到 1200 步则自然结束；若任一关键温度提前超限，则触发超温停机惩罚并强制终止。该机制引导策略在连续交互中权衡温度约束、动力保持与动作平稳性，实现主动热保护控制。

表 2　PPO 主要训练参数

参数	数值	参数	数值
学习率	5×10^{-4}	折扣因子γ	0.99
GAE 参数λ	0.92	裁剪系数ε	0.15
轨迹长度	2048	批量大小	512
每批更新轮数	10	熵系数	0.005
训练步长	1 s	单回合步数	1200

2.3.2 奖励收敛性分析

为消除不同回合有效步数差异对奖励量级的影响，以单步平均奖励表示第 k 回合的归一化奖励：

$$\bar{R}_k = \frac{1}{N_k}\sum_{t=0}^{N_k-1} r_t \tag{42}$$

图 7 给出了三类任务在 5 个随机种子下的平均奖励及标准差阴影。虚线所示的第 150 回合作为稳定阶段的观察起点，用于判断后续训练是否仍存在持续退化。

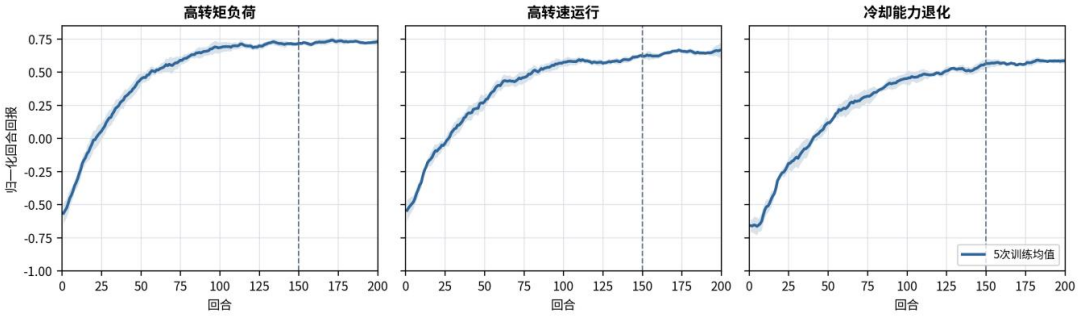


图 7　训练奖励收敛过程

由图 7 可见，三类任务在训练初期均由负奖励快速上升，说明策略逐步减少无效降额和超温停机。高转矩负荷在约 50～80 回合内完成主要性能提升，100 回合后增幅明显减小，最终稳定在较高奖励水平；高转速任务的变化趋势与其相近，但受轴承温升滞后影响，稳定值略低；冷却能力退化任务的收敛速度相对较慢。约 150 回合后，三类任务的平均奖励均进入稳定区间，后 50 回合未出现持续下降综合奖励水平与波动范围可认为训练已基本收敛，因此选择稳定阶段奖励较高且验证表现良好的策略参数用于后续测试。

3 典型工况测试

3.1 评价指标与测试工况

仿真试验设置无主动保护、静态降额保护和 PPO 三组。无主动保护组固定α=1；静态降额保护组在特征温度进入预警区后，依次将α调整为 0.8 和 0.5；PPO 组根据系统状态连续输出降额系数。三组采用相同初始状态和工况边界。若无主动保护组提前达到保护上限，则以该时刻作为共同的评价终点。

热安全裕度用于衡量各特征温度与对应保护上限之间的最小距离，定义为：

$$M_T = \min_i (T_{i,\lim} - T_{i,\max}) \tag{43}$$

式中，$T_{i,\lim}$ 为第 i 个热节点的保护上限，$T_{i,\max}$ 为对应节点在评价时段内的峰值温度。

动力保持率用于量化热保护策略达到稳定状态后所保留的动力输出能力，定义为：

$$\eta_P = \frac{\alpha_s}{1.0} \times 100\% \tag{43}$$

式中，αs 为降额系数的稳定值，1.0 为未降额状态下的基准值。η_P 越接近 100%，表示稳态阶段保留的动力性能越好。

测试设置 4 个单一风险工况和 2 个混合风险工况，具体参数见表 3。单一风险工况分别模拟绕组、轴承和控制器热风险；混合风险工况将多个风险因素叠加，用于检验策略适应性。

表 3　典型工况参数

类别	工况	冷却液温度/℃	流量/(L/min)	坡度/%	目标车速/(km/h)	主导风险
单一	连续爬坡	70	55	55	—	绕组
单一	连续高速运行	70	55	0	90	轴承
单一	冷却液流量过低	70	55→30	0	60	控制器
单一	冷却液温度过高	70→90	55	0	60	控制器
混合	爬坡伴随高水温	70→90	55	45	—	绕组/控制器
混合	高速伴随低流量	70	55→30	0	85	轴承/控制器

3.2 单一风险工况测试

4 个单一风险工况的测试结果如图 8 所示。无控制策略下，各工况关键部件温度均持续升高并达到保护上限；静态降额策略能够抑制温升，但受阈值触发机制限制，控制介入相对滞后。PPO 主动热保护策略可在温度接近保护上限前提前降额，使关键温度保持在安全范围内。连续爬坡工况下绕组峰值温度由 235 ℃降至 228.4 ℃；连续高速工况下轴承峰值温度由 135 ℃降至 133.5 ℃；冷却液流量过低和冷却液温度过高工况下，控制器峰值温度分别由 95 ℃降至 92.2 ℃和 92.9 ℃。

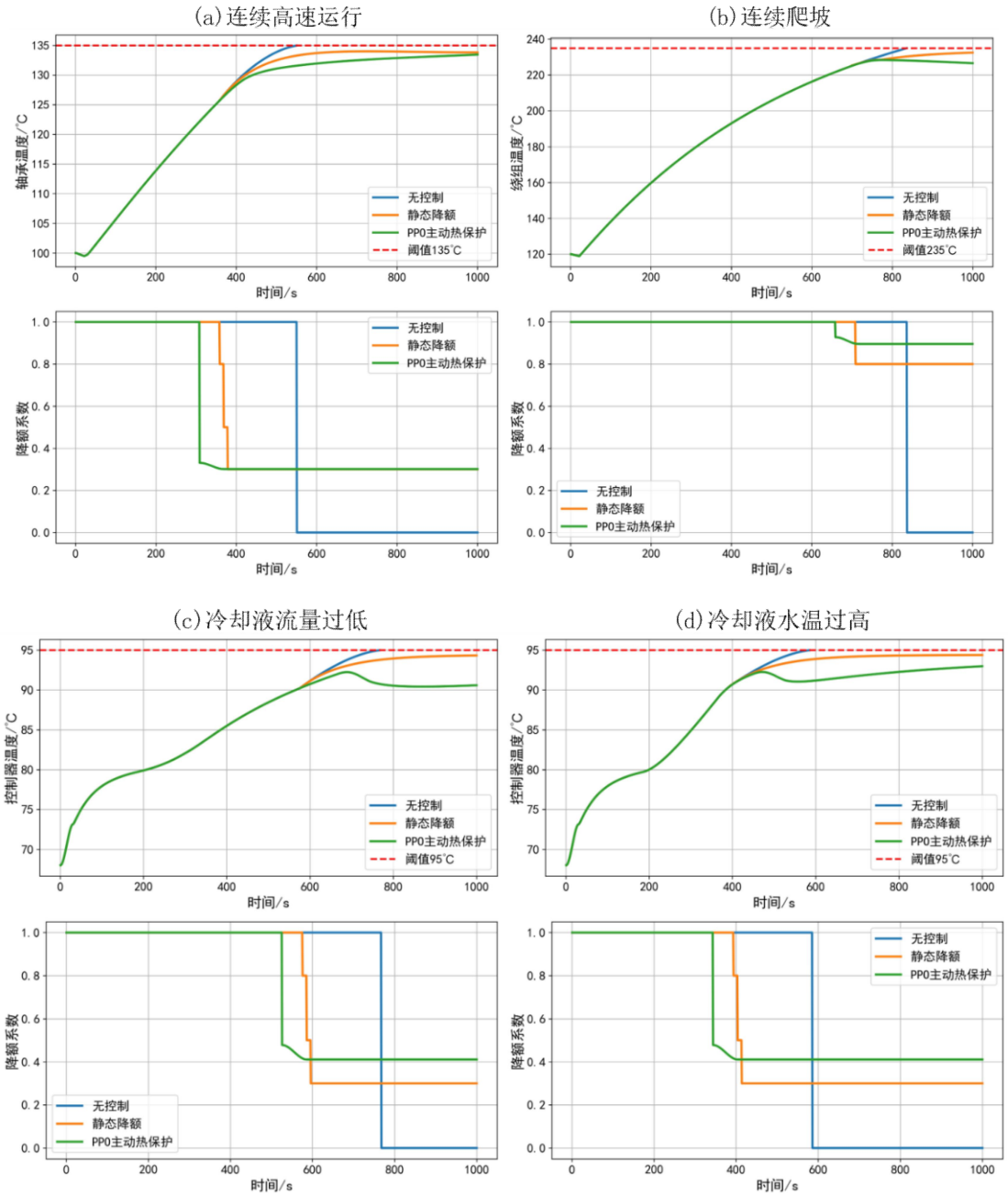


图 8　单一风险工况测试结果

3.3 混合风险工况测试

2 个混合风险工况的测试结果如图 9 所示。在爬坡伴随高水温工况中，无控制组绕组温度约在 600 s 达到 235 ℃，PPO 策略约在 440 s 开始降额，并将绕组和控制器峰值温度分别限制在 229.0 ℃和 91.0 ℃。在高速伴随低流量工况中，无控制组轴承温度约在 450 s 达到 135 ℃，PPO 策略约在 210

s 提前介入，使轴承和控制器峰值温度分别保持在 132.6 ℃和 91.0 ℃。与静态降额相比，PPO 能够根据复合热风险的发展过程更早调整降额系数，避免多个热节点同时接近保护上限。

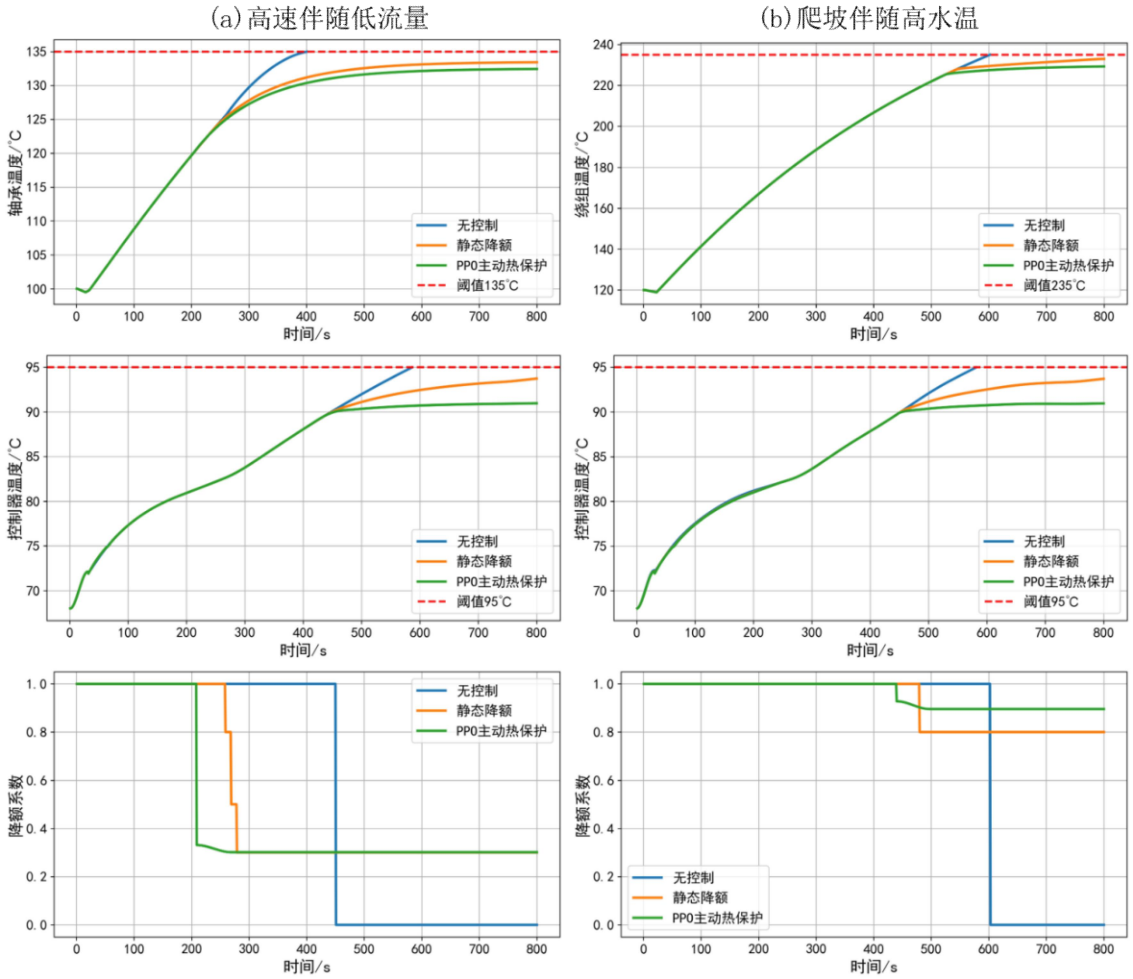


图 9　混合风险工况测试结果

3.4 控制效果总体评价

根据静态降额组和 PPO 组在统一评价时段内的仿真结果，计算得到 6 个典型工况的动力保持率与热安全裕度，分别如图 10 和图 11 所示。

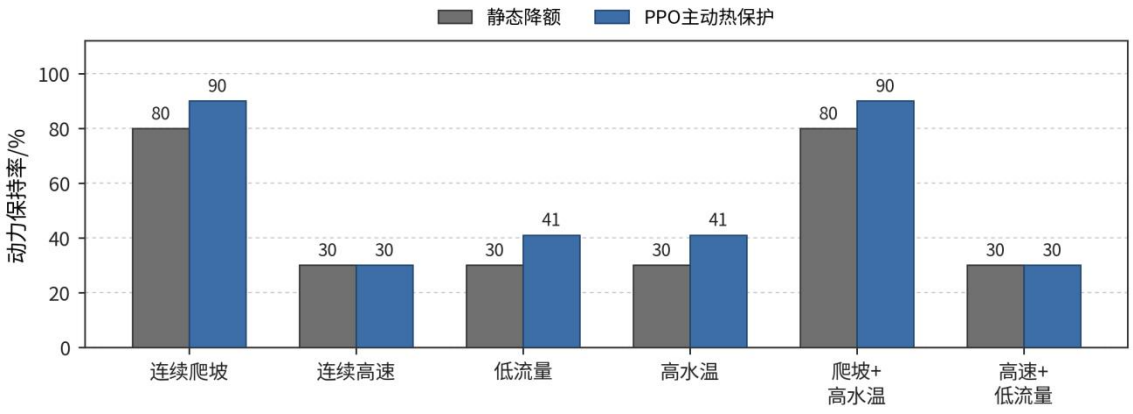


图 10　动力保持率对比

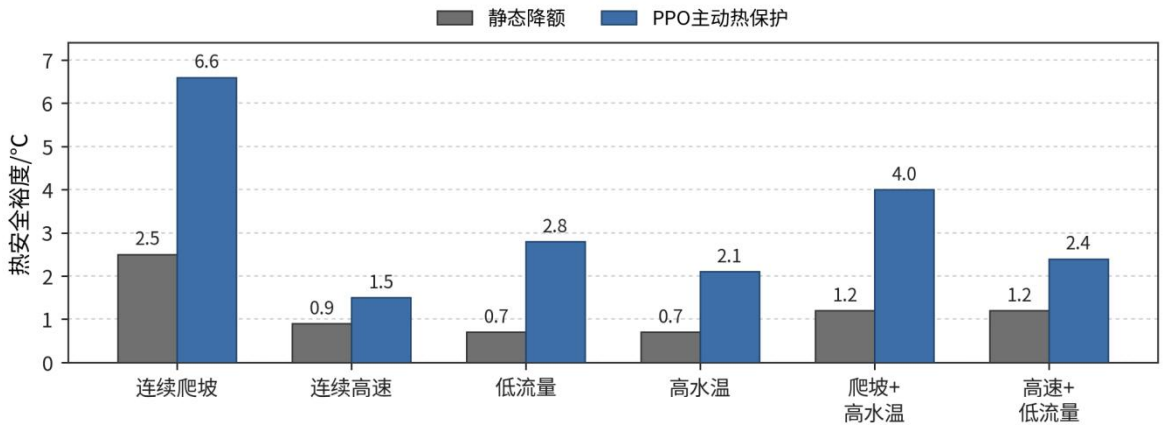


图 11　热安全裕度对比

静态降额组在 6 个工况下的动力保持率为 30%～80%，热安全裕度为 0.7～2.5 ℃；PPO 组的动力保持率为 30%～90%，热安全裕度提高至 1.5～6.6 ℃。在连续爬坡和爬坡伴随高水温工况下，PPO 的动力保持率由 80%提高至 90%；在低流量和高水温工况下，由 30%提高至 41%；在连续高速和高速伴随低流量工况下，两种策略均为 30%。与此同时，PPO 在全部工况下均获得更大的热安全裕度。综合来看，PPO 能够在不降低动力保持率的前提下扩大温度安全空间，综合控制效果最佳。

4 结论

本文针对机电复合传动系统在多热源耦合工况下的主动热保护问题，提出了一种基于近端策略优化（PPO）的智能降额控制方法，通过构建动力学-热网络联合仿真环境，设计多目标奖励函数，实现了对绕组、轴承和控制器温度的协调控制。主要结论如下：

（1）将集总参数热网络模型与整车动力学模型通过 FMU 耦合，能够有效反映驱动电机及控制器在动态工况下的热响应特性，为深度强化学习算法提供了具备热-机耦合特性的交互环境。

（2）在单一风险工况（连续爬坡、连续高速、冷却液流量过低、冷却液温度过高）和混合风险工况（爬坡伴随高水温、高速伴随低流量）的测试中，PPO 策略相比静态分级降额策略，在全部工况下均获得更大的热安全裕度，同时在多数工况下保持或提升了动力保持率，验证了所提策略在复杂热风险场景下的适应性和优越性。

（3）本文方法为多热源、强耦合的机电复合传动系统提供了一种在线决策的主动热保护框架，后续可进一步研究考虑冷却系统主动调节和工况预测的协同优化策略。

参考文献：

[1] 汪冬梅，李思义，梁艳萍. 新能源汽车驱动电机热设计与热管理技术研究综述[J]. 电工技术学报, 2026, 41(2): 389-415.

[2] WANG X, LI B, GERADA D, et al. A critical review on thermal management technologies for motors in electric cars[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 201: 117758.

[3] SELVIN RAJ J A P, ASIRVATHAM L G, ANGELINE A A, et al. Thermal management strategies and power ratings of electric vehicle motors[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2024, 189: 113874.

[4] 张超，司马秉奇，王凯东，等. 高速永磁电机的三维集总参数热网络模型研究[J]. 电工技术学报, 2025, 40(22): 7193-7203.

[5] 田野，卜凯阳，李楚杉，等. 用于 IGBT 模块温度观测的 3-D 降阶混合型热模型[J]. 电工技术学报, 2024, 39(16): 5104-5120.

[6] FENG J, LIANG D, ZHU Z Q, et al. Improved low-order thermal model for critical temperature estimation of PMSM[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2022, 37(1): 413-423.

[7] KIRCHGÄSSNER W, WALLSCHEID O, BÖCKER J. Thermal neural networks: Lumped-parameter thermal modeling

with state-space machine learning[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2023, 117: 105537.

[8] WAHL A, WELLMANN C, MONISSEN C, et al. Active temperature control of electric drivetrains for efficiency increase[J]. Applied Energy, 2023, 338: 120887.

[9] LAI W, LIU A, WEI Y, et al. Active junction temperature control of IGBTs for electric vehicle drive system based on hybrid control strategy[J]. Microelectronics Reliability, 2023, 148: 115176.

[10] 陈泽宇, 方志远, 杨瑞鑫, 等. 基于深度强化学习的混合动力汽车能量管理策略[J]. 电工技术学报, 2022, 37(23): 6157-6168.

[11] 杨威威, 罗登昊, 张文明. 基于深度强化学习算法的纯电动矿用汽车再生制动策略研究[J]. 工程科学学报, 2024, 46(3): 503-513.

[12] ZHANG Y, HUANG J, HE L, et al. Reinforcement learning-based control for the thermal management of the battery and occupant compartments of electric vehicles[J]. Sustainable Energy & Fuels, 2024, 8(3): 588-603.

[13] HUANG G, ZHAO P, ZHANG G. Real-time battery thermal management for electric vehicles based on deep reinforcement learning[J]. IEEE Internet of Things Journal, 2022, 9(15): 14060-14072.

[14] CAO G, JIA Y, GAO J. Integrated thermal management methodology based on proximal policy optimization with memory function for battery electric vehicles[J]. IEEE Access, 2025, 13: 125180-125189.

[15] QIN J, HUANG H, LU H, et al. Energy management strategy for hybrid electric vehicles based on deep reinforcement learning with consideration of electric drive system thermal characteristics[J]. Energy Conversion and Management, 2025, 332: 119697.

车辆装备电动化用金属橡胶轻量化电机铁芯热管理特性研究

郝慧荣[1,2,3]，马钰辰[1,2]，陶帅[4]，宋彬[5]，曹凤利[5]，戴志广[6]

（1. 内蒙古工业大学能源与动力学院内蒙古自治区呼和浩特市 010051；2. 风能太阳能利用技术教育部重点实验室内蒙古自治区呼和浩特市 010051；3. 内蒙古自治区高校可再生能源工程研究中心内蒙古自治区呼和浩特市 010051；4. 中国人民解放军 63936 部队，北京市 102202；5. 陆军工程大学，河北石家庄市 050003；6. 武警指挥学院天津市 300250）

摘 要：针对车辆装备电动化发展过程中驱动电机轻量化与散热性能提升需求，提出采用金属橡胶多孔结构作为轻量化电机铁芯的研究思路。以孔隙率为主要结构参数，从金属丝空间分布、接触状态及有效空气接触面积等方面分析其散热机理，并开展不同孔隙率金属橡胶试样自然冷却实验。结果表明，金属丝分布疏松区域具有较大的有效空气接触面积，有利于强化热量交换；高孔隙率试样在 120 ℃和 200 ℃初始温度下均表现出更快的冷却速率，且金属橡胶试样整体散热性能优于同体积实体铁块。牛顿冷却模型拟合结果表明，各工况决定系数均大于 0.95 ，能够较好表征试样的瞬态冷却过程。金属橡胶多孔结构在降低金属材料体积分数的同时具有良好的散热潜力，可为车辆装备电动化用轻量化电机铁芯结构设计及热管理提供参考。

关键词：金属橡胶；多孔材料；轻量化电机铁芯；热管理

中图分类号：TM351　　**文献标志码：**A

随着新能源汽车产业的快速发展，驱动电机作为新能源汽车动力系统中的核心部件，正向高功率密度、高效率以及轻量化方向快速发展。 目前，新能源汽车驱动电机主要采用永磁同步电机结构，其具有体积小、效率高以及功率密度大的特点，在新能源汽车领域得到广泛应用[1]。然而，随着电机转速和功率等级不断提高，单位体积内产生的热负荷持续增加，使传统散热方式逐渐难以满足高性能电机的热管理需求。

1 轴向电机散热特性研究

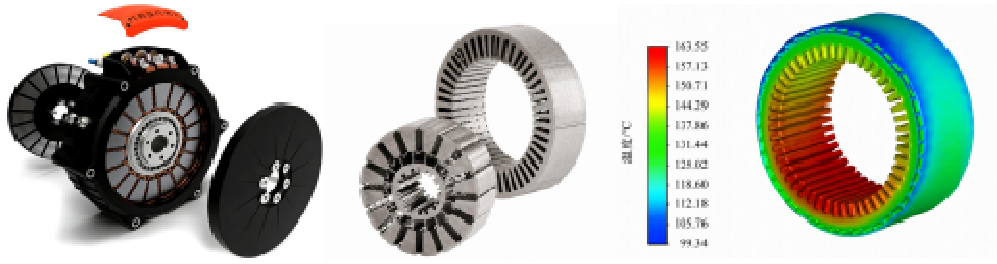


图 1　轴向磁通永磁同步电机及其铁芯结构发热区

研究发现，定子铁芯作为电机磁能转换的重要部件，在交变磁场作用下会产生明显铁损，其产生的热量需要通过铁芯内部传递至外部冷却结构。然而，传统硅钢叠片铁芯虽然具有良好的磁性能和较低的铁损，但其结构致密、质量较大，同时由于叠片结构及绝缘层的影响，热量在径向和轴向传递过程中存在一定热阻，容易造成局部热量积聚现象[2] 。特别是在高功率密度运行条件下，铁芯内部温度分布不均匀可能进一步加剧热应力集中，降低电机长期运行稳定性[3]。

金属橡胶作为一种典型的多孔金属弹性材料， 内部结构由相互交织、相互连接的螺旋金属丝组成，形成一个无序的螺旋网络[4] 。相比传统金属材料，金属橡胶不仅具有较低质量和良好的结构适

应能力，同时具有一定的减振和缓冲性能，在航空航天、高速装备以及新能源汽车领域具有潜在应用价值。金属橡胶内部由相互交织的金属丝构成复杂多孔网络，其随机接触和孔隙结构使传热过程具有明显的结构依赖性。孔隙率的变化不仅影响材料质量，还会改变金属丝接触状态、有效换热面积及孔隙空气换热条件，因此有必要结合实验研究其对散热性能的影响。



图 2　不同孔隙率的金属橡胶件

传统硅钢铁芯属于致密结构，其轻量化主要依赖材料替换或结构减薄，而金属橡胶通过金属丝网络与孔隙共同构成承载结构，可通过调节孔隙率改变单位体积内金属材料含量。相同外形尺寸条件下，孔隙率提高意味着金属材料体积分数降低，从结构层面具有减重潜力。同时，多孔网络形成较大的金属丝—空气接触界面，使其热量传递方式区别于传统致密铁芯。因此，将金属橡胶引入电机铁芯结构，不仅需要关注减重效果，还需明确孔隙结构变化对散热性能的影响。孔隙率由此成为连接结构轻量化与热管理性能的重要参数。

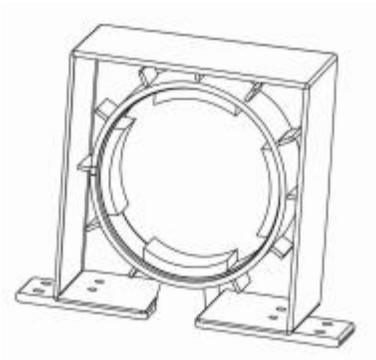


图 3　一种具备防电磁辐射和散热的电机外壳

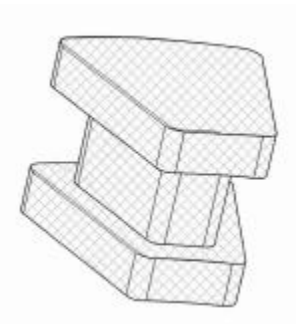


图 4　轴向电机模块化金属橡胶铁芯制备方法

针对新能源汽车驱动电机不断提升的散热需求，目前研究主要集中于优化冷却方式以及改善热传递路径。常见电机冷却方式包括自然风冷、强制风冷、水冷、油冷以及相变材料辅助散热等。流固热耦合模型则可精确模拟电机内部流体流动与固体导热相互作用，为冷却系统的参数优化提供了可靠的理论依据[5-6]。图 4[7] 发明公开了轴向电机的模块化金属橡胶铁芯、制备方法及制备模具，主要涉及电机铁芯设计与制造技术领域；轴向电机的模块化金属橡胶铁芯，包括中层铁芯以及设置于中层铁芯的两端的外层铁芯，所述外层铁芯、中层铁芯均采用金属橡胶材质，所述外层铁芯与中层铁芯的材质不同；本发明能够缓冲电机运转产生的振动，减少噪音传播，降低铁损，保障电机可靠运行，提高运行效率；且结构简单，对设备要求低，大大降低了制造难度和成本，制备工艺简便，能够有效缩短生产周期，提高生产效率，进而降低生产成本。严[8]通过仿真结果表明在电机机壳表面添加铝制散热翅片结构，可以在自然风冷系统中有效提高散热效率。蔡[9]等人设计了一种带有加强筋的转子轴向通风方案，该结构能够有效增大转子侧壁面的对流换热系数，从而增强转子区域的散热效果，实现电机温升的降低。朱[10]进一步研究了通气孔尺寸及数量对冷却效果的影响，确定了满足电机温升控制要求的合理参数范围，为工程应用提供了设计指导。近年来，多孔金属材料由于具有低密度、高比表面积以及优异的热传递性能，在新能源汽车热管理领域受到广泛关注。多孔结构能够通过增大换热面积和对流换热系数，提高了换热性能[11]。这一解决方案显著增加了结构和制造工艺的复杂性，并可能影响电机的轴向装配精度。图 3[12]是一种具备防电磁辐射和散热功能的电机外壳，包括散热外壳和辐射防护罩；所述散热外壳外壁周向间隔设置有多个凹槽，每个所述凹槽内均可拆卸插接有金属橡胶块，所述散热外壳内壁设有导热硅脂涂层；所述辐射防护罩可拆卸套设

于所述散热外壳外部，所述辐射防护罩包括钢板层，所述钢板层内部设有电磁防护涂层，所述电磁防护涂层内部设有防静电涂层。本实用新型的具备防电磁辐射和散热功能的电机外壳，通过金属橡胶块将电机运转产生的热量散发出去，散热效果好，并且结构简单，成本较低，相对于水冷或风冷结构适用性较强；同时设置了可拆卸的辐射防护罩，能够对电机运转过程中产生的电磁辐射进行防护。相对于水冷或风冷结构适用性较强；同时设置了可拆卸的辐射防护罩，能够对电机运转过程中产生的电磁辐射进行防护。

其内部热传递过程具有明显的结构依赖性，其散热性能受到金属丝骨架导热、丝间接触传热以及孔隙区域空气换热等多种机制共同影响。其中，孔隙率作为表征金属橡胶内部结构特征的重要参数，不仅决定材料密度和金属丝分布状态，同时影响有效导热路径数量、真实接触面积以及内部空气流动空间。传统的橡胶阻尼器无法满足采矿卡车等大型专用车辆日益严格的性能要求。它们在高温下易老化，在低温下易变脆，这限制了它们的工程性能[13] 。因此，孔隙率变化会直接影响金属橡胶整体热扩散能力和瞬态冷却行为。然而， 目前关于金属橡胶研究主要集中于阻尼性能、力学响应以及疲劳特性等方面，对于其作为轻量化电机铁芯替代结构时的热传递规律研究仍相对不足，尤其缺少孔隙率与瞬态散热行为之间定量关系的研究。

基于此，本文面向车辆装备电动化条件下驱动电机轻量化与散热需求， 以金属橡胶孔隙率为关键结构参数，开展不同孔隙率试样的自然冷却实验，分析其瞬态温度响应及散热规律，并结合多孔结构传热机理探讨孔隙率对轻量化与散热性能的影响。研究结果可为金属橡胶轻量化电机铁芯的结构设计及热管理应用提供参考。

2 影响金属橡胶散热的机理

金属橡胶作为一种多孔金属材料，其内部由金属丝骨架与孔隙空间共同构成，复杂的结构特征使其传热过程区别于传统致密材料。孔隙率不仅影响金属丝之间的接触状态和导热路径，同时也改变内部有效换热面积及空气流动空间。因此，分析金属橡胶结构特征及传热机理是揭示其散热规律、建立热响应预测模型的基础。本章首先介绍金属橡胶结构特点及研究流程，随后分析孔隙率对传热过程和有效换热面积的影响。

2.1 孔隙率对真实换热面积的影响机制

金属橡胶由连续缠绕的金属丝经压缩成型形成复杂多孔网络结构，其内部存在大量不规则孔隙和金属丝交错区域。 由于金属丝空间分布具有随机性，不同区域的孔隙尺度、金属丝暴露程度以及与周围空气的接触状态存在明显差异，从而导致局部换热能力不同。因此，有必要从金属丝结构特征和空气换热过程出发，分析金属橡胶内部热量传递规律。

如图 5 所示，金属橡胶内部热量传递主要受金属丝导热和空气换热过程共同影响。其中，金属丝作为主要导热骨架，承担热量在结构内部的传递作用； 同时，金属丝表面与孔隙空气之间通过对流换热实现热量向外扩散。

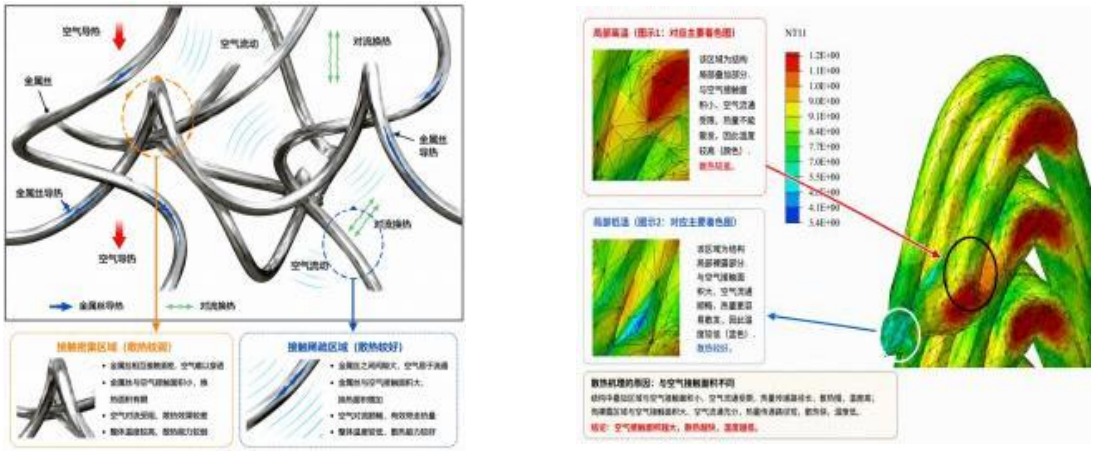


图 5　金属丝空间结构及有效换热原理示意图

由于金属橡胶内部金属丝相互缠绕、接触和叠加，不同区域的有效换热面积存在差异。在金属丝接触密集区域，丝间间隙较小，空气流动受到限制，同时部分金属丝表面被遮挡，与空气接触面

积降低，导致热量交换能力减弱；而在金属丝分布较为疏松区域，孔隙空间增大，空气流通更加充分，金属丝表面暴露面积增加，有利于热量向周围空气传递。

因此，金属橡胶的散热性能不仅受孔隙率影响，还与金属丝空间分布及有效空气接触面积密切相关。随着孔隙结构变化，金属丝表面参与换热的有效区域发生改变，进而影响整体热响应过程。

为进一步验证金属橡胶内部结构特征对散热行为的影响，建立金属丝缠绕结构局部传热模型，对不同区域的温度分布进行分析。 由于金属橡胶内部金属丝存在随机交叠和接触现象，局部区域的热传递路径以及与周围空气的换热条件存在明显差异，因此采用数值模拟方法对金属丝接触区域与非接触区域的热响应特征进行对比研究。

如图 5 所示，金属橡胶内部温度分布具有明显的空间不均匀性。在金属丝相互接触和叠加区域，由于多根金属丝形成局部密集结构，空气可流通空间减小，同时部分金属丝表面被相邻丝材遮挡，使其与空气之间的有效接触面积降低，热量主要沿金属丝接触路径传递，导致局部温度较高，散热能力相对较弱。

在金属丝分布较为疏松的区域，结构间隙较大，金属丝表面暴露程度提高，与周围空气的接触面积增加，空气换热更加充分，因此表现出较低的局部温度和更快的热量扩散能力。

由此可见，金属橡胶的散热性能不仅取决于宏观孔隙率，还受金属丝空间分布、接触状态以及有效空气接触面积的共同影响。其中，真实空气接触面积能够反映金属丝表面参与换热的有效程度，是连接孔隙结构参数与散热性能的重要结构表征参数。

2.2 金属橡胶孔隙率与有效换热面积关系模型

金属橡胶孔隙率：

$$\varepsilon=\frac{V_p}{V} \tag{1}$$

其中：V_p 孔隙体积； V 试样总体积。那么金属丝占据体积分数：

$$\varnothing = 1 - \varepsilon \tag{2}$$

假设金属丝直径为 d ，总长度为 L ，金属丝理论表面积：

$$s_0 = \pi dL \tag{3}$$

单位体积内：

$$a_0 = \frac{\pi dL}{V} \tag{4}$$

由于金属橡胶内部金属丝呈随机缠绕和非规则排列状态，随着孔隙率降低，单位体积内金属丝含量增加，金属丝之间的交叉、接触及叠加程度随之提高，使部分金属丝表面受到遮挡，实际参与空气换热的有效面积低于理论表面积。因此，引入孔隙率相关的有效面积修正系数，对金属丝理论表面积进行修正。

$$\eta(\varepsilon) = 1 - \lambda(1-\varepsilon)^{n} \tag{5}$$

则：

$$s_{eff} = \eta(\varepsilon) A_0 \tag{6}$$

联立（5）和（6） ，最后得出金属橡胶孔隙率与有效换热面积关系模型：

$$s_{eff} = S_0 [1 - \lambda(1-\varepsilon)^{n}] \tag{7}$$

式中：S_{ef} 金属橡胶有效空气接触面积（m2）；S_0 金属丝完全暴露状态下的理论表面积（m2）；ε金属橡胶孔隙率；λ金属丝接触遮挡系数，用于表征金属丝相互接触、交叠对有效换热面积的影响；n 结构影响指数，用于描述孔隙率变化对有效换热面积的非线性影响。

从结构轻量化角度看，孔隙率增大意味着单位体积内金属丝所占比例降低，在试样外形尺寸保持不变的情况下，可直接降低金属材料用量及结构质量。因此，孔隙率既是表征金属橡胶内部孔隙结构的重要参数，也是影响其轻量化程度的关键指标。从散热角度看，孔隙率变化进一步改变金属丝之间的接触、交叠程度以及表面暴露状态。较低孔隙率下金属丝排列相对密集，固体导热路径较多，但部分金属丝表面受到遮挡，孔隙空气流通空间受到限制； 随着孔隙率提高，金属丝含量降低、

孔隙空间增大，更多金属丝表面能够直接参与与周围空气的热交换。因此，孔隙率变化同时作用于结构质量、固体导热路径及空气换热过程，其综合作用决定金属橡胶的瞬态散热特性。对于轻量化电机铁芯应用，需要在减重、散热以及结构性能之间进行综合权衡。

3 基于孔隙率的金属橡胶电机铁芯样件瞬态散热实验

3.1 不同温度下条件下的实验组

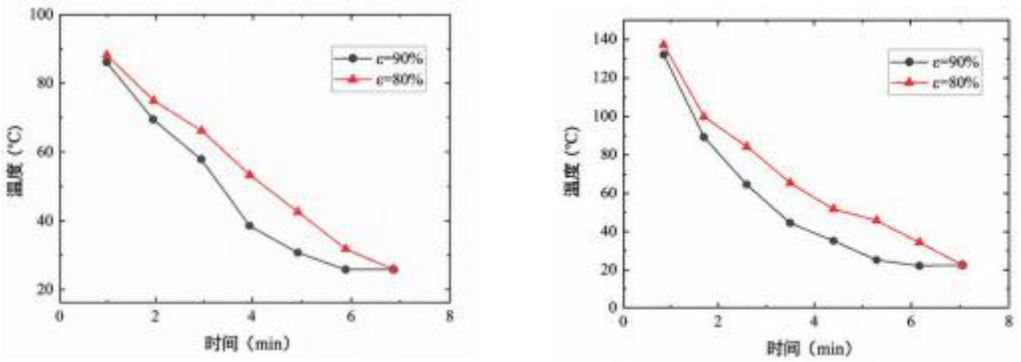
对于车辆装备电动化用驱动电机而言，铁芯结构不仅承担电磁能量转换功能，其质量和热响应特性也会影响电机整体轻量化水平及运行温度。传统铁芯主要采用硅钢片叠压形成致密结构，在保证结构强度和电磁性能的同时，单位体积内金属材料占比较高。金属橡胶则由连续金属丝缠绕、铺设并压制形成具有大量孔隙的网络结构，在保持相同外形尺寸的条件下，可通过改变孔隙率调节内部金属材料含量。因此，从结构组成角度来看，孔隙率提高能够降低单位体积内金属材料占比，为电机铁芯结构减重提供一定空间。

实验以孔隙率作为主要结构变量，通过制备不同孔隙率金属橡胶样件，在相同初始温度条件下进行加热与冷却测试，采集试样内部温度随时间的变化数据。实验整体流程包括样件制备、参数表征、加热处理、温度采集以及数据分析等步骤，具体流程如图 6 所示。



图 6　金属橡胶自然冷却实验流程图

依据采集的温度数据绘制温度－时间变化曲线，对不同孔隙率试样的冷却特性进行对比分析，结果如图 7(a) ，（b）所示。两组金属橡胶试样在自然冷却过程中温度均随时间增加而逐渐降低，整体呈现指数衰减特征，符合牛顿冷却规律。冷却初期由于试样与环境之间温差较大，散热速率较快；随着温度逐渐接近环境温度，温差减小，散热速率逐渐降低，冷却过程趋于平缓。



（a）120℃两种不同孔隙率金属橡胶散热变化曲线　　（b）200℃两种不同孔隙率金属橡胶散热变化曲线

图 7　金属橡胶件散热变化曲线图

3.2 多组孔隙率的散热实验组

为进一步分析孔隙率变化对金属橡胶瞬态散热行为的影响，对不同孔隙率条件下的温度衰减规律进行对比，如图 X 所示。各孔隙率条件下温度均随冷却时间增加呈明显的非线性下降趋势，且不同孔隙率之间表现出较为明显的冷却速率差异。

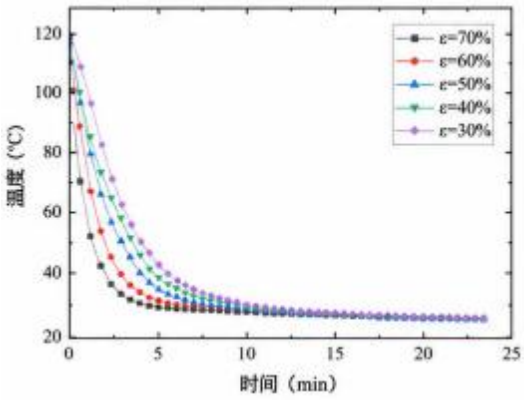


图 8　不同孔隙率金属橡胶自然冷却过程温度响应曲线

由图 8 可知，在相同初始温度和环境条件下，孔隙率对金属橡胶的瞬态冷却过程具有明显影响。冷却初期各曲线下降较快，随后随着试样与环境温差逐渐减小，温度衰减速率降低并最终趋于稳定。随着孔隙率由 30%增大至 70% ，温度衰减速度整体呈加快趋势，其中ε=70%试样冷却最快，ε=30%试样冷却最慢。该变化规律表明，孔隙率增大后金属丝排列相对疏松，孔隙空间及金属丝表面暴露程度增加，有利于扩大金属丝与空气之间的有效换热区域，从而改善自然冷却条件。同时，孔隙率提高意味着单位体积内金属材料占比降低，因此从结构设计角度看，适当提高孔隙率具有兼顾轻量化与散热性能的潜力。

对比不同孔隙率试样可以发现，ε=90%试样的温度下降速度明显快于ε=80%试样，在相同冷却时间内其温度始终低于ε=90%试样。其主要原因在于ε=90%试样孔隙率较高， 内部孔隙空间更大，与空气接触面积增加，空气流动更加充分，有利于热量向外界环境传递，从而提高对流换热能力 。相反 ， ε=80%试样内部结构较为致密，金属丝接触点数量较多，虽然有利于形成连续导热通路，但空气流通受到一定限制，对流换热能力相对较弱，因此整体冷却速率低于ε=90%试样。为验证金属橡胶多孔结构对散热性能的影响， 以同体积实体铁块作为对照组，在相同初始温度和环境条件下开展自然冷却实验，对比分析不同结构试样的温度变化规律，结果如图 9 所示。

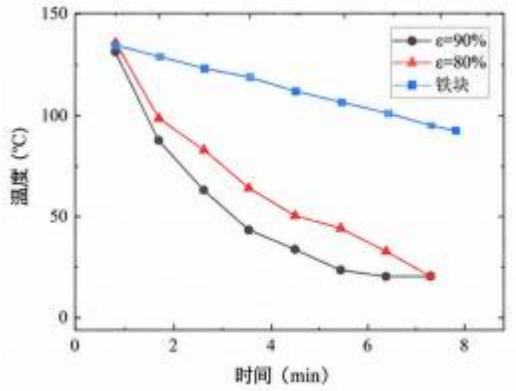


图 9　金属橡胶与同体积铁块自然冷却温度变化曲线图

金属橡胶试样与同体积实体铁块均呈现随时间增加温度逐渐降低的变化趋势，但金属橡胶试样的降温速度明显快于实体铁块。在相同冷却时间内，金属橡胶试样温度始终低于铁块温度，表明其具有更优异的散热性能。

其主要原因在于金属橡胶内部具有大量连通孔隙，能够显著增加金属丝与空气之间的真实接触

面积，同时为空气流动提供通道，强化自然对流换热过程；而实体铁块结构致密，换热主要集中于外表面，单位体积有效换热面积较小，因此散热速率相对较低。

在相同外形体积条件下，金属橡胶由于内部存在大量孔隙，其实际金属材料用量低于实体铁块，因此具有明显的结构减重特征。实验结果同时表明，材料用量降低并未导致自然冷却能力下降，反而由于多孔结构增加了金属丝与空气之间的有效换热界面，使试样表现出更快的温度衰减过程。这说明金属橡胶的轻量化并非简单通过减少材料获得，而是利用金属丝网络重新组织材料空间分布，在降低实体材料占比的同时形成有利于空气换热的多孔通道。从热管理角度看，这种结构特征使金属橡胶在同体积条件下兼具减重与强化散热的潜力，为其作为车辆装备电动化轻量化电机铁芯结构提供了实验层面的依据。

实验结果表明，孔隙率是影响金属橡胶散热性能的重要结构参数。适当提高孔隙率能够增强材料与空气之间的换热作用，提高散热效率，但过高孔隙率可能削弱材料的力学性能。因此，在实际工程应用中需要综合考虑散热性能与力学性能之间的平衡关系，确定合理的孔隙率范围。

为定量表征金属橡胶试样的散热特性，采用牛顿冷却定律对实验数据进行指数拟合。牛顿冷却定律认为，在自然对流条件下，物体散热速率与其自身温度和环境温度之间的温差成正比，其表达式为：

$$T(t) = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty})e^{-kt} \tag{8}$$

式中：$T(t)$ 为 t 时刻试样温度 (℃)

T_{∞} 为环境温度 (℃)

T_0 为试样初始温度 (℃)

k 为冷却系数（min^{-1}）

t 为冷却时间（min）

为进一步定量表征不同孔隙率金属橡胶试样的散热能力，采用牛顿冷却模型对实验数据进行指数拟合。通过拟合方程中的冷却系数 k 评价试样的散热速率，冷却系数越大，表明单位时间内温度下降越快，散热性能越好。将温度代入式（8）各试样温度衰减曲线的拟合结果如表 1 所示。

表 1　不同孔隙率金属橡胶试样冷却曲线拟合结果

工况	试样	冷却系数 (k) / min^{-1}	(R^2)
120℃	60M	0.441	0.955
120℃	80M	0.303	0.958
200℃	60M	0.493	0.997
200℃	80M	0.313	0.994

由表 1 可知，牛顿冷却模型能够较好地描述不同孔隙率金属橡胶试样的自然冷却过程，各工况下拟合决定系数 R^2 均大于 0.95 ，表明拟合结果具有较好的可靠性。在 120 ℃初始温度下，两组试样的冷却系数分别为 0.441 min^{-1}和 0.303 min^{-1}；在 200 ℃初始温度下分别为 0.493 min^{-1}和 0.313 min^{-1} 。高孔隙率试样在两种初始温度下均具有较大的冷却系数，与实验温度衰减曲线所反映的规律一致，进一步说明孔隙率增大有利于改善金属橡胶的自然散热性能。结合其金属材料体积分数随孔隙率增大而降低的结构特点，表明提高孔隙率在实现结构轻量化的同时具有改善散热性能的潜力，为金属橡胶轻量化电机铁芯的热管理设计提供了实验依据。

4 结论

（1）金属橡胶多孔结构的散热性能与金属丝空间分布、接触状态及有效空气接触面积密切相关。金属丝叠加密集区域由于表面遮挡和空气流通受限，局部散热能力较弱；金属丝分布疏松区域具有更大的空气接触面积和孔隙流通空间，有利于强化与周围空气的换热。与同体积实体铁块相比，金属橡胶试样表现出更快的温度衰减速率，表明其多孔结构能够有效改善自然冷却条件。

（2）孔隙率对金属橡胶瞬态散热性能具有明显影响。在 120 ℃和 200 ℃两种初始温度条件下，

高孔隙率试样均表现出更快的冷却速率；牛顿冷却模型拟合结果进一步表明，高孔隙率试样的冷却系数均高于低孔隙率试样，且拟合决定系数均达到 0.95 以上。综合其较低的金属材料体积分数及良好的散热特性，金属橡胶多孔结构在兼顾电机铁芯轻量化与热管理性能方面具有一定应用潜力，可为车辆装备电动化用轻量化电机铁芯的结构设计提供参考。

参考文献：

[1] Tang C., Yu Z., Liu Z., et al. Research Status and Development Trends of Thermal Management Technologies for Motors. Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering, 2024.

[2] Li X., Zhao X., Zhang Z., et al. Selecting cooling methods for electric motors. Applied Thermal Engineering, 2025, 274: 126554.

[3] Sun Y., Zhang S., Yuan W., et al. Applicability study of the potting material based thermal management strategy for permanent magnet synchronous motors. Applied Thermal Engineering, 2019.

[4] YANG Y, REN Z, SHENG L, 等。 Establishment of high-temperature fretting wear prediction model for metal rubber with complex helical network structure[J/OL]. Tribology International, 2023, 188: 108778.

[5] 谢颖, 范伊杰, 蔡蔚, 等. 油冷式扁线电机油路结构优化设计及温度场计算[J]. 电机与控制学报, 2023, 27(5): 37-45.

[6] 李进才, 李涵琪, 张卓然, 等. 航空油冷三级式无刷发电机流固耦合传热研究及散热优化[J]. 电工技术学报, 2024, 39(22): 7030-7044.

[7] 内蒙古工业大学。 轴向电机的模块化金属橡胶铁芯、制备方法及制备模具： 202510372474.7[P]. 2025-06- 10.

[8] Jang J H, Chiu H C, Yan W M, et al. Numerical study on electromagnetics and thermal cooling of a switched reluctance motor[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2015, 6(C): 16-27.

[9] 蔡蔚, 牛金花, 唐跃. 兆瓦级高速永磁电机新型转子冷却结构研究[J]. 电机与控制学报, 2024, 28(5): 38-47.

[10] Zhu G, Liu X, Li L, et al. Cooling System Design of a High Speed PMSM Based on a Coupled Fluidic-Thermal Model[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2019, 29(2): 1-5.

[11] ZHANG X, HUI S, LI J, 等。 Novel Hybrid Cooling Design and Temperature Field Study of Axial

[12] 内蒙古工业大学。 一种具备防电磁辐射和散热功能的电机外壳： 202223532318.3[P]. 2023-06-09.

[13] 郝慧荣, 王佳苇, 赵文超, 等. 基于相对密度力学预测模型的大载荷金属橡胶构件试制（英文）[J]. 稀有金属材料与工程, 2025, 54(3): 604-611.

车用电动化装备金属橡胶替代传统铁芯的轻量化与损耗边界研究

郝慧荣[1,2,3]，秦麒栋[1,2]，陶帅[4]，曹凤利[5]，宋彬[5]，戴志广[6]

（1. 内蒙古工业大学 能源与动力工程学院 呼和浩特市 010051；2. 内蒙古工业大学 内蒙古自治区新能源与储能技术重点实验室 呼和浩特市 010051；3. 内蒙古自治区新能源与储能技术重点实验室 内蒙古自治区呼和浩特市 010051；4. 中国人民解放军 63936 部队 北京 102202；5. 陆军工程大学 石家庄 050003；6. 武警指挥学院 天津 300250）

摘　要：针对车用电动化装备传统铁芯质量大、损耗高等问题，采用铁磁金属橡胶铁芯（Ferromagnetic Metal Rubber Core, FMMRC）代替传统铁芯，研究孔隙率、频率及磁通方向对其电磁性能的影响。通过建立磁场传播与损耗模型并开展试验，分析孔隙率为 0.723～0.893 的试样在 50～300 Hz 下的励磁及损耗特性。结果表明：FMMRC 具有磁学各向异性；磁通密度和相对磁导率均随频率升高而降低。轴向磁通具有较强的导磁能力，径向磁通分布更稳定；降低孔隙率总体上有利于减小损耗。通过匹配孔隙结构与磁通方向调控材料的导磁和损耗性能，为车用电磁器件轻量化、低损耗及多功能集成提供参考。

关键词：车用电磁器件；金属橡胶；孔隙率；电磁损耗

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

车用电动化装备中，电磁器件对能效与可靠性具有直接影响。传统铁芯材料虽然具备较高磁性能，但在集成结构与系统综合能耗方面常面临轻量化受限以及变频损耗控制困难。多孔结构磁性材料和磁性复合材料逐渐受到关注。研究表明，多孔结构能够有效破坏导电连续路径，从而抑制涡流的形成，显著降低电磁损耗[1]。同时，通过调控材料的孔隙率及微观结构参数，可以实现磁导率、损耗特性等电磁性能的可设计性[2]。

铁磁金属橡胶铁芯(FMMRC)是在传统铁芯材料基础上，将金属丝材料通过一定加工方式制备而成的一种新型功能材料，其具有独特的三维网络结构和可调控的相对密度[3]。金属橡胶内部由大量接触点和弯曲导电路径构成，使其在力学性能方面表现出良好的缓冲与阻尼特性。然而，目前关于金属橡胶材料的研究主要集中于力学性能，对其电磁性能的系统研究仍相对匮乏，尤其缺乏结构参数与电磁响应之间的定量关系及其作用机理分析[4]。对于金属橡胶材料研究方面，Zou[5]等通过建立空间电路模型、有限元分析及实验测试等方法，系统研究了金属橡胶铁芯的磁性能，发现金属橡胶的网状结构相较同体积的实体结构能够提升磁导率，但磁性能随相对密度的增大而衰减；Yang[6]等在新型的准零刚度（QZS）磁悬浮系统中采用金属橡胶-硅钢（MR-SS）混合磁芯，与传统电磁悬架相比，其磁通密度提高了 10%且具有更优的冲击吸收能力。此外，在实际电磁应用中，材料的宏观电磁性能不仅取决于基体材料本身，还与其微观结构及内部导磁路径密切相关。

基于上述背景，本文以金属橡胶多孔结构为研究对象，围绕其电磁性能及调控机理展开系统研究。通过调控金属橡胶螺旋结构和孔隙率等结构参数，构建不同结构特征的金属橡胶铁芯试样。搭建等效磁路测试平台对材料的励磁特性进行实验研究，重点探讨各向异性行为及低损耗形成机制。研究结果可为新型可设计电磁功能材料的开发提供理论依据和实验支撑。

1 FMMRC 等效模型及磁场传播

1.1 磁场传播理论

金属橡胶铁芯因其特殊的制备工艺使得在细观结构上具有交错连接的结构特征。在成型方向(z-方向)和非成型方向(x-方向或 y-方向)的螺旋卷排列存在差异。将金属橡胶内部的复杂网络视为多层圆环接触结构的叠加，基于金属橡胶铁芯内部均匀结构的假设，并采用分层叠加方法以简化分析计算模型如图 1 所示，分别对磁场作用在两个方向即圆环轴向和圆环径向进行磁场理论分析。

为简化理论推导，在不失物理本质的前提下，作如下基本假设：1）均匀化假设：金属橡胶内部

结构在宏观统计意义上呈均匀分布，孔隙与金属相的体积分数在空间上恒定；2）分层叠加假设：将整体铁芯沿厚度或径向离散为若干薄层，各层磁特性独立，整体特性由各层按串/并联方式叠加；3）圆环等效假设：将空间螺旋卷等效为多层水平放置的闭合圆环，圆环轴向为螺旋卷的主轴方向。

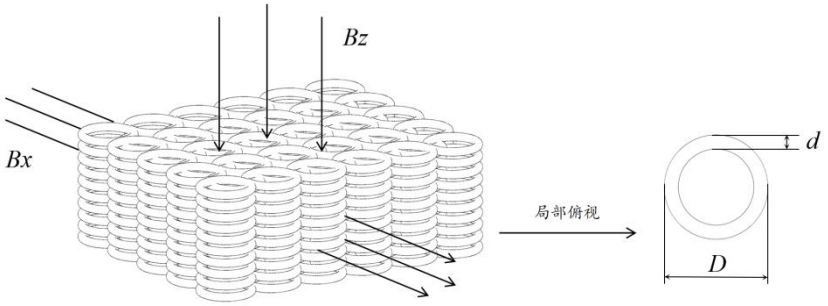


图 1　FMMR 单层内部螺旋卷结构

设总体积中孔隙所占体积分数为孔隙率φ（0<φ<1），则金属实体体积分数为 1-φ。金属材料绝对磁导率为$\mu_m = \mu_r \mu_0$，其中μ_r为金属相对磁导率，μ_0为真空磁导率。考虑到圆环接触点产生的磁通收缩效应，引入接触阻断系数β（0<β<1），表征圆环因接触点退化为气隙的长度占比，同时引入接触附加磁阻系数ψ（$\psi \geq 0$），表征串联磁路中接触点额外贡献的等效气隙长度分数。

当磁通方向平行于圆环轴向（即垂直于圆环盘面）时，金属相与孔隙相承受相同的磁压降，磁场强度相等（$H_m = H_0 = H$），磁路呈并联关系。首先考虑接触效应对金属相的退化作用，金属相内部因接触点形成串联退化，其等效绝对磁导率$\mu_{m,\text{eff}}$满足磁阻串联相加原则：

$$\mu_{m,\text{eff}} = \frac{1}{\frac{1-\beta}{\mu_m} + \frac{\beta}{\mu_0}} \tag{1}$$

将修正后的金属相与孔隙相并联，可得该方向有效绝对磁导率：

$$\mu_{\parallel} = (1-\varphi)\mu_{m,\text{eff}} + \varphi\mu_0 \tag{2}$$

在磁通密度分配方面，并联条件下金属相内部磁通密度为$B_m = \mu_{m,\text{eff}} H$，孔隙中磁通密度为$B_0 = \mu_0 H$，宏观平均磁通密度为二者体积加权之和，即：

$$B_{\parallel} = [(1-\varphi)\mu_{m,\text{eff}} + \varphi\mu_0]H \tag{3}$$

进一步定义金属相局部磁通密度强化因子ξ为金属丝内部磁通密度与宏观平均值的比值，可得：

$$\xi = \frac{B_m}{B_{\parallel}} = \frac{\mu_{m,\text{eff}}}{(1-\varphi)\mu_{m,\text{eff}} + \varphi\mu_0} > 1 \tag{4}$$

该因子表明在并联方向下金属丝内部磁通密度显著高于宏观平均值。

当磁通方向垂直于圆环轴向（即沿圆环盘面方向）时，磁通须依次交替穿过金属层、孔隙层及接触缺陷层，各段磁通量处处相等（$B_m = B_0 = B_{\perp} = B$），磁路呈串联关系。沿磁通方向，金属实体所占长度分数为 1−□，孔隙气隙所占长度为□，接触附加等效气隙长度为ψ。总磁阻为各段串联之和，由此得该方向有效绝对磁导率：

$$\mu_{\perp} = \frac{1}{\frac{1-\varphi}{\mu_m} + \frac{\varphi+\psi}{\mu_0}} \tag{5}$$

在磁通密度与磁压降分配方面，串联条件下金属段内磁场强度为H_m，孔隙及接触缺陷段内磁场强度为H_0。总磁动势平衡方程为：

$$H = H_m(1-\varphi) + H_0(\varphi+\psi) \tag{6}$$

同时满足本构关系$H_0 = \mu_r H_m$。联立以上两式，解得金属段实际承担的磁场强度为：

$$H_m = \frac{H}{1-\varphi+\mu_r(\varphi+\psi)} \tag{7}$$

将结果代入 $B=\mu_m H_m$，得宏观磁通密度：

$$B_\perp = \frac{\mu_m H}{1-\varphi+\mu_r(\varphi+\psi)} \tag{8}$$

由于 $\mu_r \gg 1$，显然有 $H_0 \gg H_m$，表明外施磁动势的绝大部分降落在极薄的孔隙与接触气隙层上，故垂直方向宏观导磁性能低于平行方向。

1.2 损耗理论模型

基于经典铁损模型，金属橡胶铁芯的铁损特性由螺旋几何参数（丝径 d、螺距 h、曲率半径 R、螺旋轴线与载荷方向的夹角α）及材料属性（电导率 σ、电阻率 ρ）共同决定。这些参数通过调控磁场分布、涡流路径及磁通方向分量，显著影响磁滞损耗与涡流损耗，进而决定铁芯的整体损耗行为。

1.2.1 磁滞损耗

磁滞损耗源于交变磁化过程中磁畴不可逆翻转所消耗的能量，其经典表达遵循 Steinmetz 经验公式，损耗密度与励磁频率及磁通密度幅值的幂次成正比。对于金属橡胶材料，由于两种方向下金属丝内部实际承受的磁通密度与宏观平均值存在不同程度的偏差，需分别进行修正处理。

在圆环面垂直于磁场方向时，金属相与孔隙呈并联磁路关系。此时金属丝内部的局部磁通密度显著高于宏观平均值，两者之间的比例关系由局部强化因子 ξ 表征。同时，接触阻断系数 β 使有效参与磁滞损耗的金属体积分数降低，故实际贡献体积为金属实体体积分数与阻断剩余比例的乘积。该方向下磁滞损耗密度的表达式为：

$$p_{h,\parallel} = (1-\varphi)(1-\beta)k_h f(\xi B_\parallel)^n \tag{9}$$

式中, $B_\parallel$.为该方向下的宏观磁通密度幅值。

在圆环面平行于磁场方向时，金属相与孔隙呈串联磁路关系，各段磁通密度处处相等。但该方向下退磁场效应十分显著，磁通被迫沿圆环切向穿过，曲率半径与螺距的共同作用使金属丝内部实际磁密低于宏观值，需引入退磁修正因子 $\eta_\perp$ 予以折减。该方向下磁滞损耗密度为：

$$p_{h,\perp} = (1-\varphi)k_h f(\eta_\perp B_\perp)^n \tag{10}$$

其中，$\eta_\perp = 1/[1+(d/2R)\cdot(h/2\pi R)\cdot\mu_r] < 1$，$B_\perp$ 为该方向的宏观磁通密度幅值。对比（9）、（10）可知，圆环面垂直于磁场方向时，由于局部强化效应（ ξ>1）使得磁滞损耗被放大，而圆环面平行于磁场方向时，因退磁折减（ $\eta_\perp$<1）使磁滞损耗相对降低。

1.2.2 涡流损耗

涡流损耗由交变磁场在金属导体内感应的环形电流流经电阻时产生的焦耳热引起。经典涡流损耗密度与丝径平方、磁通密度平方及频率平方成正比，与电阻率成反比。金属橡胶的多孔结构与接触状态使涡流路径与有效导电体积发生显著变化，需引入几何方向因子及接触调制因子进行修正。

在圆环面垂直于磁场方向时，涡流沿圆环环向流动，形成较为完整的闭合路径。涡流发展的充分程度由几何方向因子 $\lambda_\parallel = h^2/[(2\pi R)^2+h^2]$ 描述，该因子反映了螺距与曲率半径对涡流环完整性的综合影响。接触阻断系数 β 对涡流起抑制作用，因为接触点处的不连续性截断了涡流的环形通道，使涡流损耗降低，这一效应通过抑制因子 $1/(1+\beta)$ 体现。同时，多孔结构使有效导电体积分数降为 $1-\varphi$。该方向下涡流损耗密度为：

$$p_{e,\parallel} = (1-\varphi)\frac{\pi^2 d^2}{6\rho}\cdot\lambda_\parallel\cdot(\xi B_\parallel)^2 f^2\cdot\frac{1}{1+\beta} \tag{11}$$

在圆环面平行于磁场方向时，圆环面平行于磁场，涡流路径被接触点严重分割，难以形成完整环形通道。几何方向因子 $\lambda_\perp = (2\pi R)^2/[(2\pi R)^2+h^2]$ 表征该方向下涡流路径的几何完整度。与方向一相反，接触附加磁阻系数 ψ 在此方向上起增强作用——由于磁通在接触点附近被迫收缩，局部磁通密度骤增，导致涡流集中加剧，引入增强因子 $1+\psi$ 。该方向下涡流损耗密度为：

$$p_{e,\perp}=(1-\varphi)\frac{\pi^2 d^2}{6\rho}\cdot\lambda_{\perp}\cdot B_{\perp}^2 f^2\cdot(1+\psi) \tag{12}$$

两个方向涡流损耗的关键差异在于：圆环面垂直于磁场方向的涡流驱动磁密为强化后的（$\xi B_{\parallel}$）且受到接触抑制，而圆环面平行于磁场方向的涡流驱动磁密为宏观（$B_{\perp}$）且受到接触增强。通常前者的涡流损耗绝对值高于后者。

1.2.3 总损耗

将上述磁滞损耗、涡流损耗及附加异常损耗分别相加，即得到两种特征方向下单位体积金属橡胶铁芯的总损耗表达式。

圆环面垂直于磁场方向的总损耗为：

$$p_{\text{total},\parallel}=(1-\varphi)(1-\beta)k_h f(\xi B_{\parallel})^n+(1-\varphi)\frac{\pi^2 d^2}{6\rho}\cdot\frac{h^2}{(2\pi R)^2+h^2}\cdot(\xi B_{\parallel})^2 f^2\cdot\frac{1}{1+\beta} \tag{13}$$

圆环面平行于磁场方向的总损耗为：

$$p_{\text{total},\perp}=(1-\varphi)k_h f(\eta_{\perp}B_{\perp})^n+(1-\varphi)\frac{\pi^2 d^2}{6\rho}\cdot\frac{(2\pi R)^2}{(2\pi R)^2+h^2}\cdot B_{\perp}^2 f^2\cdot(1+\psi) \tag{14}$$

上述两式描述了金属橡胶铁芯在两种典型励磁方向下的损耗特性。在工程应用中，通常圆环面垂直于磁场方向因具有较高的磁导率而作为主磁通方向，但该方向的损耗密度高于圆环面平行于磁场方向。两个方向的损耗差异本质来源于磁路拓扑结构的区别，并联磁路使金属相充分承载磁通而损耗集中，串联磁路使磁通受限于气隙而损耗分散。该理论模型通过引入螺旋几何参数与材料属性，将损耗与制备工艺直接关联，为金属橡胶铁芯的材料选型、结构优化及热管理设计提供了计算参考。

2 FMMR 制备及电磁性能实验

2.1 FMMR 制备工艺

铁磁金属橡胶铁芯的制备工艺流程如图 2 所示，主要包括五个阶段：丝材选择、螺旋卷绕制与定螺距拉伸、毛坯制备、冲压成型及后处理。从电磁学角度来看，这五个步骤本质上是对铁芯电磁物理边界的逐级构筑过程。研究确立的关键工艺变量（编织工艺、孔隙率）在这五个主要工艺环节中得以实现并进行精确调控。金属橡胶的常用材料为镀锌铁丝，丝线直径范围 0.2~0.5mm 之间，实验中使用的金属线材直径为 0.4mm。

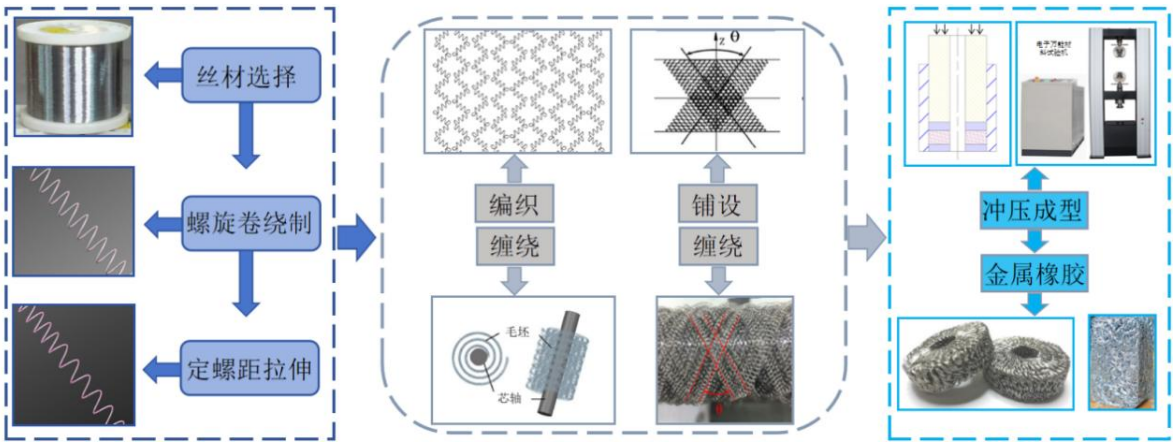


图 2　FMMR 制备工艺

针对金属橡胶铁芯的毛坯制备工艺，主要采用两种方式：其一，将螺旋卷交叉缠绕于芯轴上制成毛坯；其二，通过丝网编织工艺将螺旋卷按织网方式排列，待形成具有一定网络结构的毛坯后，再行层叠或卷制。在上述两种毛坯制备工艺后，经冲压成型后形成不同方向螺旋节圆结构的金属橡胶铁芯，如图 3 所示。



图 3　毛坯制备工艺

毛坯制备工艺中金属丝的使用量决定了金属橡胶铁芯的孔隙率，为了实现对不同孔隙率金属橡胶铁芯的制备，需要对目标孔隙率φ进行计算：

$$\varphi = \frac{V_0 - \frac{\pi d^2 l}{4}}{V_0} \tag{15}$$

将金属橡胶毛坯放入预先设计的冲压模具中，在一定压力下进行冷冲压成形。该实验制备了具有不同细观结构的金属橡胶，其中按照磁场方向与螺旋微元结构位置关系（平行或垂直）分为两组，每组制备了 5 个具有不同孔隙率（0.72-0.91）的铁磁金属橡胶铁芯。

2.2 电磁性能实验

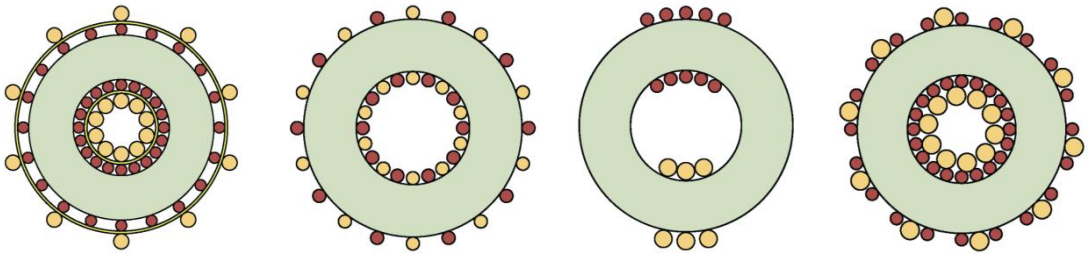
为了进一步探究金属橡胶铁芯的电磁性能，验证等效模型的合理性，实验搭建了金属橡胶铁芯电磁性能测试平台，并对不同结构参数下试样的磁场响应特性进行实验研究。通过在交变电流激励条件下测量金属橡胶铁芯的磁通密度、磁场强度等相关参数，分析其在不同激励条件和结构状态下的磁场变化规律，从而揭示不同制备工艺下金属橡胶对电磁性能影响机制。

通过冲压成型步骤后，获得两组具有共同尺寸参数的实验样品如表 1 所示。相较于同种材料的实心结构，金属橡胶材料在质量方面仅为其 10%~28.3%故在轻量化方面具有一定的优势。

表 1　实验样品参数

样品	孔隙率	质量/g	密度 g/cm^3
1	0.723	131.8	0.223
2	0.766	111.1	0.189
3	0.808	91.7	0.155
4	0.851	71.9	0.121
5	0.893	46.8	0.079

图 4 是四种常用的环形变压器绕组结构：（a）均匀密绕双层通过分层绕制实现紧密耦合和高效传能，但层间电容和绝缘压力较大；（b）均匀密绕单层工艺简单且分布电容小，适合高频但匝数受限、耦合较弱；（c）分绕绕组将初级、次级分成独立段绕于铁芯不同区域，能增强绝缘耐压、便于实现多电压输出，并有利于抑制共模噪声；（d）交错双层绕组则通过初次级交错排布显著减小漏感，却增加了设计难度和寄生电容。在实验中采用分绕结构，核心在于其对隔离电容的极致控制，同时分段设计降低了层间压差击穿风险，提升了高压可靠性，且模块化的分段绕制让多电压输出和检测更为便捷。



（a）均匀密绕双层结构　（b）均匀密绕单层结构　（c）分绕绕组结构　（d）交错双层绕组结构

图 4　环形变压器常用绕组结构[7]

通过测量初级侧的电流和次级侧的感生电压来推导磁性能。图 5 所示为铁磁金属橡胶铁芯磁性能测试实验平台。其中，励磁电源系统采用高精度可调频交变电流电源，可准确在 50-400 Hz 频率

区间连续调节并稳定输出恒定的交变磁场源；铁芯样品通过调整金属橡胶铁芯的制备工艺可制备不同孔隙率的铁芯样品，同时优化电磁耦合布局确保信号精准采集；数据采集与分析系统借助采样频率达 5 kHz 的功率分析仪及专业软件，实现电压、电流、功率等参数的实时同步采集与深度分析；辅助监测系统通过万用表、磁通计和红外测温仪，分别实时监测电源输出稳定性、铁芯磁通量变化及温度波动，避免环境因素对实验结果的干扰。

在实验过程中，依次将具有不同结构及孔隙率的铁磁金属橡胶铁芯接入励磁电源系统和数据采集回路。在保持环境条件恒定的前提下，每次实验均由低频向高频逐步递增（50~300Hz），在每个频率下稳定运行 5 分钟后开始数据采集，持续采集 2 分钟的有效数据。通过功率分析仪实时记录铁芯样品在空载状态下的有功功率损耗，即为铁损。为确保数据的准确性，每个样品在每个频率下重复测试 3 次，取平均值作为最终实验结果，以消除偶然误差对实验数据的影响，从而准确评估不同孔隙率金属橡胶铁芯在不同频率下的损耗特性。

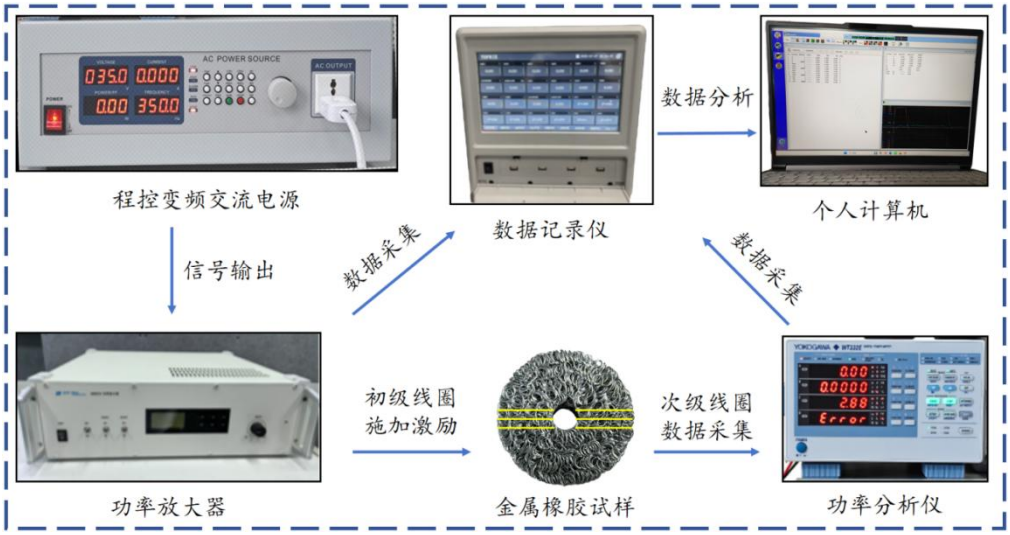
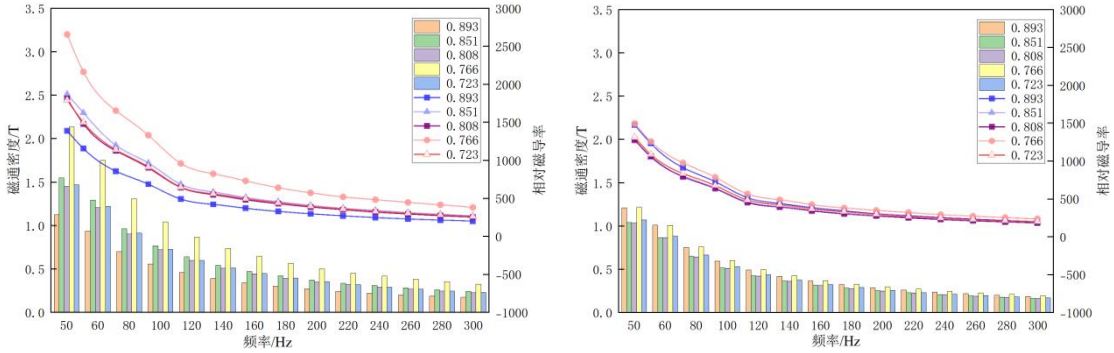


图 5　磁性能测试实验平台

3 结果分析

3.1 相对磁导率分析

通过设置不同磁场方向及孔隙率等对比实验变量，对结果开展针对性分析。如图 6 所示为两种工况（轴向磁通、径向磁通）下不同孔隙率的铁磁金属橡胶铁芯的磁通密度及相对磁导率。



（a）轴向磁通　　（b）径向磁通

图 6　两种工况相对磁导率及磁通密度

由图 6 可知，在轴向磁通和径向磁通工况下，磁通密度与相对磁导率均随频率升高而降低，其中 50Hz~120Hz 范围内下降较快，随后降幅逐渐减小，并在高频段趋于稳定。轴向磁通工况下，低频磁通密度约为 2.1~3.2T，磁通密度值随着材料孔隙率的降低在整体上呈现先增后减的趋势，其中孔隙率为 0.766 的实验样品有着较高的磁通密度，达到 2.13T；随着频率升高，各曲线逐渐收敛，在 300Hz 时稳定在约 1.1~1.2T，说明该材料的磁性能对频率和工况参数较为敏感。

径向磁通工况下，低频磁通密度约为 1.9~2.2T，整体低于轴向磁通，但各曲线分布更加集中，

至 300Hz 时收敛至约 1.05~1.1T，表现出较好的稳定性。两种工况下，相对磁导率均随频率增加而下降，且低频段工况差异较明显，高频段则逐渐减小，表明高频条件下材料的有效导磁能力受到涡流效应、磁滞效应及磁场响应滞后的影响。

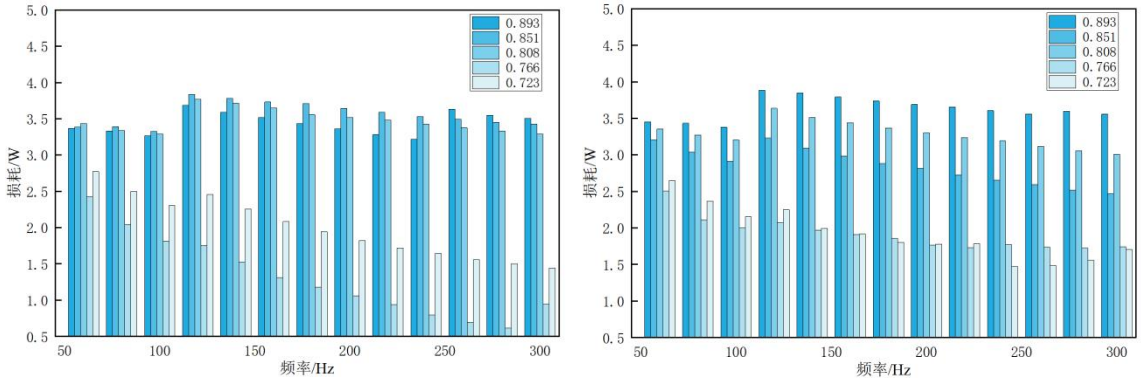
通过上述分析可知，轴向磁通工况具有更高的低频磁通密度和较强的磁通调制能力，但频率敏感性较强；径向磁通工况的磁通密度相对较低，但磁场分布更加均匀、运行稳定性更好。实际设计中应根据磁场强度、均匀性及高频损耗要求合理选择磁通方向，并分别关注轴向磁通下的局部饱和问题和径向磁通下的磁路利用率。

3.2 损耗分析

为揭示铁磁金属橡胶铁芯在不同磁场作用下的能量损耗特性，实验对比分析了轴向磁通与径向磁通工况下损耗随频率及孔隙率的变化规律如图 7 所示。通过考察不同孔隙率试样在各频率条件下的损耗差异，可进一步明确磁通方向、孔隙结构与工作频率对材料损耗的影响，为金属橡胶材料的参数优化及低损耗设计提供依据。

由图 7 可知，在轴向磁通和径向磁通两种工况下，金属橡胶材料的损耗均受频率与孔隙率共同影响，但二者呈现出不同的变化特征。在轴向磁通工况下，孔隙率为 0.893、0.851 和 0.808 时，损耗整体保持在 3.2～3.8 W，其中低频段略有波动，约在 120 Hz 附近达到较高水平，随后随频率升高缓慢下降；孔隙率降低至 0.766 和 0.723 后，损耗明显减小，并随频率增加总体呈下降趋势，其中孔隙率为 0.723 时降幅最为显著，损耗由低频时 2.4 W 降至 300 Hz 时 0.9 W。

径向磁通工况下，孔隙率为 0.893 时损耗始终较高，为 3.4～3.9 W，并在 120 Hz 附近达到峰值后缓慢降低；孔隙率为 0.851 和 0.808 时，损耗随频率升高总体呈下降趋势，且孔隙率越低，下降幅度越明显；当孔隙率为 0.766 和 0.723 时，损耗集中在 1.5～2.7 W，并在高频段逐渐趋于稳定。对比两种磁通方向可知，高孔隙率条件下两种工况的损耗差异较小，而在中、低孔隙率条件下，径向磁通的损耗通常高于轴向磁通，尤其在高频区域更为明显。



（a）轴向磁通　　（b）径向磁通

图 7　两种工况下的损耗

根据上述分析可知，提高孔隙率会增大材料损耗，且孔隙率对损耗的影响强于频率；轴向磁通条件下低孔隙率材料的损耗随频率升高衰减更明显，而径向磁通条件下损耗分布相对平缓。这表明材料内部金属丝接触网络、磁通传递路径及界面摩擦状态会随孔隙率和磁通方向发生变化，在实际应用中可通过降低孔隙率并合理选择磁通方向来抑制能量损耗，其中高频运行时采用低孔隙率材料及轴向磁通形式更有利于降低系统损耗。

4 结论

本文面向车用电动化装备轻量化、低损耗及高可靠性需求，以铁磁金属橡胶铁芯为研究对象，分析了孔隙率、工作频率与磁通方向对其电磁性能的影响，主要结论如下：

（1）铁磁金属橡胶内部螺旋结构及金属丝接触网络使材料呈现明显的磁学各向异性，其导磁与损耗特性可通过孔隙率和磁通方向进行调控，为车用电机、电磁执行器及电磁减振器等器件的铁芯轻量化设计提供了新的材料方案。

（2）在 50~300Hz 范围内，两种磁通工况下的磁通密度和相对磁导率均随频率升高而降低，并在高频段逐渐趋于稳定。轴向磁通工况具有更高的低频磁通密度和更强的磁通传递能力，适用于对电磁输出能力要求较高的车用器件；径向磁通工况的磁场分布更加稳定，可为强调磁场均匀性和运行平稳性的器件提供参考。

（3）铁芯损耗受孔隙率、频率和磁通方向共同影响，降低孔隙率总体上有利于减小损耗。中、低孔隙率条件下，轴向磁通工况在高频区域表现出更低的损耗，说明合理匹配孔隙结构与磁路方向，可改善车用电磁器件在变频、频繁启停和动态载荷条件下的能效表现。

（4）综合来看，铁磁金属橡胶兼具可设计的电磁性能以及良好的缓冲、阻尼和轻量化潜力，能够在承担导磁功能的同时提高器件对振动冲击的适应能力，具备替代部分传统铁芯并应用于车用电磁器件的潜力。研究结果为车用电机、磁性元件及电磁执行机构等装备的轻量化、低损耗与多功能集成设计提供了理论依据。

参考文献：

[1] 黄晓莉.泡沫 Fe-Ni 电磁屏蔽材料的设计与屏蔽机理研究[D].哈尔滨工业大学,2009.

[2] Yan X, Hu M D, Liu J, et al.Compressible Metalized Soft Magnetic Sponges with Tailorable Electrical and Magnetic Properties[J].ChemNanoMat,2020,6(2):316-325.DOI:10.1002/cnma.201900646.

[3] 付海龙,李宏,艾士刚,等.铍铜/不锈钢丝混合的金属橡胶轻量化电极优化设计[J/OL].工程科学与技术,1-14[2026-08-17].https://link.cnki.net/urlid/51.1773.TB.20250327.1319.003.

[4] 任志英,方荣政,陈小超,等.基于虚拟制备的金属橡胶各向异性本构特性研究[J].机械工程学报,2021,57(24):211-222.

[5] Zou S, Zhang H, Hao H, et al.Analysis of magnetic properties of metal rubber core structure in electromagnetic field[J].Journal of Materials Science: Materials in Electronics,2025,36(3):208-208. DOI:10.1007/S10854-025-14233-Z.

[6] Yang Zhanyu, Zhang Huijie, Hao Huirong, et al.Design and Performance of a Quasi-Zero-Stiffness Magnetic Suspension with a Metal Rubber-Silicon Steel Hybrid Core[J].International Journal of Structural Stability and Dynamics,2025,DOI:10.1142/S0219455427500830.

[7] 惠琦,任小永,陈乾宏.采用环形变压器的小功率隔离型 DC-DC 变换器共模电磁干扰噪声建模与抑制[J].电工技术学报,2024,39(22):7126-7138.DOI:10.19595/j.cnki.1000-6753.tces.231709.

空地协同低空反制无人越野平台总体设计

郝慧荣[1,2,3]，李赛君[1,2,4]，陶帅[5]，宋彬[6]，曹凤利[6]，戴志广[7]

（1. 内蒙古工业大学能源与动力学院 内蒙古自治区 呼和浩特市 010051；2. 风能太阳能利用技术教育部重点实验室 内蒙古自治区 呼和浩特市 010051；3. 内蒙古自治区新能源与储能技术重点实验室 内蒙古自治区 呼和浩特市 010051；4. 内蒙古自治区高校可再生能源工程研究中心 内蒙古自治区 呼和浩特市 010051；5. 中国人民解放军 63936 部队，北京市 102202；6. 陆军工程大学，河北 石家庄市 050003；7. 武警指挥学院 天津市 300250；）

摘　要：近年局部武装冲突表明，低慢小无人机已成为野外及边境场景的重要低空威胁。针对固定式反制装备部署灵活性不足、空地侦察与处置协同不高、依赖外部网络等问题，提出一种模块化无人越野平台总体方案。平台集成高机动智能底盘、自主与离线导航、车载侦察无人机收放机构和定向电磁干扰装置，形成机动部署、空中侦察、目标确认、定向处置与回收撤离的任务闭环。设计分频段射频干扰架构与分级安全使能逻辑，建立无人机收放状态互锁机制，提出兼顾地形通行与任务约束的部署点优化方法，并完成行驶稳定性、供电匹配、信息时效性和故障容错校核。分析表明，平台具备良好的动力性与经济性、小空间转向和长时续航能力，可为同类机动式低空防御装备研制提供参考。

关键词：反制无人车；定向电磁干扰；侦察无人机；智能底盘

中图分类号：U469.3　　**文献标志码：**A

引言

低慢小无人机通常具有飞行高度低、飞行速度相对较慢、外形尺寸小和目标特征弱等特点，且任务使用灵活、起降场地要求低，给重点区域和临时任务区域的低空安全带来新的挑战。反无人机系统一般由探测、识别、跟踪、决策与处置等环节构成[1-2]。固定式系统适合长期设防，但在野外道路、复杂地形或任务点频繁变化的场景下，其覆盖方向、部署位置和能源保障容易受到限制，因此需要将侦察与处置能力部署到具备越野机动性的地面平台上。

移动机器人路径规划研究已形成 A*、D* Lite 和动态窗口等典型方法，可分别支持全局路径生成、环境变化下的重规划和局部避障[3-5]；无人机在地面车辆平台上的起降与回收也已有视觉引导、协同控制和移动平台降落等研究[6-9]。这些成果为单项功能提供了方法基础，但反制无人车还需要从整车层面统筹载荷布置、侦察信息传递、任务触发逻辑、空地链路协调及安全互锁。

针对上述系统集成问题，本文提出一种模块化无人越野车总体方案，构建移动部署到空中侦察，再到目标确认，然后进行定向响应，最后进行回收撤离任务闭环，并将任务部署约束、封闭式无人机收放与跨模块安全互锁纳入整车设计。下文论述整车总体设计及关键部件的组成与协同关系。

1 整车反制任务与总体设计

1.1 反制对象与作用方式

本车主要面向依赖卫星导航、遥控链路或图像传输链路的消费级及轻型多旋翼低慢小无人机。侦察无人机和车载摄像头用于发现目标、辅助判定目标方向及观察任务区域；任务管理单元对目标信息、车辆状态和人工授权进行汇总；定向电磁干扰装置在云台指向目标后，选择与目标主要链路相对应的频段进行受控辐射。其作用不是对目标实施物理毁伤，而是降低目标导航、遥控或图传链路的可用性，使其依据自身失效保护策略进入悬停、返航、降落或失去有效任务能力等状态。

不同无人机的通信体制、抗干扰能力和失效保护逻辑存在差异，整车依据目标链路特征确定任务边界。对于导航依赖型、遥控依赖型和图传依赖型小型无人机，分别面向典型导航、遥控和图传链路实施定向响应；自主视觉导航、强抗干扰链路、跳频扩频和预编程飞行目标超出单一电磁干扰

方式的有效作用范围，需采用侦察确认、链路分类和多手段协同的处置策略。本文围绕系统总体设计与任务组织展开，以目标链路特征作为反制方式选择和任务状态切换的依据。

1.2 整车组成与总体布置

整车由智能底盘、智能路径规划与自主与离线导航系统、无人机升降平台、侦察无人机、电磁干扰装置和任务管理单元组成，总体结构如图 1 所示。智能底盘承担越野行驶、整车承载、车载供电和到位停稳；导航系统根据任务点、道路与障碍信息生成可执行路线；升降平台在行驶阶段保护并固定侦察无人机，在任务阶段完成开启、升起、释放、承接和收纳；侦察无人机扩大空中观察范围；电磁干扰装置通过云台实现方向调整；任务管理单元负责状态汇总、任务授权和各模块顺序控制。

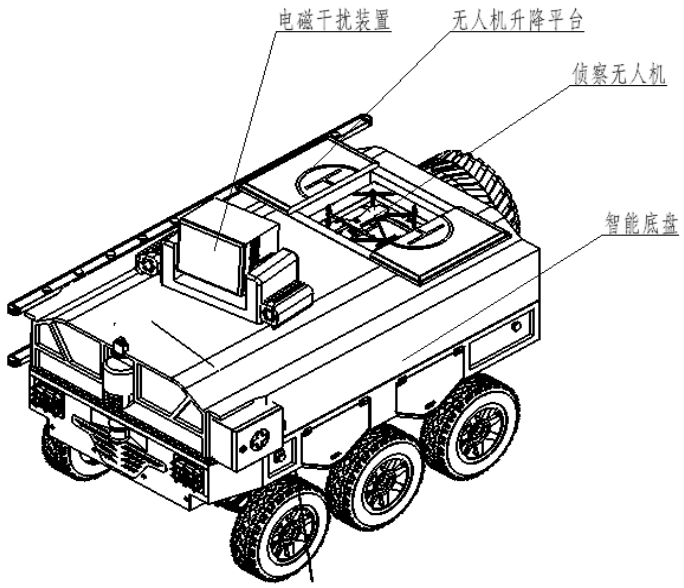


图 1　反制无人越野车总体结构

在空间布置上，底盘和车架构成移动承载区，供配电、车载控制器和通信设备集中在中部设备区，升降平台与电磁干扰装置分区设置在车体上部。较重设备靠近车辆中下部布置，以减小上装对行驶稳定性的影响；升降平台上方保留无人机起降净空；干扰装置的转动包络与无人机收纳舱盖、侦察无人机及车体附件保持间隔。机械、电气、通信和安全接口分别规定安装基准、供电保护、消息与状态以及急停互锁，使任务载荷可独立安装和维护。

1.3 侦察决策与反制任务流程

整车任务流程如图 2 所示。接收任务后，导航系统根据本地地图、任务区域和车辆通行约束生成路线，底盘自主行驶至预定部署点；当外部网络不可用时，系统依靠车载地图、定位与环境感知完成离线导航。车辆到位后先确认驻车、地面稳定性和上方净空，再打开无人机收纳舱盖并释放侦察无人机。侦察无人机发现疑似目标后回传图像、方位和运动趋势，任务管理单元结合车载摄像头信息完成目标确认和人工授权，随后控制云台对准目标、选择相应射频支路并启动定向响应。任务结束或互锁条件不满足时，装置停止工作，侦察无人机返航回收，各上装复位后车辆撤离。

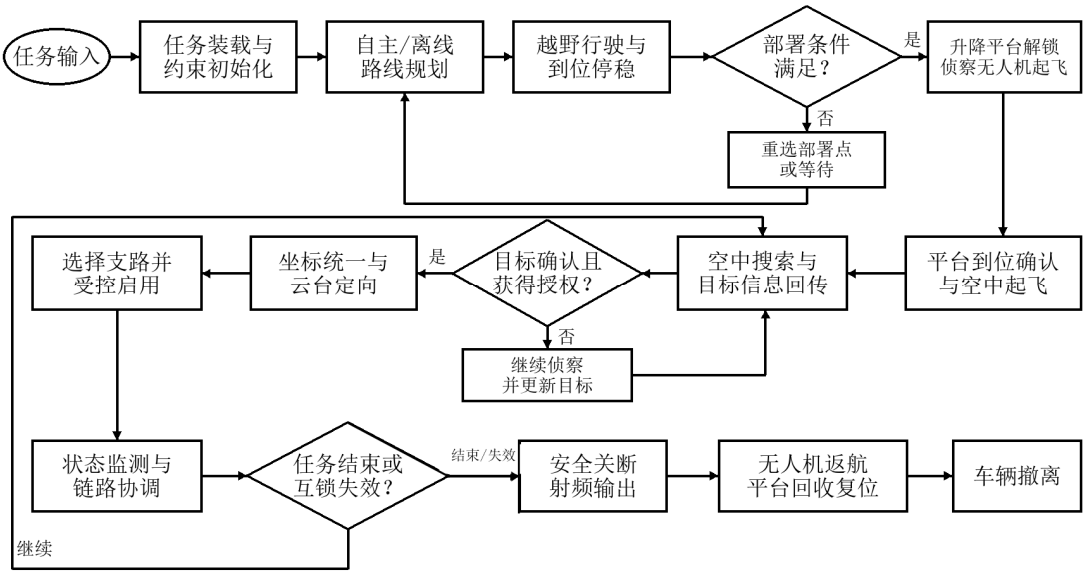


图 2　低慢小无人机侦察与反制任务流程

任务载荷的触发至少满足四项条件：车辆已经停稳并保持驻车；侦察信息能够支持目标确认和方向确定；任务已获得有效授权；升降平台、通信链路和干扰装置均无故障。侦察无人机通信链路与干扰支路之间采用频率隔离、时间协调和状态互锁，避免任务载荷影响己方空地通信。目标丢失、云台指向无效、反射功率异常、通信中断、车辆解除驻车或急停触发时，系统应立即关闭射频输出并进入安全状态。

2 关键反制与侦测部件设计

2.1 电磁干扰装置

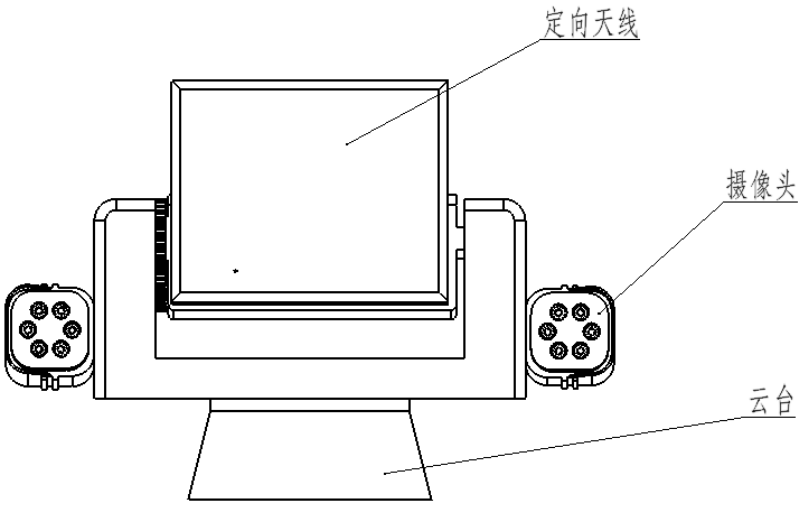


图 3　电磁干扰装置外部组成

电磁干扰装置外部由定向天线、双侧摄像头、云台和设备箱体组成，如图 3 所示。定向天线负责把射频能量集中到目标方向，云台完成方位与俯仰调整，摄像头用于辅助目标观察和指向校核。摄像头本身不承担无线电信号探测功能；目标链路类别应由侦察信息、任务先验或独立无线电探测信息确定，再由任务管理单元下发频段选择与启停指令。

装置内部采用电源、控制和射频三条功能链组织，如图 4 所示。电源链由车载直流输入开始，依次设置反接、过流和过压保护、输入电磁兼容滤波、隔离式直流变换及低噪声供电分支，为控制电路和功率放大电路分别供电。控制链通过隔离或差分式车载通信接口接收中央任务指令，由主控制器完成状态机、频段选择、云台控制、射频使能、故障检测和状态回传；车内较长距离通信不直接采用抗干扰能力较弱的裸露 TTL 电平链路。

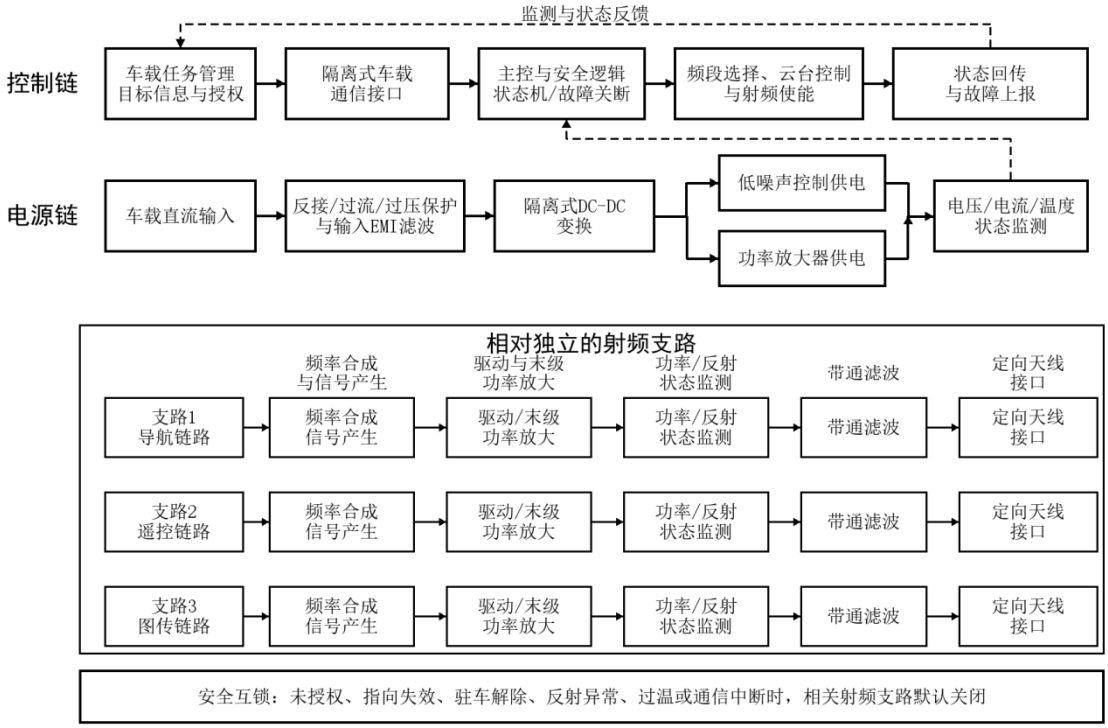


图 4　电磁干扰装置内部功能链

射频链按典型导航、遥控和图传频段设置相对独立的支路，每条支路均由频率合成与信号产生、驱动与末级放大、输出功率和反射状态监测、带通滤波以及定向天线接口组成。独立支路便于按目标链路选择工作频段，也有利于屏蔽、散热和单元维护。末级输出经滤波后送入共口径或集成式定向天线，避免无关频段能量进入空间。装置采用窄波束、受控指向的工作思路，具体波束宽度、输出功率和作用距离由天线参数、链路预算及法规约束共同确定，并纳入任务管理单元的频段、功率和指向控制。

为降低装置内部自激、杂散和信号失真，频率源、驱动放大、末级功放、控制电路和电源变换应分区布置，并通过屏蔽、接地、滤波和供电隔离控制相互耦合。安全控制采用中央授权，到目标锁定，再到射频使能的三级逻辑，输出功率、反射状态、温度和供电异常均进入保护判断；未获得授权、目标指向失效或装置状态异常时，射频支路保持关闭。

2.2 智能底盘及自主与离线导航

智能底盘既是各任务模块的承载平台，也是整车能源、通信和位置基准。底盘由越野行走机构、车架、驱动与转向执行机构、制动系统、车载控制器和设备舱组成，向上提供目标速度、转向、驻车、紧急制动和状态反馈等接口。导航系统与底盘执行层分离：导航系统输出路径和局部运动目标，底盘控制器完成轮端驱动、转向和制动，从而便于在不改变上层任务逻辑的情况下调整具体底盘结构。

本文以 6 轮 6 驱电动智能底盘样车为研究对象，样车采用差速与中心转向，实物如图 5 所示。多轮分布驱动能够提高复杂地形下的附着利用率与驱动冗余，差速与中心转向有利于减小回转空间；底盘外廓尺寸、质量、载荷、速度、续航及越野通过性等主要参数见表 1。



图 5　智能底盘样车实物

表 1　智能底盘主要技术参数

参数名称	参数值
外形尺寸	2.5 m×1.9 m×1.1 m
底盘质量	≤1400 kg
设计载重	≥600 kg，最高可达 1000 kg
驱动方式	6 轮 6 驱
转向方式	中心转向、差速转向
最大行驶速度	60 km/h
空载最大续航	5 h
最大越障高度	0.40 m
最大越壕宽度	0.60 m
最大爬坡角	≥30°（最大满载工况）
底盘最大离地间隙	0.35 m

为综合表征智能底盘在典型工况下的机动性能，图 6 按(a)、(b)、(c)和(d)的顺序分别给出了驱动力—行驶阻力、车速—续驶里程、转向半径—车轮转角和载荷—通过性极限关系。

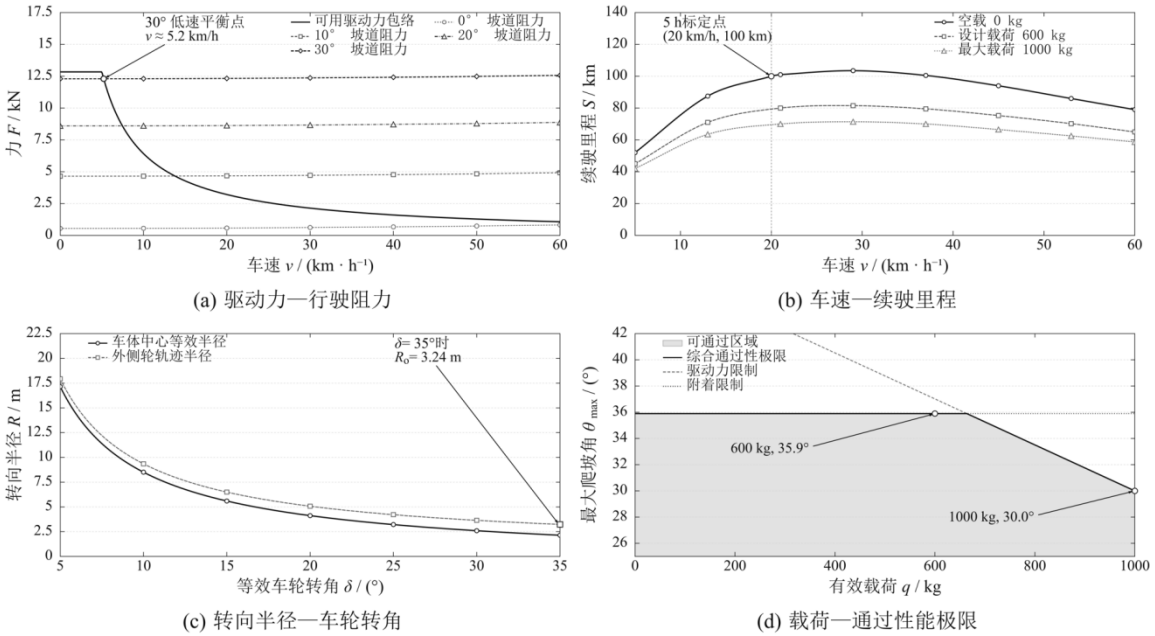


图 6　智能底盘关键性能曲线

图 6(a)表明，30°坡道工况与可用驱动力的低速平衡点约为 5.2 km/h；在 60 km/h 平路工况下，轮缘可用驱动力约 1.07 kN，相比计算行驶阻力仍保留约 20%的驱动力裕量。图 6 (b)显示续驶里程在约 30 km/h 附近达到较优水平；20 km/h 时，空载、600 kg 设计载荷和 1000 kg 最大载荷下的续驶里程分别为 100.0、79.2 和 69.6 km，空载 60 km/h 时仍可达到 78.9 km。

图 6(c)显示，车轮转角增大时转向半径非线性减小，35°等效转角下最大外侧轮轨迹半径为 3.24 m，体现出较好的狭窄区域机动能力。图 6 (d)表明，600 kg 设计载荷下最大爬坡角为 35.9°，载荷增至 1000 kg 时仍可保持 30.0°坡道通过能力。综合结果说明，该底盘兼具低速爬坡、高速巡航、续驶保障、小半径转向和载荷适应能力，相关性能边界可直接用于全局路径规划与局部运动约束。

自主导航按照地图与任务输入到多源定位，再到全局规划，然后进行局部避障，最后进行运动控制的层级运行。全局规划在道路、禁行区、坡度和通过性约束下生成任务路线；局部规划结合激光雷达、视觉或其他近距离感知信息对动态和临时障碍进行滚动避让，并将速度与转向指令发送给底盘。若原路线受阻，局部层先实施减速、停车或短距离绕行，仍不可通过时再把阻塞区域反馈给全局层重新规划。

离线导航强调在不依赖远程服务器和连续外部网络的条件下完成任务。车辆预先保存任务区域地图和路线约束，定位、规划、障碍处理与底盘控制均在车载计算单元内执行；在卫星定位质量下降时，可利用惯性测量、轮速里程计以及视觉或激光定位信息进行融合估计。部署点选择除考虑可达性外，还应满足地面停放稳定、车顶净空充足、无人机起降安全、目标方向遮挡较少和车辆具备撤离通道等条件，使导航结果直接服务于侦察与反制任务。

2.3 无人机升降平台与侦察无人机

无人机升降平台由无人机升降承载舱、无人机收纳舱盖、升降装置、无人机夹取装置和承载平台组成，侦察无人机收纳在无人机升降承载舱内部，结构关系如图 7 所示。收纳舱盖在行驶和非任务状态下隔离雨水、扬尘及外部碰撞；升降装置把无人机由无人机升降承载舱内部送至车顶上方；无人机夹取装置在车辆行驶和平台运动过程中限制无人机位移，并在起飞前解除约束。无人机升降承载舱作为独立上装单元与车架连接，便于检修升降、限位和夹取部件。

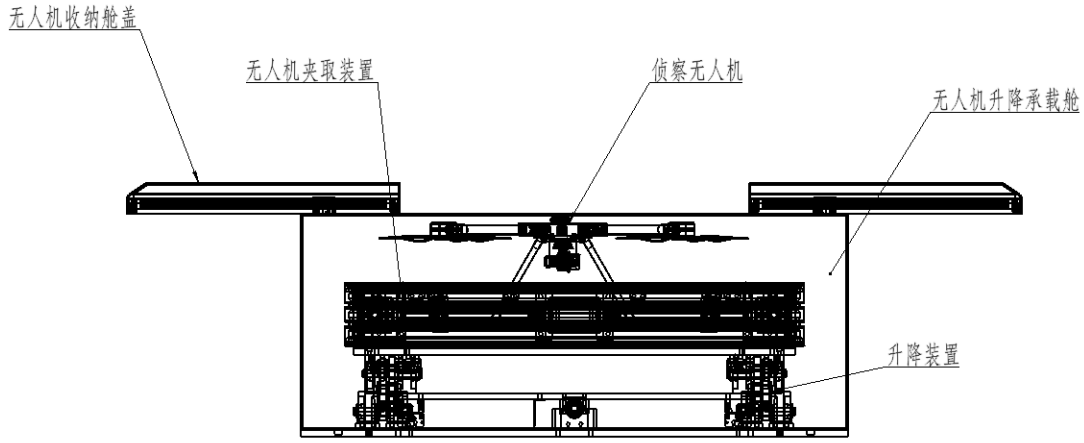


图 7　无人机升降平台与侦察无人机组成

平台工作顺序为：车辆到达部署点并停稳，任务管理单元确认驻车和上方净空后打开收纳舱盖；升降装置上升至释放位置并完成到位确认，无人机夹取装置解除约束，侦察无人机起飞；任务结束后，无人机返回平台上方并完成降落，无人机夹取装置重新固定，平台下降至无人机升降承载舱内部，收纳舱盖关闭并确认锁止。收纳舱盖、升降到位、夹取状态和车辆驻车信号共同构成顺序互锁，任一状态不满足时不进入下一动作。

侦察无人机承担任务区域俯视观察、疑似目标发现、目标方位与运动趋势估计以及环境信息回传。它为地面装置提供的是目标确认和指向依据，而不是直接替代无线电探测设备。为保证空地协同，侦察数据应带有时间信息并与车辆姿态、云台方位在同一任务坐标关系下管理；当干扰装置进

入工作状态时，任务管理单元根据己方链路频段和通信质量决定继续侦察、短时静默或先回收后响应，避免“边侦察边干扰”造成己方链路失效。

3 系统建模与工程校核

本节对部署点选择、车辆稳定性、供电匹配、信息时效和安全互锁进行建模，形成贯穿整车任务流程的设计约束。

3.1 部署点选择与路径代价

部署点过近会压缩观察和撤离余量，过远则增加观测误差及响应时间。设候选位置为p，将路线长度、地面横坡、目标方向遮挡和通信条件无量纲化，可构造部署代价函数

$$J(p) = w_d D(p) + w_s S(p) + w_o O(p) + w_c C(p) \tag{1}$$

式中：$D(p)$、$S(p)$、$O(p)$和$C(p)$为归一化路线长度、横坡风险、遮挡程度和通信不利度；各权重之和为 1。长距离转移侧重路线，山地部署侧重横坡，弱网运行提高通信项。在可行域Ω_f内取$J(p)$最小的位置作为部署点。

Ω_f要求车辆可达、驻车坡度合格、车顶净空充足，并具备起降和撤离条件。先剔除不可用位置再比较代价，可避免选到距离近却无法展开载荷的位置。

在全局规划中，节点n的评价除累计路程$g(n)$和启发项$h(n)$外，还应计入坡度、路面通过性和临时障碍代价，可写为

$$F(n) = g(n) + h(n) + \lambda_s C_s(n) + \lambda_r C_r(n) + \lambda_o C_o(n) \tag{2}$$

式中：$Cs(n)$、$Cr(n)$和$Co(n)$为坡度、路面和障碍代价，λ_s、λ_r和λ_o为相应系数。狭窄路段或定位质量下降时，提高风险项权重，使路线优先满足可停车、可回退。该代价可嵌入 A*或 D* Lite 框架[3-4]。

部署点确定后，规划器仍需结合局部地图更新路线。车辆接近目标区域时降低速度上限，并将驻车朝向、车顶净空和撤离通道作为终端约束；若定位置信度下降或前方通道被占用，则暂停前进并在原可行域内重新搜索。这样可以避免车辆虽然到达几何目标点，却因车身姿态、上方空间或回转半径不足而无法完成平台展开动作。

路线执行采用全局路径与局部轨迹分层处理。全局层负责保持任务方向和撤离连通性，局部层根据实时障碍、轮速和转向约束生成短时轨迹；两层之间以统一坐标系交换路径片段和车辆状态。当局部层连续无法生成可行轨迹时，不再反复向障碍区域尝试，而是返回全局层调整部署点或选择备用通道。

3.2 车辆稳定性与供电匹配

上部载荷展开会改变质心，布置校核分别考虑行驶、驻车展开和回收状态。采用准静态力矩模型，对轮距B、质心高度hg、横坡角φ的驻车工况，抗侧翻力矩裕度表示为

$$M_r = mg(\frac{B\cos\varphi}{2} - h_g \sin\varphi) \tag{3}$$

式中：m为整车质量，g为重力加速度。M_r大于 0 表示质心垂线仍在支承边界内，但还需为地面沉陷、阵风和接触冲击留出裕度。平台上升时倾角超限，应停止并回到低位。

供电设计同时考虑底盘驱动、计算通信、升降机构、云台和任务载荷的峰值。设电源侧功率为P_{src}，各分支功率为Pi、效率为ηi，预留功率为P_{src}，则应满足

$$P_{src} \geq \sum_{i=1}^{N} \frac{P_i}{\eta_i} + P_{res} \tag{4}$$

功率按最不利并发工况校核，并以顺序控制削减峰值叠加：车辆行驶时禁止平台升起，升降电机启动期间延后非关键载荷。电量应覆盖往返行驶、待机侦察、平台动作和安全撤离，并保留撤离余量；母线电压、电流、温度和支路故障均纳入任务判定。

整车用电按安全、运动和任务三类负载分级。急停、制动、任务管理和通信链路属于不可中断负载；底盘驱动与升降机构按照状态机互斥运行；云台和任务载荷在电量不足时依次限功率或关闭。

任务管理单元根据剩余电量、返程距离和地形阻力动态计算撤离下限，一旦低于下限即停止新的部署动作，并优先完成平台回收和车辆返航。

3.3 信息时效与安全互锁

侦察图像、无人机位姿、车辆姿态和云台角度的更新周期不同。任务管理单元以统一时钟记录采样时刻，完成时间对齐后再进行坐标变换。第 k 类信息的新鲜度条件为

$$\Delta t_k = t_{now} - t_k \le \tau_{k,max} \tag{5}$$

式中：t_{now}为决策时刻，t_k为时间戳，$\tau_{k,max}$为最大允许时延。过期数据不参与指向计算；目标方位突变且不符合运动约束时，退回目标确认状态。

任务使能采用正向授权和故障优先逻辑。设E_A、E_T、E_P和E_C表示授权、目标、驻车平台和通信条件有效，E_F表示安全故障，则输出允许量E_{RF}为

$$E_{RF} = E_A \wedge E_T \wedge E_P \wedge E_C \wedge \neg E_F \tag{6}$$

正常条件须同时成立，任一故障均优先关闭。急停、通信中断、目标丢失、云台偏差超限或装置异常时先撤销输出，再按平台位置保持、下降或等待处置。故障恢复后不自动重启。

任务控制采用待机、转移、部署、侦察、响应、回收和撤离等状态。每次状态转换均由任务授权、车辆姿态、平台位置、通信质量和剩余电量共同决定，状态未确认前不向下一环节下发动作。底盘、升降机构、无人机和云台的反馈由任务管理单元统一汇总，同一时刻只允许与当前状态相符的指令进入执行队列。

发生异常时，控制器按照影响范围进入相应降级状态。单个感知源失效时保留车辆低速撤离能力；外部网络不可用时继续使用车载地图和本地任务数据；平台位置状态未完成确认时锁止车辆运动并保持任务载荷关闭；供电或热状态超限时依次卸载非关键支路。所有恢复操作均需重新确认授权和设备状态，避免故障消失后直接恢复到中断前动作。

4 总结

本文提出面向低慢小无人机侦察与反制的模块化无人越野车总体方案，划分智能底盘、离线导航、无人机升降平台、侦察无人机、电磁干扰装置和任务管理单元，形成机动部署、空中侦察、目标确认、定向响应和回收撤离的闭环流程。车辆在路线可达、驻车稳定、起降净空、目标遮挡和撤离条件约束下执行任务，并以升降夹取和状态互锁规范动作顺序。

在此基础上，从路径风险、横坡稳定、整车供电、信息时效、安全互锁、任务调度和故障降级等方面完善整车设计。设计参数由车辆构型、任务边界和法规要求统一约束，保证模块配置、状态切换与安全裕度之间的一致性。基于样车已有边界参数反演得到轮缘连续功率下限 17.91 kW、35° 等效转角下 3.24 m 外侧轮轨迹半径，并量化了不同车速和载荷下的续驶及爬坡边界。由于电池、轮胎和部分几何参数仍采用公开假设或布置值，上述结果属于设计计算值，后续需通过道路续驶、转向圆、满载爬坡和软土通过试验完成标定。

参考文献：

[1] Wang J, Liu Y, Song H. Counter- unmanned aircraft system(s)(C- UAS): State of the art, challenges, and future trends[J]. IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine, 2021, 36(3): 4- 29. DOI:10.1109/MAES.2020.3015537.

[2] Park S, Kim H T, Lee S, et al. Survey on anti- drone systems: Components, designs, and challenges[J]. IEEE Access, 2021, 9: 42635- 42659. DOI:10.1109/ACCESS.2021.3065926.

[3] Hart P E, Nilsson N J, Raphael B. A formal basis for the heuristic determination of minimum cost paths[J]. IEEE Transactions on Systems Science and Cybernetics, 1968, 4(2): 100- 107. DOI:10.1109/TSSC.1968.300136.

[4] Koenig S, Likhachev M. D* Lite[C]//Proceedings of the Eighteenth National Conference on Artificial Intelligence. Menlo Park, CA: AAAI Press, 2002: 476- 483.

[5] Fox D, Burgard W, Thrun S. The dynamic window approach to collision avoidance[J]. IEEE Robotics & Automation Magazine, 1997, 4(1): 23- 33. DOI:10.1109/100.580977.

[6] Rabelo M F S, Brandão A S, Sarcinelli-Filho M. Landing a UAV on static or moving platforms using a formation controller[J]. IEEE Systems Journal, 2021, 15(1): 37-45. DOI:10.1109/JSYST.2020.2975139.

[7] Yang T, Ren Q, Zhang F B, et al. Hybrid camera array-based UAV auto-landing on moving UGV in GPS-denied environment[J]. Remote Sensing, 2018, 10(11): 1829. DOI:10.3390/rs10111829.

[8] Wang C, Wang J, Ma Z, et al. Integrated learning-based framework for autonomous quadrotor UAV landing on a collaborative moving UGV[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2024, 73(11): 16092-16107. DOI:10.1109/TVT.2024.3425755.

[9] Song L G, Lin H, Fu G H, et al. Design of air-ground cooperative landing platform and autonomous landing strategy[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2024, 238(8): 1425-1436. DOI:10.1177/09596518241237568.

[10] Adegohun F, Von Jouanne A, Phillips B, et al. High performance electric vehicle powertrain modeling, simulation and validation[J]. Energies, 2021, 14(5): 1493. DOI:10.3390/en14051493.

[11] Yun S, Lee J, Jang W, et al. Dynamic modeling and analysis of a driving passenger vehicle[J]. Applied Sciences, 2023, 13(10): 5903. DOI:10.3390/app13105903.

面向反制装置搭载的小型无人车悬架－车轮构型设计

郝慧荣[1,2,3]，张哲维[1,2]，陶帅[4]，宋彬[5]，曹风利[5]，戴志广[6]

（1. 内蒙古工业大学能源与动力工程学院 呼和浩特市 010051；2. 内蒙古工业大学内蒙古自治区新能源与储能技术重点实验室呼和浩特市 010051；3. 内蒙古自治区新能源与储能技术重点实验室 内蒙古自治区呼和浩特市 010051；4. 中国人民解放军 63936 部队；5. 陆军工程大学石家庄；6. 武警指挥学院天津）

摘　要：针对移动式反无人机系统对车载平台机动性与稳定性的双重需求，本文提出一种由斜向导向悬架与集成减振车轮构成的底盘组合结构。斜向导向悬架通过倾斜布置实现车轮导向与车身隔振，并利用其纵向分力对加速、制动等瞬态工况下的车身俯仰形成约束；集成减振车轮将弹性减振元件内置于轮端，提供辅助缓冲，同时通过连接轴向上偏置提高最小离地间隙，围绕该组合结构开展总体设计与力学建模，分析其空间布置与减振机理。旨在为小型无人车底盘在行驶平顺性与俯仰姿态稳定性的协同提供一种结构可行方案，为反制装备搭载的小型无人车底盘设计提供参考。

关键词：小型无人车底盘；斜向导向悬架；集成减振车轮

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

引言

随着无人机及其集群技术的快速发展，凭借其成本低、机动性强及协同能力高等特点，可执行监视、侦察和目标打击等任务，给地面目标安全防护带来了新的挑战[1]。反无人机系统的有效运行依赖于探测、通信及反制装置及时进入相应任务区域，而传统固定式反无人机系统在防护区域、威胁方向或任务位置发生变化时，容易受到部署位置和探测覆盖范围的限制。为提高反无人机装备的机动应对能力，可将相关装置集成于具备自主行驶能力的无人地面平台，构建能够快速部署和灵活转移的移动式反无人机系统。

作为无人地面平台实现机动通行、载荷承载和装备搭载的基础，底盘不仅需要满足复杂地形下的通过性和载荷要求，还应为车载反无人机装备提供相对稳定的安装基础。无人地面平台的运动学设计、动力学特性及复杂环境适应能力，是影响其任务能力的重要因素[2]。如图 1 所示赵正龙等[3]针对全金属弹簧网面车轮的试验表明，在轮端集成弹性承载结构可改善冲击接地特性，但其振动抑制能力仍有限。这一思路启发本文将弹性减振元件集成于车轮内部，在轮端形成辅助缓冲；但仅靠轮端结构难以全面抑制车身振动，还需悬架在传递路径上协同配合。

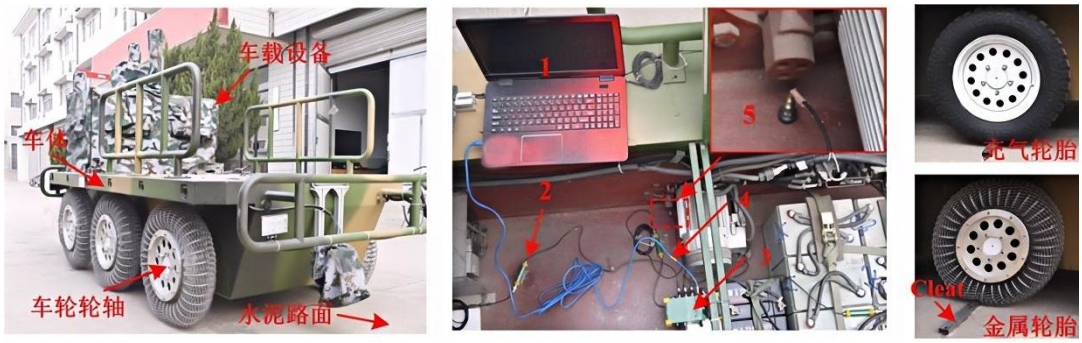


图 1　全金属弹簧网面车轮示意图

悬架承担着车架与轮端连接、路面激励隔离及车身运动约束等功能。车辆在碎石、坑洼、台阶和起伏等非结构化路面行驶时，路面不平度激励经轮胎、轮端和悬架传递至车架，可能引起车身及设备安装平台振动[4]。为缓冲路面冲击，悬架需要具备一定的垂向柔顺性；与此同时，在加速、制动及越障等瞬态工况下，还需对纵向载荷转移和车身俯仰运动形成必要约束。因此，如何协调复杂路面条件下的行驶平顺性与瞬态工况下的纵向姿态稳定性，是小型反无人机无人车悬架设计需要解决的问题。

考虑到小型反无人机无人车尺寸紧凑、任务载荷相对集中且底盘布置空间有限等特点[5]，本文提出一种由斜向导向悬架与轮胎内置弹性减振元件组成的协同底盘方案。斜向导向悬架通过优化轮端与车架之间的结构布置，压缩悬架的横向占用空间，为适度减小轮距及改善车辆在狭窄区域内的转向机动性提供结构条件，同时利用其布置形式对加速、制动等瞬态工况下的车身俯仰趋势进行约束。轮胎内置弹性减振元件作为辅助减振单元，用于在轮端初步缓冲路面不平引起的冲击并提高无人车通过性。本文围绕该底盘方案开展总体结构设计与力学建模，分析斜向导向悬架的空间布置和纵向姿态约束作用，以及轮胎内置弹性减振元件的辅助减振机理，为面向反无人机装备搭载的小型无人车底盘设计提供参考。

1 结构设计

针对小型反无人机无人车横向布置空间受限、路面冲击传递及复杂路面通过性不足等问题，设计由斜向导向悬架与集成减振车轮组成的组合构型。斜向导向悬架利用倾斜布置调整悬架构件的空间占用，在连接车架与车轮的同时承担主要承载、轮端导向和车身隔振功能；集成减振车轮将弹性元件布置于车轮内部，在路面输入端形成辅助缓冲，并通过连接轴相对于车轮几何中心的向上偏置提高悬架连接位置的离地高度，增大整车最小离地间隙、改善复杂路面通过性。两者通过车轮连接端与连接轴进行装配，形成兼顾空间布置、分级缓冲与车辆通过性的悬架—车轮组合结构。

1.1 斜向导向悬架结构与布置

斜向导向悬架主要由弹簧减振器、导向构件、车架连接端和车轮连接端组成，其结构布置如图 2 所示。弹簧减振器上端与车架连接，下端通过轮端连接构件与车轮相连；导向构件用于约束车轮相对于车架的运动，并将车轮所受载荷传递至车架。通过弹簧减振器与导向构件的组合，形成连接车架与车轮的斜向支撑结构。

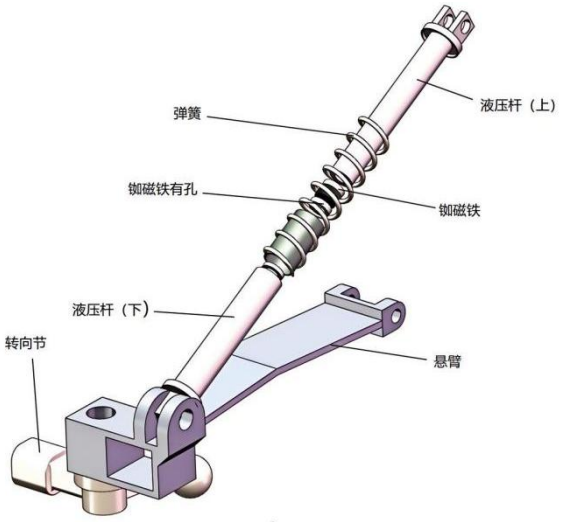


图 2　斜向导向悬架结构图

区别于沿车身垂向布置的形式，所设计弹簧减振器相对于车身垂向倾斜安装，其轴线在车身纵向—垂向平面内展开。该布置将减振器所需的安装长度分配至纵向和垂向空间，减少其在车轮内侧的横向占用，为控制整车轮距及转向轮偏转预留空间。导向构件与弹簧减振器共同构成近似三角形支撑形式，以满足车轮跳动过程中的导向和载荷传递要求。

悬架安装倾角及各连接点位置应根据车架高度、车轮跳动行程和减振器安装长度进行匹配。在保证弹簧减振器工作行程的前提下，应避免悬架构件在车轮跳动和转向过程中与车架、车轮及相邻部件发生运动干涉。与此同时，悬架倾角会改变减振器轴向变形与车轮垂向位移之间的关系，因此，其取值不能仅由空间布置决定，还需结合运动比、等效垂向刚度及载荷传递关系进行确定。

1.2 集成减震车轮结构设计

集成减振车轮主要由橡胶胎面、轮辋、轴承组件、连接轴、弹性减振块、弹性元件套筒、弹性减振环及锁紧结构组成，其整体结构如图 3 所示。橡胶胎面与轮辋构成车轮旋转部分，轮辋内侧与轴承外圈固定连接；轴承内圈加工形成下部半圆承载平台。连接轴末端设置半圆盘，并通过螺栓与连接轴刚性连接，形成与悬架相连的上部固定承载平台。连接轴末端半圆盘不参与轮辋旋转，且不

与轴承内圈直接接触，上下承载平台之间通过弹性元件建立承载连接，由此形成轮辋旋转部分与中心承载部分相分离的车轮构型。

弹性减振块嵌装于弹性元件套筒内，并通过对应孔位布置在轴承内圈下部半圆平台与连接轴末端半圆盘之间。锁紧结构沿弹性减振块轴向施加预压，使其在初始装配状态下与上下承载平台保持稳定接触。弹性减振环围绕连接轴与末端半圆盘的固定区域布置，并嵌置于上下承载平台之间的环形槽内。弹性减振块构成车轮内部径向载荷传递的主要弹性单元，弹性减振环用于吸收连接区域的局部冲击，形成辅助缓冲与结构保护。

连接轴轴线相对于车轮几何中心向上偏置，形成偏心距Δh。该布置一方面为上下承载平台及轮内弹性元件提供安装空间，另一方面使悬架连接位置高于车轮几何中心。在车轮外径保持不变的条件下，与连接轴相连的悬架和车架构件可获得更高的布置位置，从而增加车辆最小离地间隙，降低底部构件在沟槽、凸起及非铺装路面上发生接地干涉的可能性。轮辋外缘设置环形齿圈，并与驱动电机小齿轮直接啮合。驱动力经齿轮副传递至轮辋，使轮辋与轴承外圈共同旋转；连接轴及其末端半圆盘则相对于车架保持固定，从而实现旋转部分与承载连接部分的运动分离。该运动关系保证连接轴偏置后，轮辋仍能绕其几何中心稳定旋转，避免将车轮的几何偏置直接转化为轮辋的偏心滚动。

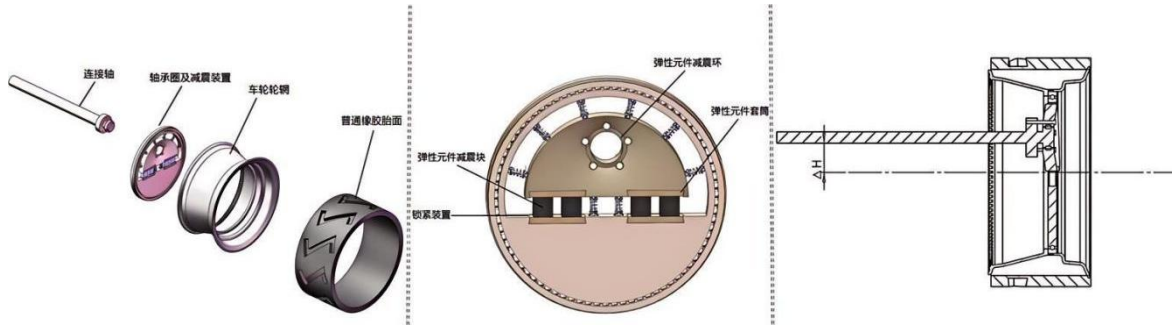


图 3　集成减震车轮结构图

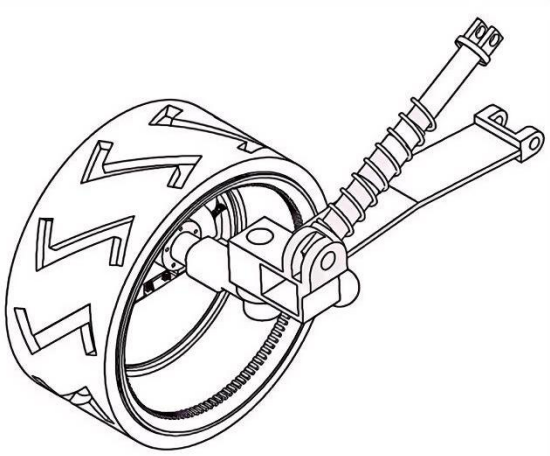


图 4　斜向导向悬架与集成减振车轮装配图

如图 4 所示，在底盘装配中，集成减振车轮通过连接轴与斜向导向悬架的车轮连接端相连，使轮内弹性元件布置在路面输入与主悬架之间。车轮承受径向载荷时，作用力依次经橡胶胎面、轮辋、轴承外圈、轴承内圈及下部半圆平台传递至弹性减振元件，再经上部固定承载平台和连接轴传递至斜向导向悬架及车架，形成连续的承载与缓冲路径。

2 力学特性分析

斜向布置改变了车轮垂向运动与减振器轴向变形之间的传递关系，并使减振器轴向作用力产生纵向与垂向分量。集成减振车轮则通过连接轴偏置改变底盘连接位置的几何高度，同时利用轮内弹性元件形成辅助减振。基于上述结构特征，分别对斜向导向悬架和集成减振车轮进行力学特性分析。

2.1 斜向导向悬架力学特性

在车身纵向—垂向平面内建立斜向导向悬架几何模型。如图 5 所示，以车架连接点 *A* 和车轮连

接点 B 为减振器两端，初始状态下两点的纵向距离和垂向距离分别为 a 和 b，减振器初始长度为 L_0，其轴线与车身垂向的夹角为α_0。根据几何关系，有：

$$L_0=\sqrt{a^2+b^2} \tag{2-1}$$

$$\alpha_0=\tan^{-1}\frac{a}{b} \tag{2-2}$$

其中，纵向偏置 a 决定减振器的倾斜程度，a 与 b 共同确定其安装长度。由此可根据车架和轮端连接点的位置完成减振器安装尺寸与倾角的匹配。

定义车轮相对车架向上运动为悬架压缩，车轮垂向位移记为 q，减振器轴向压缩量记为x_s。在平衡位置附近，安装倾角变化较小，车轮垂向位移在减振器轴线方向上的投影为：

$$x_s=q\cos\alpha_0 \tag{2-3}$$

因此，减振器的轴向工作行程并不等于车轮垂向跳动行程，而是由安装倾角控制其传递比例。倾角增大时，相同车轮跳动所引起的轴向压缩量减小，设计中需据此协调减振器允许行程与车轮跳动范围。

令减震器的轴向力为：

$$F_s=K_s(x_0+x_s)+c_s\dot{x}_s \tag{2-4}$$

由于减振器沿车辆前后方向倾斜，轴向作用力在车身纵向和垂向上的分量分别为

$$F_{sx}=F_s\sin\alpha_0 \tag{2-5}$$

$$F_{sz}=F_s\cos\alpha_0 \tag{2-6}$$

F_{sx}的正负由减振器前倾或后倾方向确定。垂向分量参与车身支撑和振动隔离，纵向分量则通过车架连接点向车身传递。两分量相对于车身质心具有不同力臂，因而共同影响车身俯仰力矩。

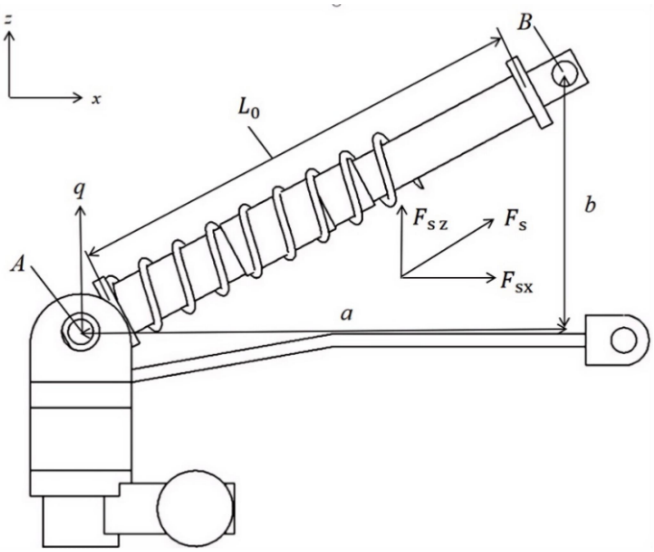


图 5　斜向导向悬架力分析图

在车身俯仰运动中，前后悬架（轮端）向车身输入的载荷可在俯仰方向等效为质心处的合俯仰力矩。取车身质心为转动基准，可得到车身俯仰运动的动力学方程为：

$$I_{yy}\ddot{\theta}=-a(f_{fl}+f_{fr})+b(f_{rl}+f_{rr}) \tag{2-7}$$

其中 a、b 表示前、后轴（相应作用点）到质心的几何力臂，f表示前、后轴侧悬架/轮端向车身的等效竖向作用量。进一步考虑斜向减振器布置时，连接点处减振器支路承担的轴向作用是沿减振器轴线的作用力在车身纵向—垂向平面内的分量。

设第 i 个减振器车架连接点相对车身质心坐标为（x_i，z_i），连接点上减振器支路的纵向、垂向分力分别为$F_{sx,i}$、$F_{sz,i}$，则对车身俯仰轴的力矩输入可表示为

$$M_{\theta,s}=\sum_i\left(z_iF_{sx,i}-x_iF_{sz,i}\right) \tag{2-8}$$

由斜向支路形成的力矩可知：将其轴向力在坐标系内分解为纵向与垂向投影后，再由连接点的空间位置将该分解结果转化为俯仰自由度上的力矩作用。由此，该支路俯仰力矩项与俯仰方程中“力臂—等效竖向作用量”所对应的力矩生成结构在形式上保持一致；更关键的是，斜向安装改变了分量投影系数，使得前后轴侧等效作用量在合成意义下的大小与符号发生重构，从而在加速/制动诱发的外部俯仰驱动力矩作用方向明确时，存在更有利于抵消俯仰趋势的可能。

由式（2-5）、（2-6）可知，斜向导向悬架的轴向力 F_s可分解为垂向分力F_{sz}与纵向分力 F_{sx}。垂向分力F_{sz}经悬架传递至车身，直接影响行驶平顺性，其值越小则路面冲击传递越少；纵向分力 F_{sx} 作用于车身纵向方向，为加速、制动及越障等瞬态工况提供俯仰约束，其值越大则俯仰抑制能力越强。

为观测不同安装角度范围分力的变化，取整备质量约 200 kg 的小型无人车为参考对象，单轮静载荷约 490N。悬架弹簧刚度取$K_s = 25N/mm$，减震器预压缩量取$x_0 = 30mm$，略大于静载以保留承载裕度。选取典型非铺装路面冲击工况$q = 30\text{mm}$，分别计算不同安装角度α_0下的垂向分力与纵向分力，结果如图 6 所示。

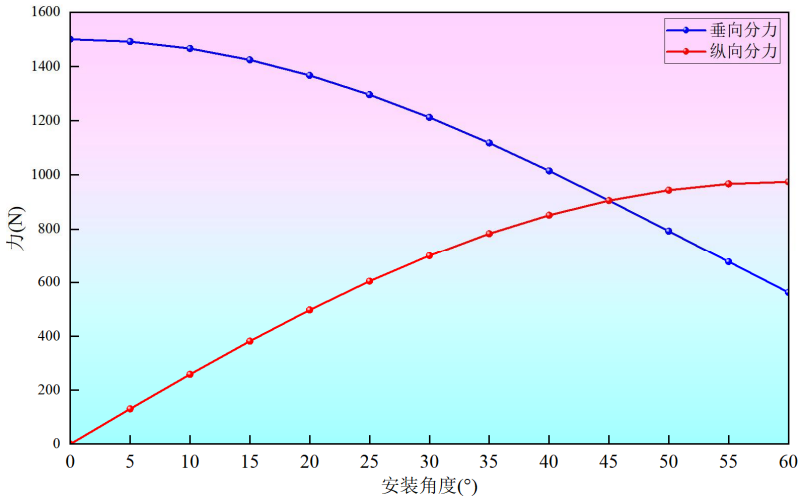


图 6　不同安装角度下分力图

由图 6 可知，垂向分力F_{sz}随安装角度α_0的增大呈单调递减趋势，由 0°时的 1500N 降至 60°时的 562.5N 降幅达 62.5%。这表明增大安装角度可有效降低路面冲击向车身的传递，有利于改善行驶平顺性。纵向分力F_{sx}则随 α_0增大呈单调递增趋势，由 0°时的 0 N 升至 60°时的 974.3N，说明斜置角度越大，俯仰约束能力越强。

然而，安装角度的选取并非越大越好，不能仅以图中两曲线的交点作为判据。垂向分力F_{sz}的持续下降虽有利于平顺性，但过低的垂向刚度意味着悬架偏频降低，车身在受到瞬态侧向或纵向载荷时位移响应增大，反而可能导致车身姿态失稳。对于轮式车辆而言，悬架的软硬程度在平顺性与操纵稳定性之间是一对固有矛盾——垂向刚度偏软有利于隔振，但会恶化载荷转移特性与转向响应；垂向刚度偏硬有利于操稳，却会牺牲平顺性。因此，安装角度的选择本质上是平顺性需求与操纵稳定性需求之间的权衡，需在两者之间寻求平衡。

2.2 集成减震车轮机理分析

在路面冲击作用下，轮胎内部的弹性元件减震块及其减震装置承担轮胎径向载荷的缓冲与能量耗散，其力学特性可等效为弹性项加阻尼项。因此，在等效变形量δ_t及其速度$\dot{\delta}_t$下，轮胎内部减震单元的等效作用力可写为：

$$F_r(t) = k_t\,\delta_t(t) + c_t\,\dot{\delta}_t(t) \tag{2-9}$$

其中，k_t表征内部弹性元件的等效刚度，c_t表征其等效阻尼特性。

车辆最小离地间隙的形成由轮胎几何与结构共同决定。令h_g表示车辆最小离地间隙，h_l为相应基准高度量，R 为轮胎名义半径，Δh 表示由偏心结构带来的高度增益，则几何关系可写为：

$$h_g = h_l - R + \Delta h \tag{2-10}$$

在载荷作用下，轮胎产生径向压缩变形，等效滚动半径减小，记轮胎受载压缩量为δ_t，其近似修正关系可取为：

$$R_{\text{eff}} = R - \delta_t \tag{2-11}$$

可得动态受载条件下最小离地间隙的修正表达为：

$$h_{g,min} = h_l - (R - \delta_t) + \Delta h = (h_l - R + \Delta h) + \delta_t \tag{2-12}$$

地面激励作用下，轮胎内部依靠减振元件的弹性力对载荷开展缓冲，使传递到悬架的等效冲击进一步减小。轮毂偏心设计则从几何层面提高了车辆在复杂工况下的最小离地间隙。离地间隙增大意味着底盘关键部件更不易与路面障碍接触，从而有效提高小车通过性。

结论

本文面向移动式反无人机系统对小型无人车底盘的需求，提出并完成了由斜向导向悬架与集成减振车轮组成的结构设计与分析。斜向导向悬架在倾斜布置下实现车轮导向与载荷传递，兼顾车身隔振，并对瞬态工况中由载荷转移引起的纵向姿态趋势进行约束，使整车在复杂工况下的结构响应更符合通过需求。集成减振车轮利用轮内弹性减振元件对路面冲击进行缓冲与能量耗散，承担辅助减振功能；同时通过连轮毂偏置提高悬架连接位置的离地高度，增大整车最小离地间隙，旨在提高小车的通过性。该整体结构面向小型无人车在行驶工况下的稳定性与通过性需求，可为小型无人车底盘方案设计提供参考。

不同碰撞速度下钻卡碰撞的等效高压安全区侵入及断电时序评价

吴沛君[1]，詹振飞[1]，杨俊祺[1]，骆亚军[1]，金照松[1]

重庆交通大学

摘　要：越野车和特种车辆电动化技术快速发展中，碰撞后的高压安全是非常重要的，本文建立车辆追尾后下部防护结构的模型，设置 30、40 和 50 km/h 三种速度，并采用等效高压机械缓冲区及参数化断电时序方法进行评价。结果表明，碰撞速度提高会使接触提前，并增大峰值接触力、冲量和结构吸能,但是车辆碰撞后的局部侵入量并没有随着速度增加而单调增加。从多个角度对高压安全性进行了分析，本文实现了钻卡结构侵入与碰撞后高压隔离时间的联合评价，为电动化车辆高压部件布置和断电策略设计提供了参考。

关键词：特种车辆；电动化安全；钻卡碰撞；高压保护区；断电时序

1 引言

随着越野车和特种车辆向纯电、混合动力及多能源动力方向发展，动力电池、高压配电装置、电驱动总成、功率电子器件和高压线束逐渐成为车身布置中的关键系统。随着《节能与新能源汽车产业发展规划》的颁布实施，各车企都在积极推进新能源汽车的发展，并逐步建立起相对成熟的整车一体化开发体系。与传统燃油汽车不同的是，电动汽车不仅要考虑碰撞安全问题，而且在使用的过程中还会有相关的高压风险。GB/T 31498-2021《电动汽车碰撞后安全要求》从整车碰撞后的触电防护、储能系统约束和电解液泄漏等方面提出了安全要求，GB 38031-2025《电动汽车用动力蓄电池安全要求》进一步强调动力蓄电池的机械安全与热扩散风险控制[1][2]。美国 FMVSS 305 将碰撞后电压、电能、电气隔离等条件作为电安全评价路径[3]，UN R100 和 UN GTR 20 从可充电储能系统保持、电击防护及碰撞后电安全等方面构成国际规则框架[4][5]。

钻卡碰撞是乘用车追尾货车、挂车及高位车体时可能出现的特殊碰撞形式。后下部防护结构是限制小型追尾车辆钻入的重要构件，我国 GB 11567-2017 与美国 FMVSS 223/224 分别规定了相关结构和防护要求[6][7][8]。Ismail 等采用有限元方法分析货车后下部防护横梁的载荷、位移和吸能响应，说明力、变形与能量指标可共同用于评价该类结构的碰撞性能[9]。当追尾车辆前部吸能结构与被追尾对象后部结构存在高度或刚度不匹配时，碰撞载荷可能绕开常规的碰撞载荷，使被追尾车辆后端结构向追尾车辆前舱侵入。

近五年的研究进一步表明，电动汽车碰撞安全需要同时处理机械侵入和残余电能。山彤欣等系统综述了动力电池由机械滥用向热失控演化的机理及防控方法[10]；Chombo 等从电动车碰撞后电池起火案例与试验出发总结了结构完整性和电池防护问题[11]；Gong 对高压动力系统电动车的碰撞安全进行了系统研究[12]。Zhang 等讨论了事故车辆中未释放电能的风险及缓解策略[13]，Agrawal 等则用有限元方法考察了侧柱碰撞中电池舱侵入、变形与应变分布[14]。上述研究表明，钻卡工况发生时，就算结构没有越过预设边界，并不等于车辆电池仓或高压安全目标满足，还需要考虑机械隔离以及事后残余能量的合理处置。

机械防护研究表明，电芯布局、吸能模块和前端结构优化均可降低碰撞侵入风险[15][16][17]。Zhu 等研究了基于车辆运行数据的实时碰撞识别[18]，Lian 等指出高压安全还取决于碰撞后完整性，高低压电缆的布局和结构破坏之间的关系[19]。

据此，本文通过结构接触时刻、车身响应、等效附件侵入和参数化高压隔离时序纳入同一评价链，使用时间裕度 M_t 来判断自动断电响应时间和碰撞载荷影响时间两个参数快慢。第二：本文还通过改变碰撞速度，建立统一的后处理流程，更直观得出碰撞效果对于电动化的影响。第三：本文针对钻卡工况下前部载荷路径与混动前舱高压附件空间关系难以直接对应的问题，定义前舱高压附件等效边界，并以局部侵入量和参数化累计损伤指标表征其机械风险。

本文以 Silverado 模型作为特种车辆研究对象，车辆为混动车型，具备内燃机和电动机。同时以货车后下部防护横梁、竖板、纵梁、支架和连接件组成的结构为被追尾对象后部等效结构，如图 1 所示。固定 30 mm 初始净距，只改变追尾速度，设置 30、40 和 50 km/h 三组工况。

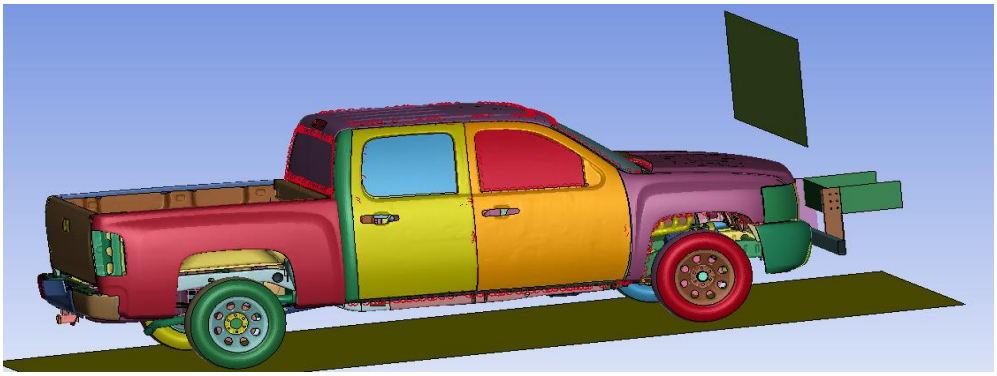


图 1　车辆与后部防护结构有限元仿真模型

2 有限元模型与工况设计

2.1 碰撞系统与研究对象

特种车辆采用整车有限元模型谱系[20]。模型包含车身、车架、前部覆盖件、悬架、轮胎及连接关系，可用于整车显式碰撞分析。被追尾对象保留与钻卡载荷传递直接相关的后部防护总成，包括横梁、竖板、后方纵梁、支架及连接件如图 2 所示。该方式降低了计算规模，同时使研究重点集中在皮卡前部与后防护结构的相互作用。

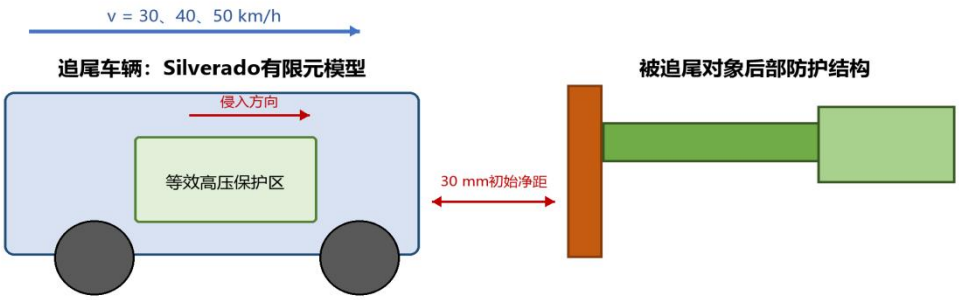


图 2 车辆追尾后部防护结构及等效高压保护区示意

模型装配时保持特种车辆原有结构和后部防护总成全部零件，不删除保险杠、前端覆盖件、支架和连接件。为避免车辆模型发生交互，按车辆纵向方向整体平移防护结构，使皮卡前端控制面与横梁后接触面之间形成 30 mm 净距。所有防护零件采用同一坐标变换并将变换量写入节点坐标，从而保证横梁、竖板、纵梁和连接件之间的相对位置不变。30 mm 净距既能够避免计算初始阶段的非物理接触，也使碰撞在数毫秒内发生，减少无碰撞阶段的计算时间。但本文试验中的被追尾对象仅保留后部防护结构，未包含完整货车质量、悬架和车体运动，因此结果反映当前等效边界条件下的相对趋势。

2.2 网格、材料与连接关系

装配后模型共包含约 1017395 个节点、944089 个壳单元、53299 个实体单元和 3145 个梁单元。模型的材料、截面约束和内部接触等定义参数均保持原始设置；防护总成沿用已有材料卡、壳截面、刚体部件和连接定义。

车辆与后部防护总成之间采用 CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_ID 接触，接触编号为 99000102，静摩擦系数 0.2、动摩擦系数 0.1，SOFT 参数 2。防护总成内部自接触编号为 99000103。接触面选择特种车辆前端发生碰撞接触的部分以及特种车辆前方的横梁等连接件。 接触关键字、SOFT 选项和数据库输出的含义按 LS-DYNA 官方手册核对[21]。

2.3 速度工况

三组工况改变皮卡初速度，其余输入保持完全一致。三组计算设置见表 1。

表 19　正式仿真工况设置

工况	碰撞速度/(km/h)	初速度/(mm/s)	初始净距/mm	终止时间/ms	研究变量
V30	30	8333.333	30	50	速度
V40	40	11111.111	30	50	速度
V50	50	13888.889	30	50	速度

本研究的速度矩阵仅覆盖正向、固定 30 mm 初始净距下的 30、40 和 50 km/h 工况，不外推至偏置碰撞、不同横梁高度、不同防护结构或其他速度范围；所得结论用于当前等效边界条件下的相对比较。

2.4 数值质量评价

碰撞分析先通过正常终止、能量平衡和质量缩放进行检查。设系统动能 E_k，内能为 E_i，沙漏能为 E_{hg}，总能量为 E_{total}。沙漏能与内能之 E_{hg}/E_i 保持较低水平；质量缩放造成的附加质量控制在可接受范围；总能量相对初始值不发生持续异常漂移。输出能量单位为 N·mm。

$$\eta_{hg}(t) = \frac{E_{hg}(t)}{E_i\,(t)} \times 100\% \tag{1}$$

接触合理性还需结合力和形态判断。特种车辆与防护结构接触在初始阶段应保持产生力为 0，因为有 30mm 的间隙距离，碰撞接触发生后力曲线应该保持连续的走势，不应出现与几何接触无关的无限增长；仿真中应能观察到特种车辆前部和防护横梁发生相互作用并且合理的变形。

3 仿真计算和分析

3.1 计算准备工作

在正式 50 ms 计算前，首先完成 40 km/h、20 ms 预计算，用于检查 30 mm 初始净距、跨模型接触和数值稳定性。rcforc 结果显示，0 至 2.39992 ms 内皮卡与防护结构之间的纵向接触力保持为零，2.59908 ms 出现首次记录接触。

3.1.1 接触建立

接触发生后纵向力持续增长并伴随波动，19.7998 ms 达到 20 ms 窗口内峰值 280.918 kN，20 ms 附近仍为 272.431 kN。接触后的平均纵向力约 105.98 kN，0 至 20 ms 累计纵向冲量约 1844.14 N·s。如图 3 所示。

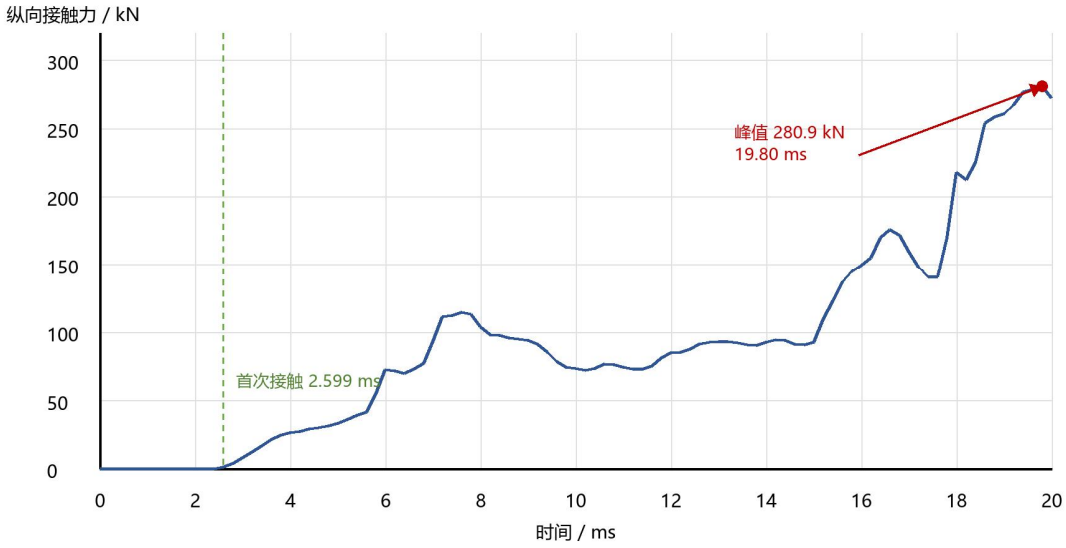


图 3　40 km/h 预计算中皮卡与后部防护结构纵向接触力

3.1.2 结构变形响应

20 ms 时，防护横梁最大位移为 29.514 mm，其中 1496 个节点位移不小于 1 mm，348 个节点位移不小于 10 mm，后方纵梁最大位移为 16.714 mm；竖板最大位移为 30.498 mm；支架最大位移为 20.628 mm；连接件在当前统计方法下最大位移为 0 mm。

表 20　40 km/h 预计算中防护总成部件位移

部件	20 ms 最大位移/mm	初步判断
横梁	29.514	直接承受碰撞，局部变形明显
后方纵梁	16.714	载荷已向后传递
竖板	30.498	与横梁共同发生较大位移
支架	20.628	连接路径参与承载
连接件	0.000	需结合约束及输出定义复核

3.1.3 能量与计算稳定性

20.001 ms 时系统动能为 146.456 kJ，内能为 17.376 kJ，沙漏能为 0.155 kJ，滑移界面能为 0.651 kJ。沙漏能与内能之比约 0.892%，质量缩放引起的附加质量约 1.244%，总能量与初始能量之比为 1.01152。

表 21　40 km/h 预计算数值质量指标

指标	20 ms 结果	核验结论
动能	146.456 kJ	碰撞过程中持续向内能转化
内能	17.376 kJ	结构已发生实质吸能变形
沙漏能	0.155 kJ	占内能 0.892%，水平较低
滑移界面能	0.651 kJ	接触能量规模可控
附加质量	1.244%	质量缩放影响有限
总能量比	1.01152	未出现持续异常漂移

3.2 不同碰撞速度下的正式结果

3.2.1 碰撞过程与接触力

固定碰撞初始净距 g_0=30 mm 时，30、40 和 50 km/h 三个速度的仿真首次接触时刻分别为 3.400、2.599 和 2.200 ms。这里的 g_0 表示皮卡前端与防护横梁之间的装配净距，比较碰撞接触力的同时采用峰值、峰值时刻和冲量来区分局部载荷尖峰与整体动量。

碰撞速度通过初始动能和动量共同影响钻卡过程。对于同一车辆质量，初始动能满足 $E_k=mv^2/2$，30、40 和 50 km/h 工况的相对动能比例约为 1∶1.78∶2.78。随着速度提高，车辆跨越 30 mm 初始净距所需时间缩短，首次接触时刻由 3.400 ms 提前至 2.200 ms；峰值接触力由 252.810 kN 提高至 306.940 kN，接触冲量由 5922.431 N·s 提高至 7162.059 N·s，50 ms 终止内能由 39.809 kJ 提高至 77.038 kJ。接触提前、载荷增强和吸能增加具有一致趋势，表明较高速度使防护结构在更短时间内承受更强载荷并吸收更多碰撞能量。

峰值接触力随速度提高单调增大，由 252.810 kN 增至 306.940 kN；接触冲量随速度提高单调增大，由 5922.431 N·s 增至 7162.059 N·s。三条曲线均经历载荷建立、峰值及明显变化阶段，说明速度差异已经转化为可比较的钻卡载荷响应。如图 4 所示。

但是速度的升高并不意味着所有结构指标均按动能比例单调增加。当横梁和支架保持稳定承载时，碰撞时产生的接触力和内能可提高，当后部防护部件发生折弯、滑移或钻入后，载荷路径会重新分配，这种情况下受力峰值与局部侵入量不再保持简单比例关系。

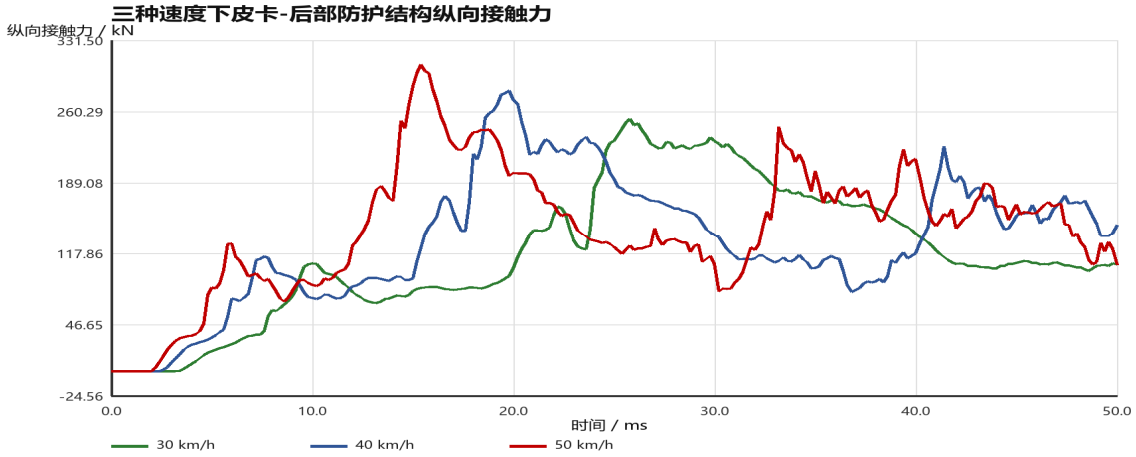


图 4　三种碰撞速度下纵向接触力对比

表 22　三组工况接触响应对比

工况	首次接触/ms	峰值力/kN	峰值时刻/ms	冲量/(N·s)	终止时接触状态
V30	3.400	252.810	25.800	5922.431	106.619 kN
V40	2.599	280.847	19.800	6525.261	146.539 kN
V50	2.200	306.940	15.399	7162.059	106.004 kN

3.2.2 防护结构变形与皮卡前部压溃

横梁和竖板是前端被追尾部件最先参与接触的部件，它的终止移动包含防护结构整体的弯曲以及位移。与之不同，特种车辆局部侵入由 87 个车身测点相对参考坐标的纵向位移计算。

终止时 30km。40km 和 50km 每小时的横梁最大位移分别为 251.482、287.793 和 359.703 mm，竖板位移分别为 250.269、287.860 和 360.423 mm，后方纵梁位移分别为 252.447、283.857 和 358.014 mm，支架位移分别为 189.470、272.444 和 301.325 mm，说明防护总成整体响应随速度提高而增强。车身局部纵向侵入分别为 9.520、9.047 和 8.983 mm，呈小幅下降而非随速度增加。侵入量不随速度增加而单调增加，该现象可能与局部测点控制位置切换、结构振动及回弹有关。如图 5 所示。

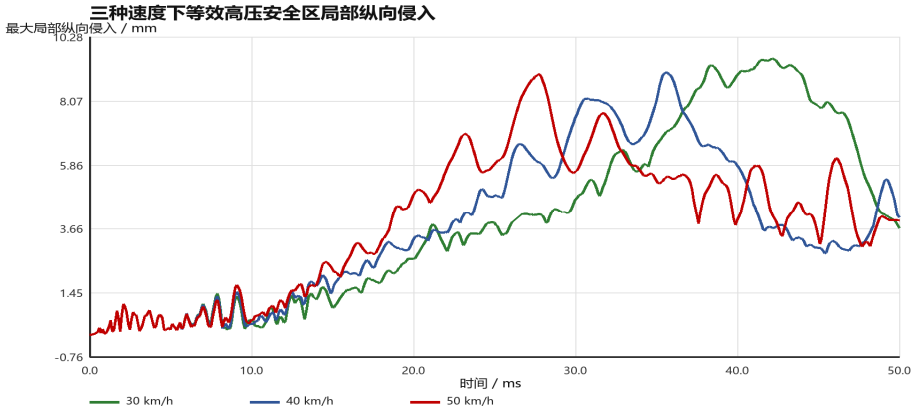


图 5　三种碰撞速度下等效高压安全区局部纵向侵入对比

为直观比较不同速度工况下的终止变形形态，采用相同侧视视角对初始状态及 50 ms 终止状态进行对比，如图 6 所示。随着碰撞速度提高，皮卡前端覆盖件、保险杠及防护总成接触区的压溃和折弯范围总体扩大。

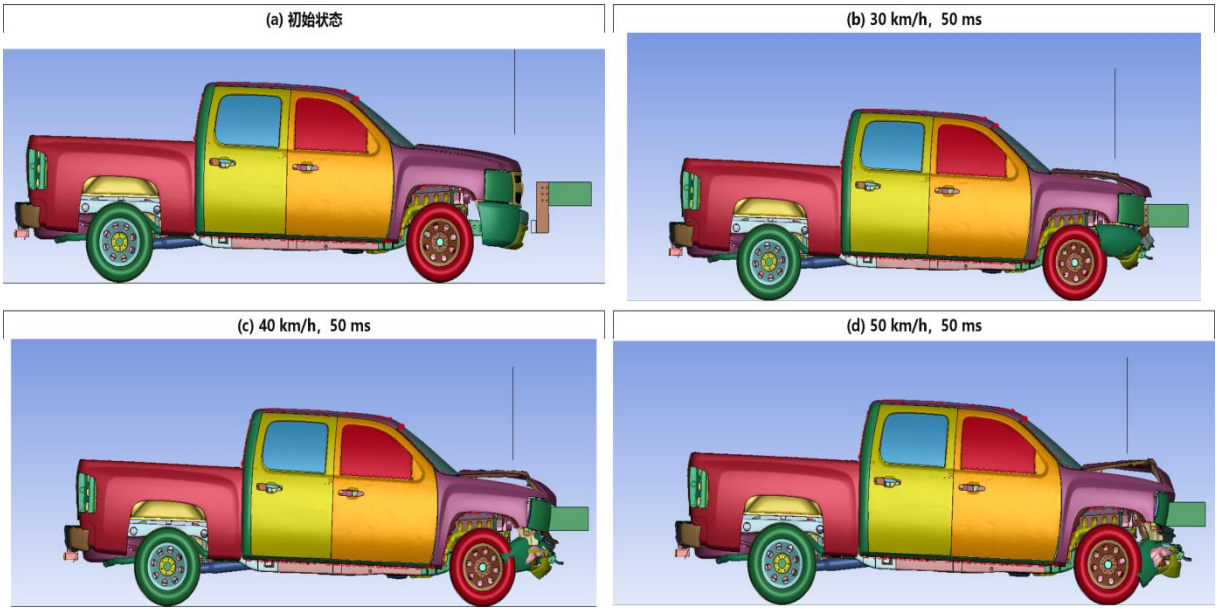


图 6　初始状态及不同速度工况 50 ms 终止变形形态

3.2.3 能量响应与结果可靠性

50 ms 时三组不同速度仿真的内能分别为 39.809、57.770 和 77.037 kJ。沙漏能占内能比例分别为 0.782%、0.992%、1.183%，附加质量分别为 1.246%、1.250%、1.251%，总能量比分别为 1.01140、1.01140、1.01144。三组均正常终止，未出现负体积或致命错误，能量质量指标没有随速度变化而产生不正常的跳动。如图 7 所示。

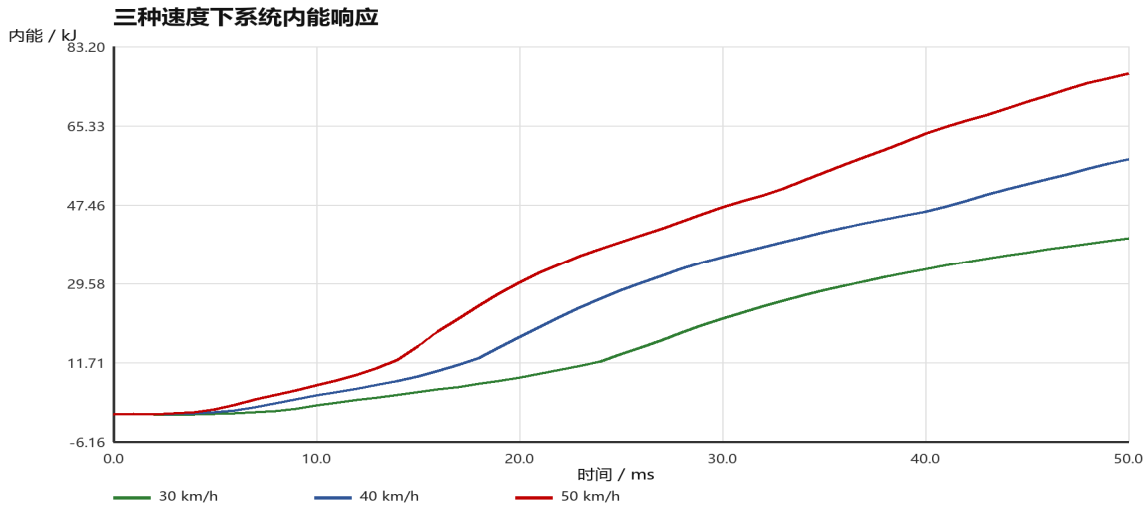


图 7　三种碰撞速度下系统内能响应对比

4 电动化安全评价

4.1 高压部件保护

本文车辆模型为混动车辆，具备内燃机和电动机，同时，作为前驱混动车辆，本文在车辆前舱内设置高压控制器等效几何体，外廓尺寸约 278 mm×173 mm×199 mm。该布置用于明确潜在高压部件与前部载荷路径的空间关系。如图 8 所示。

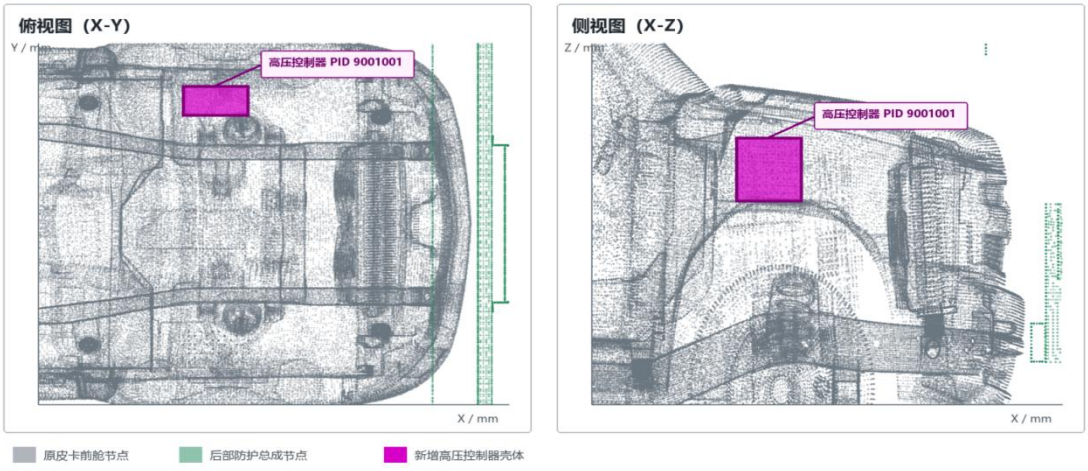


图 8　高压部件位置

现有碰撞后电安全标准与规则[1][2][3][4][5]主要约束电压、电能、绝缘电阻、电解液泄漏和动力电池保持等结果，并未规定适用于所有车型和高压部件的统一机械侵入限值。我们采用基于塑性应变的累计损伤公式，常称为延性耗竭模型来判断高压部件在碰撞过程中是否遭到破坏。

$$D = \sum \frac{\Delta \varepsilon_{\mathrm{p}}}{\varepsilon_{\mathrm{f}}} \tag{2}$$

其中：

D 表示累积损伤值

$\Delta \varepsilon_{\mathrm{p}}$ 表示每个加载循环产生的塑性应变增量

ε_f 表示材料断裂应变

在累计损失公式中，当 D＜1 时，判定为没有断裂，D>1 时，理论上材料已经失效，D=1 时达到了失效的临界状态。我们通过仿真三种速度下的碰撞产生的塑性应变增量以及材料断裂应变来判断三组速度中，高压部件受到损伤的大小。如图 9 所示。

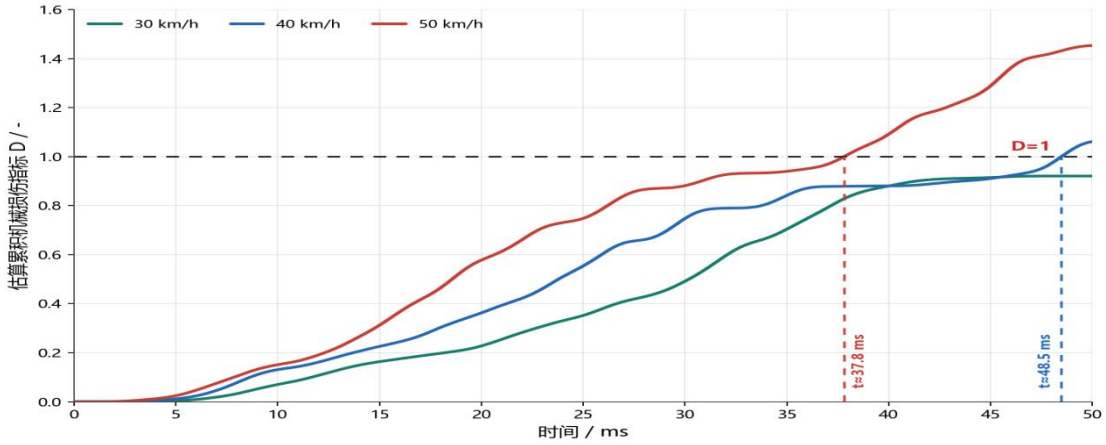


图 9　三种速度的高压部件累计损失图

由上图可以看出随着碰撞速度的增加，累计损伤值变化程度更大，同时 50km 每小时的曲线在仿真在 38ms 左右，D 值逐渐大于 1，表明高压部件在碰撞过程中开始受到损害，存在壳体理论失效风险，可能增加绝缘破坏和漏电风险。30km 每小时的速度在 50ms 的仿真实验中并未切实使高压部件受到理论失效风险。

同时，由于越野车和特种车辆的底盘空间常被传动系统、悬架、车架横梁和防护装置占用。考虑混动车型时，前舱高压附件不能只按照静态空间布置，而应结合典型碰撞载荷路径划定不可侵入边界。对于本文的钻卡工况，附件边界宜布置在有效承载结构之后，并与保险杠、散热器、前端模块及可能下压或后移的横梁保持足够的纵向和竖向间隙。边界应同时考虑动态变形和装配误差，而非仅采用静态 CAD 间距。相关研究表明，电芯排列、吸能模块和前端安全件优化均会改变高压部件的受载与侵入状态[15][16][17]。

4.2 碰撞信号识别

特种车辆模型中已设置加速度计节点集 2000041，共包含 10 个车身测点。本文选取其中位于车辆纵向中部、横向接近中心线的节点 2942560 作为整车基准测点，其初始坐标约为 X=-2567.06 mm、Y=-2.90 mm、Z=700.14 mm。由仿真结果读取该节点的纵向加速度和纵向速度，用于表征车体主体响应。

碰撞工况下的加速度和速度计算往往包含着网格震动以及碰撞接触引起的波动，为保证三种速度工况具有相同的比较口径。我们采用滑动平均公式来处理降噪和车辆振动的加速度和速度计算。

$$\overline{a_b}(t_i) = \frac{1}{N}\sum_{j=0}^{N-1} a_b\left(t_{i-j}\right) \tag{3}$$

上式为滑动平均公式，其中：

$\overline{a_b}$（t_i）表示平滑处理后的信号。

N 表示平均的采样点数，取值 10。

t_{i-j}表示点及前面的采样时刻。

$$\Delta \mathrm{v_b}(\mathrm{t}) = \mathrm{v_b}(\mathrm{t_0}) - \mathrm{v_b}(\mathrm{t}) \tag{4}$$

上式为速度变化量公式，其中

v_b（t_0）表示初始时刻的速度。

v_b（t）表示特定时刻 t 的速度。

Δv_b（t）表示从初始时刻到特定时刻的速度。

特种车辆与后部防护总成之间的纵向接触力$F_x(t)$由仿真结果所得。碰撞前车辆和后部结构尚未接触，接触力为零；当接触力首次由零变为非零，并在随后多个输出时刻连续存在时，认为特种车辆与后部结构已经发生机械接触，该时刻定义为首次接触时刻 t_0。

$$t_0 = inf\{t: |F_x(t)| > 0\} \tag{5}$$

由于车辆以一定速度进行运动时存在惯性，且碰撞载荷需要先作用于前部结构再向车身中心以及更后部的部件传递，节点 2942560 的速度和加速度不一定在首次接触时刻立即出现明显变化。因此，本文以接触力连续出现作为车辆与后部结构发生碰撞的依据，以速度和加速度的曲线明显波动作为碰撞载荷作用在车体的依据。

4.3 高压隔离完成时刻与时间裕度

高压部件保护中最重要的因素是系统对碰撞或事故的响应时间，即响应时间越短，对乘客和高压部件系统的保护越有利。冲击保护系统必须处理控制模块之间的冲击信号。后碰撞场景下高压截止控制信号的原理如图 10 所示。

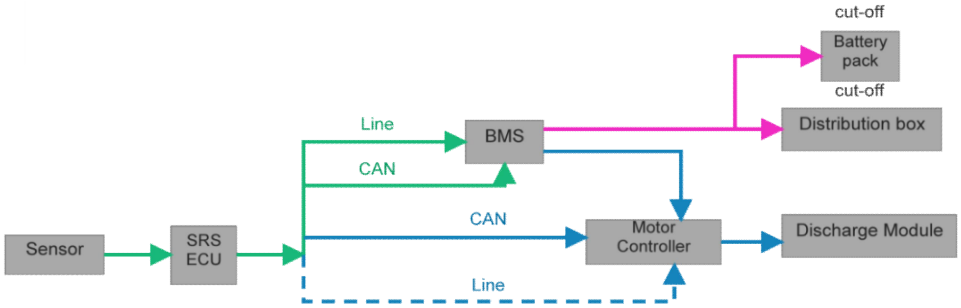


图 10　高压截止控制信号原理示意图

辅助约束系统电子控制单元(SRS ECU)的功能是接收和处理碰撞信号。当发生后碰撞时，冲击传感器通过硬线路向 SRS ECU 发送冲击告警信号。SRS ECU 接收到冲击信号后，判断冲击信号是否达到要求的阈值;如果答案是肯定的，那么 SRS ECU 发送一个报警信号电池管理系统，也就是 BMS 和电机控制器发送信号。SRS ECU 可以通过脉冲宽度调制(PWM)信号和使用控制器局域网(CAN)两种形式将报警信号发送到前端电机控制器。

但是，报警信号仅以 CAN 形式发送到电机控制器。当前后电机控制器接收到来自 BMS 的截止信号时，它们将切断电池组提供的高压。此外，当它们接收到来自 SRS ECU 的冲击信号时，它们也会立即降低自己的工作电压。

碰撞后的高压隔离需要通过碰撞信号的识别，侵入程度的计算以及控制器等环节，以前面计算的机械接触时刻 t_0 为时间基准，高压隔离完成时刻公式如下。

$$t_{iso} = t_0 + \Delta t_{det} + \Delta t_{proc} + \Delta t_{comm} + \Delta t_{act} \tag{6}$$

其中：

t_{iso}表示高压部件隔离完成时间。

Δt_{det}表示从机械接触到碰撞信号被识别的时间。

Δt_{proc}表示 SRS ECU 或控制器处理信号所需时间。

Δt_{comm}表示 CAN 或硬线传输断电指令所需时间。

Δt_{act}表示高压接触器收到指令后完成断开的时间。

为判断高压隔离是否能够在前舱高压附件等效边界达到临界侵入前完成，本文采用时间裕度指标进行评价M_t：

$$M_t = t_{crit} - t_{iso} \tag{7}$$

其中：

t_{crit}表示临界事件发生时刻。

当M_t>0 时，说明隔离过程在高压部件保护区被侵入前已经完成，正值越大表示可利用时间越充足；当M_t≤0 时，说明在该阈值和延迟假设下，结构侵入先于高压隔离完成，应优先优化碰撞识别、硬线信号、接触器动作或结构防护。

机械隔离与主动断电在本评价框架中相互补充，而不是相互替代。机械防护和主动断电机制在碰撞保护中起到非常重要的作用，车架，保护装置用来确保遭遇临界事件时，保护车辆并且延缓碰撞侵入速度，为碰撞识别和高压自动切断争取时间传感器、控制器、硬线或 CAN 通信以及主接触器则用于识别碰撞并切断电源，降低壳体或线束损伤后发生触电和电弧的风险。即便公式参数化时间裕度 M_t>0，代表切断电源时间早于碰撞侵入高压部件的时间，机械防护也需避免电池壳体或者控制线被挤压或剪切，因为维修，二次事故甚至在救援过程中仍可能造成带电接触。相关机械滥用、碰撞后起火和高压碰撞研究同样支持将结构完整性、热风险与残余能量作为连续问题审查[10][11][12][13][14]。

在主动隔离策略中，碰撞识别可综合接触响应、加速度、速度变化量、碰撞方向和持续时间等信息；控制链路应同时审查传感器采样、算法判断、通信传输、接触器动作和母线放电。低压触发线束与通信接口应避免位于可能被横梁或折叠结构直接剪切的路径上，以降低断电命令无法传递的风险[18][19]。

5 结论

本文面向越野车和特种车辆电动化安全，建立了混动车辆追尾后部防护总成的钻卡碰撞有限元模型。在固定 30 mm 初始净距下设置 30、40 和 50 km/h 三种速度工况，通过碰撞响应时间，整备结构位移，局部侵入程度计算以及能量变化评价钻卡严重程度，并采用 t_{crit}、t_{trig}、t_{iso} 和 M_t 构成碰撞识别与机械隔离以及断电分析。

三组正式仿真均在 50 ms 正常终止。30、40 和 50 km/h 工况的首次接触时刻分别为 3.400、2.599 和 2.200 ms，峰值接触力分别为 252.810、280.847 和 306.940 kN，接触冲量分别为 5922.431、6525.261 和 7162.059 N·s，终止内能分别为 39.809、57.770 和 77.038 kJ。上述指标随速度提高总体增大，说明接触建立更早、载荷作用更强且结构吸收能量更多。最大局部纵向侵入分别为 9.520、9.047 和 8.983 mm，呈非单调变化，表明局部响应还受到载荷路径、结构振动和回弹的影响。

参数化时序评价中，断电触发时刻由 30 km/h 速度情况的 30.299 ms 提前至 50 km/h 速度情况的 20.800 ms。本文结论限于等效机械隔离和参数化时间预算，但可为高压部件后移、前部载荷路径加强、低压触发链路保护及快速断电策略提供可量化的早期设计依据。也可用于越野车和特种车辆电动化早期方案筛选，并为后续建立真实高压部件模型、开展控制器与接触器标定、增加结构方案对比和进行试验验证提供基础。

参考文献：

[1] 全国汽车标准化技术委员会(SAC/TC 114).电动汽车碰撞后安全要求:GB/T 31498-2021[S].中国标准出版社,2021.

[2] 中华人民共和国工业和信息化部.电动汽车用动力蓄电池安全要求:GB 38031-2025[S].中国标准出版社,2025.

[3] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. Standard No. 305: electric-powered vehicles: electrolyte spillage and electrical shock protection: 49 CFR § 571.305[S].

[4] UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE. UN Regulation No. 100, Revision 3: Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to specific requirements for the electric power train[S]. Geneva: United Nations, 2021.

[5] UNITED NATIONS. GLOBAL TECHNICAL REGULATION NO. 20: Electric vehicle safety[S]. Geneva: United Nations, 2018.

[6] 全国汽车标准化技术委员会(SAC/TC 114).汽车及挂车侧面和后下部防护要求:GB 11567-2017[S].中国标准出版社,2017.

[7] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. 49 CFR 571.223, Rear impact guards and rear impact protection[S].

[8] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. Standard No. 224: rear impact protection: 49 CFR § 571.224[S].

[9] ISMAIL M I, KAMARUDIN K A, ZAINULABIDIN M H, et al. Evaluating the crashworthiness of truck rear-end under-run bars: a finite element analysis[J]. Journal of Advanced Research in Applied Mechanics, 2024, 124(1): 71-80. DOI:10.37934/aram.124.1.7180.

[10] 山彤欣, 王震坡, 洪吉超, 等. 新能源汽车动力电池“机械滥用-热失控”及其安全防控技术综述[J]. 机械工程学报, 2022, 58(14): 252-275. DOI:10.3901/JME.2022.14.252.

[11] CHOMBO P V, LAOONUAL Y, WONGWISES S. Lessons from the electric vehicle crashworthiness leading to battery fire[J]. Energies, 2021, 14(16): 4802. DOI:10.3390/en14164802.

[12] GONG C. Crash safety of high-voltage powertrain based electric vehicles[M]. Cham: Springer International Publishing, 2022. DOI:10.1007/978-3-030-88979-1.

[13] ZHANG B, BEWLEY R L, TANIM T R, et al. Electric vehicle post-crash recovery: stranded energy issues and mitigation strategy[J]. Journal of Power Sources, 2022, 552: 232239. DOI:10.1016/j.jpowsour.2022.232239.

[14] AGRAWAL V K, PATIL L N, SHIKALGAR N D, et al. Safety challenges in high-voltage electric vehicle collisions: risks and design strategies[J]. Discover Electronics, 2025, 2(1): 53. DOI:10.1007/s44291-025-00099-2.

[15] CHEN P, XIA Y, ZHOU Q, et al. Staggered layout of battery cells for mitigating damage in side pole collisions of electric vehicles[J]. eTransportation, 2023, 16: 100238. DOI:10.1016/j.etran.2023.100238.

[16] MORTAZAVI MOGHADDAM A, KHERADPISHEH A, ASGARI M. An integrated energy absorbing module for battery protection of electric vehicle under lateral pole impact[J]. International Journal of Crashworthiness, 2023, 28(3): 321-333. DOI:10.1080/13588265.2022.2075123.

[17] REN C, LIU X, YANG X, et al. Crash topology optimization for front-end safety parts of battery electric vehicle using an improved equivalent static loads method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024, 238(8): 2396-2420. DOI:10.1177/09544070231162137.

[18] ZHU M, YANG H F, LIU C, et al. Real-time crash identification using connected electric vehicle operation data[J]. Accident Analysis & Prevention, 2022, 173: 106708. DOI:10.1016/j.aap.2022.106708.

[19] LIAN Y, ZENG D, YE S, et al. High-voltage safety improvement design for electric vehicle in rear impact[J]. Automotive Innovation, 2018, 1(3): 211-225. DOI:10.1007/s42154-018-0030-z.

[20] CENTER FOR COLLISION SAFETY AND ANALYSIS. 2007 Chevrolet Silverado detailed finite element model: version 3e[DB/OL]. Manassas: George Mason University, 2016. https://www.ccsa.gmu.edu/models/2007-chevrolet-silverado/.

[21] ANSYS, INC. LS-DYNA manuals[EB/OL]. https://lsdyna.ansys.com/manuals-3/.

基于反事实基线多智能体深度强化学习的非信控交叉口车队调度方法

胡海洋，徐传波

郑州工程技术学院 车辆与交通工程学院，郑州 450000

摘　要：在全网联自动驾驶环境下，多车队列在非信控交叉口的通行需求相互耦合，车辆之间的时空冲突关系复杂，因而实现高效的车辆队列协同调度仍面临较大挑战。本文提出一种基于反事实多智能体深度强化学习的车辆队列调度模型，以解决全网联自动驾驶环境下车辆队列通行顺序优化问题。为使学习模型理解当前车辆队列的交通状态，简化了队列的状态信息，设计了观测状态空间。为提高各智能体对不同动作优劣的辨识能力，设计联合奖励函数来计算团队奖励。 与现有方法相比，所提出方法能有效降低车辆总延误和燃油消耗。实验结果表明，在不同交通需求条件下，所构建学习模型均能实现有效的车辆队列协同调度，并具有较好的交通效率和节能效果。

关键词：非信控交叉口；多智能体强化学习；队列调度；

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Vehicle Platoon Scheduling at Unsignalized Intersections Based on Counterfactual-Baseline Multi-Agent Deep Reinforcement Learning

HU Haiyang, XU Chuanbo

College of Vehicle and Traffic Engineering, Zhengzhou University of Technology, Zhengzhou 450000，China

Abstract: In a fully connected and automated driving environment, the passage demands of multiple vehicle platoons at a unsignalized intersection are mutually coupled, and the spatiotemporal conflict relationships among vehicles are complex, making efficient cooperative platoon scheduling a challenging task. This paper proposes a vehicle platoon scheduling model based on counterfactual multi-agent deep reinforcement learning to optimize the passing order of vehicle platoons in a fully connected and automated driving environment. To enable the learning model to accurately characterize the current traffic conditions of the platoons, the platoon state information is simplified to construct a compact observation state space. To improve each agent's ability to distinguish between superior and inferior actions, a joint reward function is designed to calculate the team reward. Compared with existing methods, the proposed method effectively reduces the total vehicle delay and fuel consumption. Experimental results demonstrate that the learning model can achieve effective platoon scheduling under different traffic demands while providing favorable traffic efficiency and energy-saving performance.

Keywords: unsignalized intersection; multi-agent reinforcement learning; vehicle platoon scheduling.

0 引言

已有研究普遍表明，与人工驾驶车辆相比，网联自动驾驶汽车（Connected and Autonomous Vehicle，CAV）有望将交通冲突降低约 90%[1]。这主要得益于其能够通过车车通信和车路通信与周围环境进行交互。在车路协同环境下，路侧感知与通信设施能够实时获取交叉口区域内车辆的运行状态、道路结构及潜在冲突关系，并将相关信息发送给车辆和交通管理系统。在此基础上，可对车辆通行顺序、速度轨迹和队列组织方式进行统一决策，减少车辆在交叉口的停车等待时间、加速及减速次数。该技术利用无线通信和互联网技术来实现车辆间以及车辆与基础设施间的实时信息交互，并在动态采集与融合交通信息的基础上开展车辆安全控制和交通协同管理。

交叉口是道路交通系统中的主要瓶颈，高效的调度管理操作对于缓解交通拥堵至关重要。与信号控制方法相比，非信控交叉口调度管理方法具有多方面优势[2]。例如，它能减少绿灯时间损失并提高交通调度效率，降低路侧设备的维护成本。在非信控交叉口场景，车辆不受传统交通信号灯约束，因此车辆调度问题非常关键。针对该问题，研究人员提出了多种策略，包括先到先服务（First Come First Served，FCFS）策略[3]、先进先出（First In First Out，FIFO）策略（Yan et al., 2009）以及拍卖策略[4]等。虽然这些固定规则可以统一处理所有车辆，但难以适应变化的交通状态。因此，研究人员引入了优化策略[5-12]，以进一步提升交叉口运行性能。已有研究表明，车辆以车队形式通过交叉口可有效提升其通行能力[13]。Kumaravel 等[14]将车辆编队调度问题构建为作业车间调度问题，并给出了完整证明。Li 等[15]将 FCFS 策略与无冲突车道选择机制相结合，用于调度车辆队列。上述研究主要以稳定的车队为调度对象，未在队列调度中考虑队列形成过程这一影响因素。针对这一局限，Zhao 等[16]提出了用于识别进口道中无碰撞车队的判断准则；Jiang 等[17]构建了混合整数线性规划模型，以优化车队规模和通行顺序；Deng 等[6]则设计了用于协调车队的交通调度优化模型，并引入了编队决策变量。相似方法也出现在 Gong[18]和 Wu[10]的研究工作中。

如何执行最优通行顺序并进一步提升交通效率，也是需要重点解决的问题。随着交通运输领域深度脱碳需求不断增强，为实现碳中和能源目标，以降低能耗为目的的生态驾驶在这一问题中受到越来越多的关注。Yao 等[11]采用无穷小法建立了以能耗为目标的车辆轨迹非线性规划模型。为节省计算资源，他们还构建了线性规划模型[19]。此外，研究人员尝试使用深度强化学习来解决该问题。Li 等[7]采用深度 Q 网络方法为车队规划交叉口冲突区的轨迹。Guo 等[20]使用奖励裁剪策略对基于价值分解的多智能体强化学习方法进行了改进，用于解决混合交通环境下车辆轨迹优化问题。相似方法也出现在以下研究中[7, 21-27]。ng

综上所述，现有研究主要集中于传统车队调度模型。此类模型包含大量约束和决策变量，建模复杂、求解困难，在简单场景中的适用性将受到限制[6]。针对基于学习策略的车队调度模型构建问题，相关研究仍然较少。为弥补这一研究空白，本文提出一种基于多智能体深度强化学习的车队调度方法。基于反事实多智能体深度强化学习方法（Counterfactual Multi-agent Deep Reinforcement Learning Method，COMA）[28]构建了车队调度学习模型。为使学习模型理解当前车辆队列的交通状态，简化了队列的状态信息，设计了观测状态空间。为提高各智能体对不同动作优劣的辨识能力，设计联合奖励函数来计算团队奖励。另外，该学习模型考虑了编队形成过程这一影响因素。

1 问题描述

本文研究场景如图 1 所示。车辆进入调度区域后，可收到来自路侧单元的编队指令，进行编队以队列形式通行交叉口。同一队列车辆不存在冲突关系，且可实时通信进行数据交互。各队列领航车可从路侧单元实时接收通行时间节点和速度轨迹指令。研究场景包含 CAV。本文需要解决非信控交叉口车辆队列最优通行问题。首先引入 COMA 方法来构建学习调度模型。因为该方法需固定智能体数量，所以在动作设置方面需要解决智能体数量与待调度队列数量间的匹配问题。一个队列由多辆车组成，包含较为丰富的车辆状态信息，过高的状态维度可能增加智能体的学习难度。因此，需要消除无关信息并提取关键特征，使智能体能够更清晰地理解队列当前运行状态。当状态信息确定

后，智能体还需根据所获得的奖励评价当前动作的质量。合理的奖励函数设计是智能体判断动作有效性的关键。

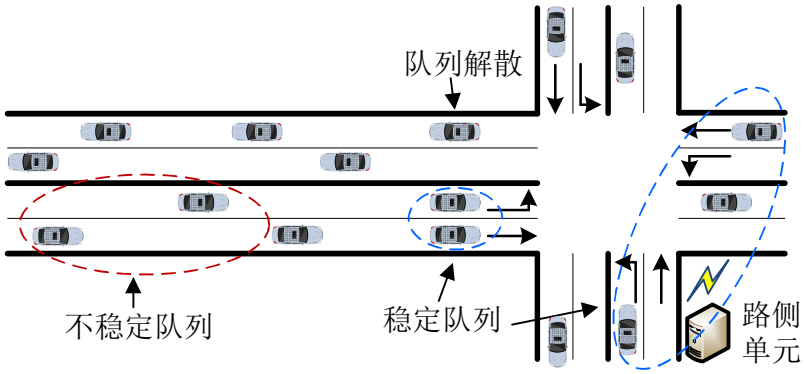


图 1　研究场景

2 COMA 学习模型构建

2.1 COMA 方法

COMA 是一种采用“集中训练、分散执行”框架的多智能体强化学习算法。在训练阶段，集中式评价网络基于全局状态 s 和联合动作 $\mathbf{a}=(a^1,\ldots,a^N)$ 估计联合动作价值 $Q(s,\mathbf{a})$；在执行阶段，各智能体仅依据自身观测历史 τ^i，通过策略 $\pi^i(a^i|\tau^i)$ 独立选择动作。为解决共享奖励条件下各智能体贡献难以区分的信用分配问题，COMA 通过保持其他智能体动作不变，并对智能体 i 的候选动作进行边缘化，构造反事实优势函数：

$$A^i(s,\mathbf{a})=Q(s,\mathbf{a})-\sum_{\tilde{a}^i}\pi^i(\tilde{a}^i|\tau^i)Q\quad\left(s,(\mathbf{a}^{-i},\tilde{a}^i)\right),\tag{1}$$

其中，$\mathbf{a}^{-i}$ 表示除智能体 i 外其他智能体的动作，反事实基线表示在其他智能体动作保持不变时，智能体 i 按当前策略选择不同动作所获得联合动作价值的期望。因此，$A^i(s,\mathbf{a})$ 能够衡量智能体当前动作相对于其平均决策水平对团队收益的实际贡献。各智能体的策略参数按照下式进行更新：

$$\nabla_\theta J=\mathbb{E}\quad\left[\sum_{i=1}^{N}\nabla_\theta\log\pi^i(a^i|\tau^i)A^i(s,\mathbf{a})\right].\tag{2}$$

通过集中式评价网络获得全局协作信息，并利用反事实优势函数完成个体信用分配，COMA 能够在优化团队总体收益的同时，提高各智能体对自身动作优劣的辨识能力，适用于车辆队列调度等具有共享目标和协同决策需求的多智能体任务。

2.2 动作空间与观测状态空间设置

非信控交叉口车辆队列调度是离散动作任务。因此，智能体需要输出离散动作以确定最优通行顺序。每个智能体的动作空间可表示为

$$A^i=\left[a_1^i,a_2^i,a_3^i,a_4^i,\ldots,a_n^i\right],\tag{3}$$

其中A^i对应第$i-th$个智能体，动作a_n^i表示其对应车队具体的通行次序。所有智能体构成的联合动作空间可表示为

$$\mathcal{A}=[A^1,A^2,A^3,\ldots,A^n],\tag{4}$$

其规模为n^n。各智能体的可选动作数量以及联合动作空间规模均取决于参与调度队列数量。

观测状态设置是构建多智能体学习模型的关键环节，它使智能体能够理解车辆队列的当前状态并输出最优动作。车辆状态信息包括当前时间节点，速度，与交叉口的距离，通过交叉口所需时间。然而，当调度队列数量较多，队列规模较大，其状态信息会十分复杂。过多的状态数据可能使智能体难以把握车队整体状态，从而降低学习效率。因此，需要从大量数据中筛选与任务相关的重要信息，以准确描述当前队列状态。智能体需要基于各自队列通行交叉口的时间，以确定其合适的通行时段。因为车辆尚未形成稳定队列，不同通行顺序下各队列的通行时间也不相同，所以通过以下三个步骤评估各车队当前的通行时间。第一，获取具有调度需求队列当前的允许通行时间节点。该节点具有唯一性，并由已经通过交叉口的队列确定。第二，根据车辆当前速度及其到交叉口的距离，估计队列中每辆车完成通行的时间节点。第三，根据同一队列内各车辆的完成通行时间节点以及当前允许通行时间节点，确定各队列的完成通行时间节点。

若队列中任意车辆以当前速度行驶时无法在允许通行时间节点之前到达交叉口，则表明该车队到达交叉口相对较晚；反之，若队列内所有车辆均可在允许通行时间节点之前到达交叉口，则表明该车队到达交叉口相对较早。因此，观测状态可表示为

$$\mathrm{s} = \left\{t_c^{p-1}, t_c^{p-2}, t_c^{p-3}, \ldots, t_c^{p-n}\right\} \tag{5}$$

在本文中，对各智能体均设置上述相同的观测状态。上述观测状态构造方法具有两个主要优点：一是显著降低观测状态维度；二是能够评估未来时刻车队的瞬时交通状态。这两个优点均有助于智能体更准确地理解当前车队间的交通状态。

2.3 联合奖励设置

根据 COMA 方法，各智能体需要获得个体奖励，并共同构成联合奖励。本文研究的是优化调度问题，智能体奖励应与参与调度车队的行程时间相关。奖励越大，行程时间越短；奖励越小，行程时间越长。将每个智能体的奖励统一设置为本次调度中所有队列完成通行时间节点，主要原因有以下两点。第一，队列协同是实现整体通行效率最大化的关键，这意味着某些车队需要牺牲自身通行效率，以提高整体效率。换言之，部分车队通行效率的提高依赖于其他车队的动作。因此，若仅将单个车队的通行效率作为对应智能体的奖励，将无法准确反映该智能体的贡献。第二，在对所有智能体设置相同奖励规则的情况下，某一智能体动作发生变化会影响所有其他智能体的奖励。基于给定智能体的联合动作设计奖励时，需要考虑两个关键问题：第一，如何设置奖励目标以保证最优交通效率；第二，如何提高智能体对奖励幅值的敏感性，使其能够区分动作优劣。例如，当两种通行顺序对应的完成通行时间节点差异较大时，智能体容易识别奖励差异；但当该差异较小时，智能体可能难以辨别奖励变化，从而陷入局部最优。奖励函数可表示为

$$r(s, A) = \begin{cases} -\left(T_a + \sum_i t_i\right), \\ -100 \end{cases} \tag{6}$$

其中，T_a是当前允许通行时间节点，t_i是第i个车队通行时间，$\sum_i t_i$是在当前通行顺序下所有车队通行交叉口所用时间，$T_a + \sum_i t_i$是所有队列通行完成的时间节点。奖励取负值可以方便智能体搜索最优通行顺序。奖励函数分为两种情况。当不同智能体所给出相同的动作可造成路权冲突，导致同一时间段允许多个队列通行，此时，将给予智能体一个很小的奖励。该设置可保证每个智能体均能输出不同的动作。在训练过程中，如果出现路权冲突时，当前所有智能体输出的动作将不予采用，使用枚举法来确定本次训练的最优通行顺序。当不存在路权冲突冲突时，使用$-\left(T_a + \sum_i t_i\right)$作为本次训练的奖励值。

如何计算队列在给定通行顺序下的通行时间t是另一个需要解决的问题。在执行队列调度时，队列状态不稳定，而且队列行驶至交叉口冲突区，其状态也有可能不稳定。因此，该通行时间由队列车辆的跟踪轨迹和最优规划轨迹来共同决定。为规划车队的最优轨迹，建立如下最优控制问题：

$$\begin{gathered}\min_{u_i(t)} \frac{1}{2}\int_{t_i^1}^{t_i^2} u_i(t)^2 \\ subject\ to: u_{min} \le u_i(t) \le u_{max} \\ v_{min} \le v_i(t) \le v_{max} \\ p_i(t_i^1) = p_i^1\ v_i(t_i^1) = v_i^1 \\ p_i(t_i^2) = p_i^2\ v_i(t_i^1) = v_i^2 \\ t \in [t_i^1, t_i^2]\end{gathered} \quad , \tag{7}$$

其中，$u(t)$为控制输入，u_{min}和u_{max}分别为控制输入下限和上限，$v(t)$为速度，p^1为初始位置，v^1为初始速度，p^2为终端位置，v^2为终端速度，t^1为初始控制时间戳，t^2为终端控制时间戳，t为控制周期。为求解上述问题的解析解，本文采用哈密顿方法，并构造如下哈密顿函数：

$$\begin{gathered}H\big(t, x(t), u(t)\big) = \frac{1}{2}u^2(t) + \lambda^x v(t) + \lambda^v u(t) \\ +\mu^a(u(t) - u_{max}) + \mu^b\big(u_{min} - u(t)\big) \\ +\mu^c(v(t) - v_{max}) + \mu^d\big(v_{min} - v(t)\big)\end{gathered} \quad , \tag{8}$$

其中，λ^x和λ^v为协态变量，μ^a、μ^b、μ^c和μ^d为拉格朗日乘子。由于控制约束和状态约束均未激活，因此$\mu = 0$。由此可得：

$$\begin{cases} u = at + b \\ v = \frac{1}{2}at^2 + bt + c \\ x = \frac{1}{6}at^3 + \frac{1}{2}bt^2 + ct + d \\ t \in [t_i^1, t_i^2] \end{cases}, \tag{9}$$

其中，a、b,、c和d为积分常数，可根据初始状态和终端状态求得这些积分常数。上述规划方法适用于车队通过交叉口存在延误的情况。当前交通需求较低时，车队能以自由流速度平稳通过交叉口，此时控制输入为$u = 0$。队列车辆需要执行队列控制，实时跟踪最优轨迹。每辆车均配有一致性控制器[3]均可接收队内车辆发出的位置和速度信息。当确定最优通行次序后，路侧单元将根据该通行次序确定各队列的通行时间节点，并根据该通行时间节点为每个队列规划最优通行轨迹。

3 实验测试

为训练 COMA 学习模型，首先构建仿真环境，相关参数如表 1 所示。仿真时间设为 500s，自由流速度设为 13-15m/s，左转、直行和右转车辆的最大速度均设为 5m/s。最大交通需求设为 500veh/l/h，最小交通需求设为 100veh/l/h。最大加速度为 1.8m/s²，最小加速度为−6m/s²。COMA 学习模型的主要参数设置如表 2 所示。模型包含 4 个智能体，每个智能体的状态维度和动作维度均设置为 4，折扣因子设置为 0.99。Actor 网络和 Critic 网络均采用 3 个全连接隐藏层，各隐藏层均包含 256 个神经元，并采用 ReLU 函数作为激活函数。其中，Actor 网络输出层采用 Softmax 函数将网络输出转换为各离散动作的选择概率，Critic 网络输出各候选动作对应的 Q 值。Actor 网络和 Critic 网络均采用 Adam 优化器，学习率均设置为 0.00005。Critic 采用 TD(0)方法进行价值函数更新，并设置目标 Critic 网络以提高训练稳定性，目标网络每 10 次训练迭代进行一次参数更新。同时，将 Actor 和 Critic 网络的梯度裁剪阈值设置为 5，以避免训练过程中出现梯度过大的问题。模型最大训练回合数设置为 50000。奖励函数相关参数中，初始奖励值设置为−1，延误惩罚系数设置为−0.3，冲突惩罚系数设置为−10。

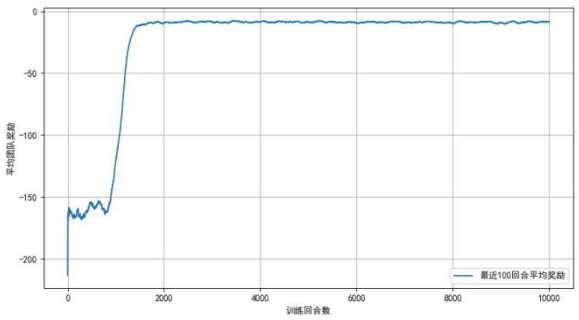


图 2　学习模型奖励收敛情况

图 2 展示了 COMA 学习模型训练过程中最近 100 个回合平均奖励的变化情况。训练初期，由于各智能体尚未获得有效的协同决策策略，联合动作具有较大的随机性，平均奖励主要在−170 附近波动。随着训练数据的不断积累以及 Actor 和 Critic 网络参数的持续更新，模型的决策性能逐渐改善。约在 1000 个训练回合后，平均奖励出现明显上升，并在约 1500 个训练回合后达到−10 附近。随后，奖励曲线整体保持平稳，仅存在幅度较小的随机波动，说明模型的策略更新逐渐趋于稳定。由此可见，COMA 能够通过反事实优势函数有效评价不同智能体动作对团队收益的贡献，并逐步学习到较为稳定的多智能体协同决策策略。

表 1　仿真参数

参数	数值
通信范围	150m
仿真时间	500s
通信范围	200m
自由流速度	13-15m/s
最大加速度	1.8m/s^2
最小加速度	-6m/s^2
左转最大速度	5m/s
直行最大速度	5m/s
最小速度	5m/s
最大交通需求	500veh/l/h
最小交通需求	100veh/l/h

表 2　COMA 学习模型参数

参数	数值
智能体数量	4
状态维度	4
动作维度	4
折扣因子	0.99
目标网络更新步数	10
Actor 网络学习率	0.00005
Actor 网络层数	3
Actor 网络每层神经元数量	256
Critic 网络学习率	0.00005
Critic 网络层数	3
Critic 网络每层神经元数量	256
最大训练回合数	10000

为更直观地展示学习模型的决策性能，本文采用 ASC 方法、FCFS 方法和平衡方法开展对比实验，并对实验数据进行比较。ASC 方法是一种用于车辆调度的自适应信号控制方法。在该方法中，车辆不能以车队形式通过交叉口，且不对车辆速度轨迹进行控制。FCFS 方法允许车辆以队列形式通过交叉口，并采用 FCFS 方法对车队进行调度。同时采用一致性控制方法，保证领航车与跟随车辆在速度和位置上的一致性[3]。表 3 给出了实验结果。总体而言，在不同交通需求下，学习模型的各项评价指标均优于上述两种方法。采用 ASC 方法进行实验时，未对车辆进行速度规划，车辆需要在

交叉口停车并重新起步。因此，随着交通需求增加，车辆通行时间和燃油消耗均显著增加。当交通需求为 100-200 veh/l/h，FCFS 方法与学习模型的延误较为接近，但学习模型在燃油消耗方面优于 FCFS 方法。这主要是因为 FCFS 方法提高了车辆进入交叉口时的速度，FCFS 方法允许车辆在交叉口内加速。相比之下，学习模型规定了车辆进入交叉口时的最低速度，使车辆以较低速度进入，并在速度规划过程中降低燃油消耗。随着交通需求增加，学习模型始终表现出显著的性能优势。

表 3　不同交通需求下 4 种方法的实验结果

交通需求（veh/l/h）		100	200	300	400	500
ASC	延误（s）	5.25	5.86	12.94	42.77	54.26
	燃油（mL）	18.81	18.69	20.78	30.44	34.37
FCFS	延误（s）	3.71	3.75	16.44	16.08	16.24
	燃油（mL）	12.80	12.80	16.38	17.28	24.04
COMA 学习模型	延误（s）	1.94	3.33	3.93	4.45	6.76
	燃油（mL）	8.06	9.28	10.32	8.99	8.71

4 结论

本文针对全网联自动驾驶环境下非信控交叉口多车辆队列通行需求相互耦合、通行顺序协调困难的问题，提出了一种基于反事实多智能体深度强化学习的车辆队列调度方法。通过将待调度车辆队列映射为多个智能体，实现了不同车辆队列通行顺序的最优调度。针对车辆队列包含车辆数量多、原始状态信息维度较高的问题，对队列状态信息进行简化，并构建能够表征各车辆队列当前交通状态的观测状态空间，以降低智能体的学习难度。同时，设计联合奖励函数，以整个调度过程的交通运行效果评价联合动作，使各智能体能够在协同决策过程中有效辨识不同动作的优劣，并学习获得最优的车辆队列通行顺序。仿真实验结果表明，所提出的车辆队列调度方法能够在不同交通需求条件下实现有效的协同决策。与对比方法相比，该方法能够降低车辆通过非信控交叉口的总延误和燃油消耗，在提高交叉口通行效率的同时具有较好的节能效果。研究结果说明，采用多智能体深度强化学习对车辆队列通行顺序学习，可以为全网联自动驾驶环境下非信控交叉口车辆协同调度提供一种有效的解决方案。

参考文献

[1] Papadoulis, A., M. Quddus, and M. Imprialou, Evaluating the safety impact of connected and autonomous vehicles on motorways. Accident Analysis Prevention, 2019. 124: p. 12-22.

[2] Cai, M., et al., Multi-lane unsignalized intersection cooperation with flexible lane direction based on multi-vehicle formation control. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022. 71(6): p. 5787-5798.

[3] Dresner, K. and P. Stone, A multiagent approach to autonomous intersection management. Journal of artificial intelligence research, 2008. 31: p. 591-656.

[4] Carlino, D., S.D. Boyles, and P. Stone, Auction-based autonomous intersection management, in 16th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems. 2013, IEEE: Hague. p. 529-534.

[5] Cheng, C., et al., A vehicle passing model in non-signalized intersections based on non-cooperative game theory, in 2019 IEEE Intelligent Transportation Systems Conference. 2019, IEEE: Auckland. p. 2286-2291.

[6] Deng, Z., et al., Cooperative Platoon Formation of Connected and Autonomous Vehicles: Toward Efficient Merging Coordination at Unsignalized Intersections. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023. 24(5): p. 5625 - 5639.

[7] Jiang, X., J. Zhang, and D. Li, Eco-driving at signalized intersections: a parameterized reinforcement learning approach. Transportmetrica B: Transport Dynamics, 2023. 11(1): p. 1406-1431.

[8] Li, J., et al., Deep reinforcement learning-based eco-driving control for connected electric vehicles at signalized intersections considering traffic uncertainties. Energy, 2023. 279.

[9] Pei, H., et al., Fault-Tolerant Cooperative Driving at Signal-Free Intersections. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2023. 8(1): p. 121-134.

[10] Wu, R., et al., Multi-Lane Unsignalized Intersection Cooperation Strategy Considering Platoons Formation in a Mixed

Connected Automated Vehicles and Connected Human-Driven Vehicles Environment. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023. 25(2): p. 1569-1585.

[11] Yao, Z., et al., Integrated Schedule and Trajectory Optimization for Connected Automated Vehicles in a Conflict Zone. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2022. 23(3): p. 1841-1851.

[12] Yu, C., et al., Managing connected and automated vehicles at isolated intersections: From reservation- to optimization-based methods. Transportation Research Part B: Methodological, 2019. 122: p. 416-435.

[13] Lioris, J., et al., Platoons of connected vehicles can double throughput in urban roads. Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 2017. 77: p. 292-305.

[14] Kumaravel, S.D., A.A. Malikopoulos, and R. Ayyagari, Optimal coordination of platoons of connected and automated vehicles at signal-free intersections. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2021. 7(2): p. 186-197.

[15] Li, D., et al., Modeling adaptive platoon and reservation‐based intersection control for connected and autonomous vehicles employing deep reinforcement learning. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering, 2022. 38(10): p. 1346-1364.

[16] Zhao, W., R. Liu, and D. Ngoduy, A bilevel programming model for autonomous intersection control and trajectory planning. Transportmetrica A: Transport Science, 2021. 17(1): p. 34-58.

[17] Jiang, S., et al., Coordination of Mixed Platoons and Eco-Driving Strategy for a Signal-Free Intersection. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2022. 24(6): p. 6597 - 6613.

[18] Gong, J., et al., A Virtual Spring Strategy for Cooperative Control of Connected and Automated Vehicles at Signal-Free Intersections. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023. 25(2): p. 1430 - 1444.

[19] Yao, Z., et al., A Two-Stage Optimization Method for Schedule and Trajectory of CAVs at an Isolated Autonomous Intersection. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023. 24(3): p. 3263 - 3281.

[20] Guo, Z., et al., Coordination for Connected and Automated Vehicles At Non-Signalized Intersections: A Value Decomposition-Based Multiagent Deep Reinforcement Learning Approach. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022. 72(3): p. 3025 - 3034.

[21] Antonio, G.-P. and C. Maria-Dolores, Multi-Agent Deep Reinforcement Learning to Manage Connected Autonomous Vehicles at Tomorrow's Intersections. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022. 71(7): p. 7033-7043.

[22] Bai, Z., et al., Hybrid Reinforcement Learning-Based Eco-Driving Strategy for Connected and Automated Vehicles at Signalized Intersections. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2022. 23(9): p. 15850-15863.

[23] Deng, Z., et al., A Coevolutionary Algorithm for Cooperative Platoon Formation of Connected and Automated Vehicles. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022. 71(12): p. 12461-12474.

[24] Liu, C., et al., Longitudinal control of connected and automated vehicles among signalized intersections in mixed traffic flow with deep reinforcement learning approach. Physica A: Statistical Mechanics and its Applications, 2023. 629: p. 129189.

[25] Spatharis, C. and K. Blekas, Multiagent reinforcement learning for autonomous driving in traffic zones with unsignalized intersections. Journal of Intelligent Transportation Systems, 2022. 28(1): p. 103-119.

[26] Wu, Y., H. Chen, and F. Zhu, DCL-AIM: Decentralized coordination learning of autonomous intersection management for connected and automated vehicles. Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 2019. 103: p. 246-260.

[27] Jiang, X., et al., Learning the Policy for Mixed Electric Platoon Control of Automated and Human-Driven Vehicles at Signalized Intersection: A Random Search Approach. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023. 24(5): p. 5131-5143.

[28] Foerster, J., et al. Counterfactual multi-agent policy gradients. in Proceedings of the AAAI conference on artificial intelligence. 2018.

智能履带车辆越野机动性评估技术研究

黄雪涛[1]，黄雅茹[2]，王海霞[1]，张宪政[1]，杨荣富[1]

（1. 山东交通学院汽车工程学院，济南，250357；2. 内蒙古大学交通学院，呼和浩特，010021)

摘　要：针对智能车辆越野行驶路径规划需求，以履带车辆平均最大越野速度为评价指标，创造性的构建了履带车辆越野机动性评估理论模型，典型工况下评估模型的理论计算结果与仿真分析结果的最大误差为18.6%。首先，研究了履带车辆越野机动性的评价指标，提出了以最大平均越野速度为指标的智能履带车辆机动性评价方法；其次，基于车辆动力学模型，构建了智能履带车辆越野机动性评估模型；最后，建立了智能履带车辆仿真模型，进行了典型工况下智能履带车辆的理论评估和仿真计算，验证了越野机动性评估模型的精度。论文的研究成果具有较强的工程应用前景，可为智能车辆路径规划及无人化履带装备的研发提供技术支撑。

关键词：智能履带车辆；越野机动性；RecurDyn；评估技术

中图分类号：TH137

Research on Off-Road Mobility Evaluation Techniques for Intelligent Tracked Vehicles

Xuetao Huang[1], Yaru Huang[2], Haixia Wang[1], Xianzheng Zhang[1], Yongfu Yang[1]

（1. Department of Automotive engineering, Shandong Jiao-tong University, Jinan 250357, China
2. School of Transportation, Inner Mongolia University, Hohhot 010021, China）

Abstract: To address the off-road path-planning requirements of intelligent vehicles, a theoretical evaluation model for the off-road mobility of tracked vehicles was developed using the maximum average off-road speed as the evaluation index. Under typical operating conditions, the maximum deviation between the theoretical predictions and simulation results was 18.6%. First, the evaluation indices of tracked-vehicle off-road mobility were investigated, and a mobility evaluation method for intelligent tracked vehicles based on the maximum average off-road speed was proposed. Second, a multi-degree-of-freedom theoretical model was established for a representative intelligent tracked vehicle. Taking the weighted root-mean-square acceleration at the driver’s seat as the objective function, an off-road mobility evaluation model was formulated. Finally, a simulation model of the intelligent tracked vehicle was developed, and both theoretical evaluations and simulations were carried out under typical operating conditions. Comparison of the theoretical and simulation results verified the accuracy of the proposed mobility evaluation model. The proposed method has promising engineering application potential and can provide technical support for off-road path planning of intelligent vehicles and the development of unmanned tracked equipment.

Key words: intelligent tracked vehicles; off-road maneuverability; RecurDyn; Evaluation Techniques

1 序言

智能履带车辆在野外作业时，其越野机动性受土壤特性、地形地貌、车辆结构参数、履带与地面的动态耦合系数等因素的影响，是目前无人化车辆研究的热点和难点之一。Parker et al. (2021)等研究了车辆在有机土壤上的机动性；Wasfy and Jayakumar (2021a, Wasfy and Jayakumar (2021b)研究了基于复杂地形的下一代北约参考机动性模型的构建思路和方法； Karpman et al. (2022)研究了利用NWVPM 的分析方法来预测车速优化机动图和油耗的新方法；Mason et al. (2022) 提出了一种特性曲线，用于预测在粘土土壤上从正 100%动力滑移到负 100%滑移的各种动力、牵引和制动模式下车轮的总牵引力；Chołodowski (2023) 提出了一种预测越野车辆橡胶履带、橡胶带和橡胶套金属链履带弯曲振动所造成的能量损失的模型，并建立了一个试验台和试验程序来确定该模型的力学参数；Pei et al. (2024) 采用Bekker土沉理论，建立了软土道路转向工况下重型履带车辆动力学分析模型；Huang et al. (2026)研究了履带车辆在松软地面上的通过性，构建了履带车辆松软地面通过性评估模型；袁艺 et al. (2024)建立了高速履带车辆非线性转向动力学模型及 2 自由度线性转向动力学模型，并对模型进行试验验证；王浩东 et al. (2025)提出基于开放词汇语义分割的障碍识别算法,可提取车辆周围环境中障碍物和地形的语义标签,能有效识别复杂越野环境下的未知障碍物,在数据集和实车环境中验证了其具备稳定、全面的障碍识别能力；张森杰 et al. (2025)提出一种利用激光雷达点云对地面特征进行描述的轻量化回环检测算法；赵春江 et al. (2025)以丘陵山地水稻机械化关键技术为“切口”，提出不同环节下国内丘陵山地水稻机械化发展面临的挑战，并展望未来丘陵山地水稻机械化发展态势；王法安 et al. (2026)开展了黏重土壤条件下自走式三七联合收获机车辆底盘运动学与通过性能分析；邹丽 et al. (2026)基于拉格朗日有限元分析法方法和显示动力求解器，研究不同入土角度与速度下履带板与沉积物之间的相互作用特性。

国内外的研究学者对履带车辆的越障能力、通过能力及车辆负载下土壤的沉陷规律进行了大量的研究，但对智能履带车辆越野机动性评估技术研究涉及较少。论文以某智能履带车辆为研究对象，研究智能履带车辆越野机动性理论建模方法及快速评估技术，为智能化、无人化车辆研发奠定基础。

2 智能履带车辆越野机动性评价指标

为了合理的提出智能履带车辆越野机动性的评价指标，首先要考虑人体对振动的反映。由于人体本身就是一个复杂的振动系统，因此人体对振动的反应不仅取决于振动的强度，而且还与频率有关。不同的人，不同的姿态、不同的身体部位、不同的作用位置和方向，对振动的反应都不同。也就是说，与乘坐舒适性有关的评价应包含客观测量和主观感觉两方面。国际标准化组织 ISO 在综合大量有关人体全身振动研究成果的基础上，制定了国际标准 ISO2631-1-1997《机械振动与冲击-人体全身振动暴露评估-第 1 部分：通用要求》、ISO2631-2-2003《机械振动与冲击-人体全身振动暴露评估-第 2 部分：建筑物中的振动》及 ISO2631-5-2004《机械振动与冲击-人体全身振动暴露评估-第 5 部分：包含多次冲击的振动评估方法》。参照 ISO2631-1-1997，我国制定了 GB/T 13441.1—2007《机械振动与冲击 人体暴露于全身振动的评价》。

依据 GB/T 13441.1—2007 进行的振动评价，采用加权均方根加速度来表述。平动振动加权均方根加速度的单位为“m/s^2”，加权均方根加速度 a_w 采用式(1)计算。

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^{\,2}(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中，$a_w(t)$为随时间变化的加权加速度，m/s^2；T 为测量持续时间，s。

由正交坐标系各方向振动得到的加权均方根加速度振动总值，可按式（2）进行计算。

$$a_v = (k_x^{\,2} a_{wx}^{\,2} + k_y^{\,2} a_{wy}^{\,2} + k_z^{\,2} a_{wz}^{\,2})^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

式中，a_v 为加权均方根加速度振动总值，m/s²；a_{wx} 为正交轴 x 的加权均方根加速度，m/s²；a_{wy} 为正交轴 y 的加权均方根加速度，m/s²；a_{wz} 为正交轴 z 的加权均方根加速度，m/s²；k_x 为正交轴 x 的倍频系数，k_x=1.4；k_y 为正交轴 y 的倍频系数，k_y =1.4；k_z 为正交轴 z 的倍频系数，k_z =1。

为评估驾驶员在作业过程中暴露于全身周期性、随机及瞬态振动时的舒适性影响，研究 0.5Hz~80 Hz 频率范围内不同类型振动对人体舒适性的相对影响程度，通过测定 x、y、z 各轴向的加权均方根加速度，依据任一时刻、任意接触点、任意轴向测得的最高加权均方根加速度进行，如表 1 所示。

表 1　车辆舒适性评价指标

加权加速度均方根（m/s²）	人体主观感受
＜0.315	舒适
0.315-0.63	有一些不舒适
0.5-1.0	不舒适
0.8-1.6	相当不舒适
1.25-2.5	很不适
＞2.0	极其不舒适

对于军用车辆和工程车辆，标准给出了在不同加权加速度均方根限值下的疲劳工作极限，如表 2 所示。

表 2　驾驶员疲劳工作极限

暴露时间	加权加速度均方根限值(m/s²)
8 小时	0.5
4 小时	0.71
2.5 小时	0.9
1 小时	1.25
25 分钟	1.6

基于人体的解刨学特征，美国电机系统实验室的 Pradko 和 Lee 最初在 1968 年提出了吸收功率的方法。他们发现，人体的行为就像一个阻尼弹性体，在特定的输入和变形条件下，可以被认为是一个线性系统，当一个的身体振动时，振动能量被身体吸收并传递到整个身体，这种流速可以用来评估身体的振动特性，能量的时间耗散功率被描述为吸收功率。参考 ISO2631-1-1997,对于 1 到 80Hz 之间的车辆低频振动，平均吸收功率是根据对人体的传递函数确定的，由于作为乘员输入信号的加速度均方根值与吸收功率 P_{xs} 之间存在着一定的关系，该关系可以用式（3）来表述。

$$P_{xs} = 0.5591a_{\omega jfg}^{\ 2} + 1.8265a_{\omega jfg} - 0.29989 \quad (3)$$

式中，P_{xs} 表示人体的吸收功率，$a_{\omega jfg}$ 表示对乘员输入振动信号的加速度均方根值。当人体吸收功率为 6w 时，由式（3）可以得出 $a_{\omega jfg}$=2.10m/s²。

综上所述，驾驶员座椅处的总加权加速度值为衡量车辆越野机动性的一个重要指标，依据 GB/T 13441.1—2007，并参照 GJB 966—90，以暴露于高强度振动环境 2 小时的驾驶员座椅处加权加速度均方根值≤1.6 m/s² 为评价指标。考虑到驾驶员座椅的减振效果，依据 GB/T 18707.1—2002，参考车辆座椅实测结果，取座椅有效加速度传递率为 0.80，即隔振率约 20%，智能履带车辆越野机动性的评价指标修订为簧上质量加权加速度均方根值≤2.0m/s²。

3 智能履带车辆越野机动性评估模型构建

智能履带车辆在野外松软地面上行驶时，崎岖不平地面引起的冲击激励经由负重轮挂胶、悬挂系统减振后传递给车身，引起驾驶员身体的不适及车载部件的疲劳损伤。一般情况下，地面对履带车辆的冲击激励随着履带车辆的行驶速度的提高而增大，当该振动值超过人体承受的极限时，就会

影响战略任务的完成。因此，基于地面高程激励及履带车辆的动力学理论模型可以获取车辆在指定区域的最高平均越野速度，从而实现履带车辆越野机动性的快速评估。

为了研究智能履带车辆的越野机动性，以某智能履带车辆为例，构建智能履带车辆的多自由度振动模型，如图 1 所示。

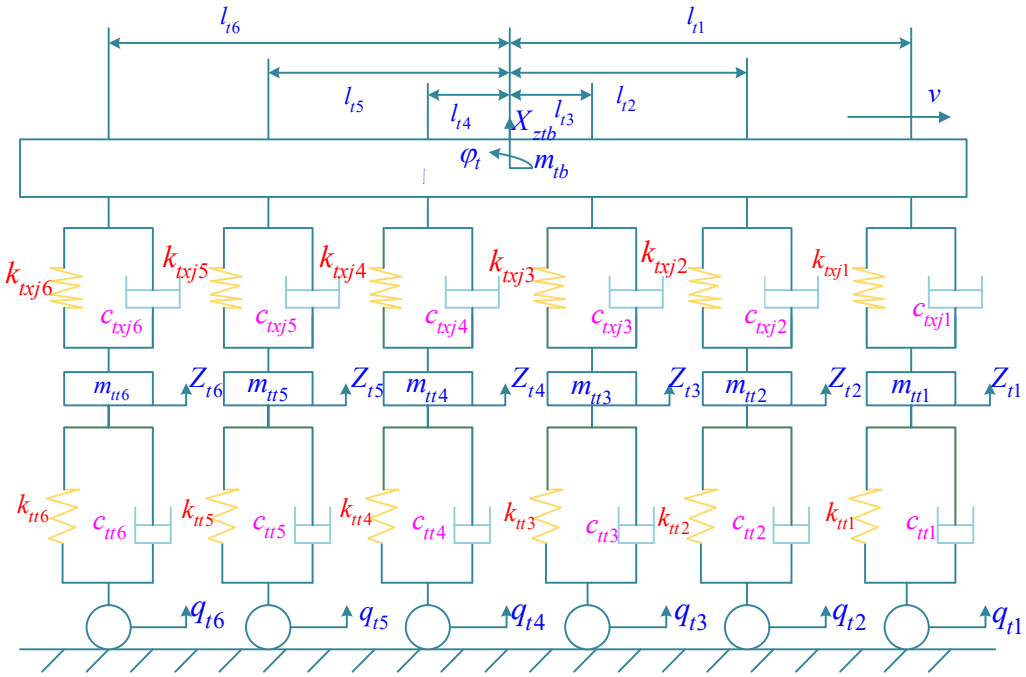


图 1　智能履带车辆多自由度振动模型

由图 1 可知，智能履带车辆车身振动的理论方程可以表示为

$$
\begin{aligned}
&m_{tb}\ddot{z}_{tb}+k_{txj1}(z_{tb}+l_{t1}\varphi_t-z_{t1})+c_{txj1}(\dot{z}_{tb}+l_{t1}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t1})+k_{txj2}(z_{tb}+l_{t2}\varphi_t-z_{t2})+c_{txj2}(\dot{z}_{tb}+l_{t2}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t2})+\\
&k_{txj3}(z_{tb}+l_{t3}\varphi_t-z_{t3})+c_{txj3}(\dot{z}_{tb}+l_{t3}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t3})+k_{txj4}(z_{tb}+l_{t4}\varphi_t-z_{t4})+c_{txj4}(\dot{z}_{tb}+l_{t4}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t4})+\\
&k_{txj5}(z_{tb}+l_{t5}\varphi_t-z_{t5})+c_{txj5}(\dot{z}_{tb}+l_{t5}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t5})+k_{txj6}(z_{tb}+l_{t6}\varphi_t-z_{t6})+c_{txj6}(\dot{z}_{tb}+l_{t6}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t6})=0\\
&J_{ty}\ddot{\varphi}_t+l_{t1}k_{txj1}(z_{tb}+l_{t1}\varphi_t-z_{t1})+l_{t1}c_{txj1}(\dot{z}_{tb}+l_{t1}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t1})+l_{t2}k_{txj2}(z_{tb}+l_{t2}\varphi_t-z_{t2})+l_{t2}c_{txj2}(\dot{z}_{tb}+l_{t2}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t2})+\\
&l_{t3}k_{txj3}(z_{tb}+l_{t3}\varphi_t-z_{t3})+l_{t3}c_{txj3}(\dot{z}_{tb}+l_{t3}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t3})+l_{t4}k_{txj4}(z_{tb}+l_{t4}\varphi_t-z_{t4})+l_{t4}c_{txj4}(\dot{z}_{tb}+l_{t4}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t4})+\\
&l_{t5}k_{txj5}(z_{tb}+l_{t5}\varphi_t-z_{t5})+l_{t5}c_{txj5}(\dot{z}_{tb}+l_{t5}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t5})+l_{t6}k_{txj6}(z_{tb}+l_{t6}\varphi_t-z_{t6})+l_{t6}c_{txj6}(\dot{z}_{tb}+l_{t6}\dot{\varphi}_t-\dot{z}_{t6})=0\\
&m_{tt1}\ddot{z}_{t1}+c_{txj1}\left[\dot{z}_{t1}-(\dot{z}_{tb}+l_{t1}\dot{\varphi}_t)\right]+k_{txj1}\left[z_{t1}-(z_{tb}+l_{t1}\varphi_t)\right]+c_{tt1}(\dot{z}_{t1}-\dot{q}_{t1})+k_{tt1}(z_{t1}-q_{t1})=0\\
&m_{tt2}\ddot{z}_{t2}+c_{txj2}\left[\dot{z}_{t2}-(\dot{z}_{tb}+l_{t2}\dot{\varphi}_t)\right]+k_{txj2}\left[z_{t2}-(z_{tb}+l_{t2}\varphi_t)\right]+c_{tt2}(\dot{z}_{t2}-\dot{q}_{t2})+k_{tt2}(z_{t2}-q_{t2})=0\\
&m_{tt3}\ddot{z}_{t3}+c_{txj3}\left[\dot{z}_{t3}-(\dot{z}_{tb}+l_{t3}\dot{\varphi}_t)\right]+k_{txj3}\left[z_{t3}-(z_{tb}+l_{t3}\varphi_t)\right]+c_{tt3}(\dot{z}_{t3}-\dot{q}_{t3})+k_{tt3}(z_{t3}-q_{t3})=0\\
&m_{tt4}\ddot{z}_{t4}+c_{txj4}\left[\dot{z}_{t4}-(\dot{z}_{tb}+l_{t4}\dot{\varphi}_t)\right]+k_{txj4}\left[z_{t4}-(z_{tb}+l_{t4}\varphi_t)\right]+c_{tt4}(\dot{z}_{t4}-\dot{q}_{t4})+k_{tt4}(z_{t4}-q_{t4})=0\\
&m_{tt5}\ddot{z}_{t5}+c_{txj5}\left[\dot{z}_{t5}-(\dot{z}_{tb}+l_{t5}\dot{\varphi}_t)\right]+k_{txj5}\left[z_{t5}-(z_{tb}+l_{t5}\varphi_t)\right]+c_{tt5}(\dot{z}_{t5}-\dot{q}_{t5})+k_{tt5}(z_{t5}-q_{t5})=0\\
&m_{tt6}\ddot{z}_{t6}+c_{txj6}\left[\dot{z}_{t6}-(\dot{z}_{tb}+l_{t6}\dot{\varphi}_t)\right]+k_{txj6}\left[z_{t6}-(z_{tb}+l_{t6}\varphi_t)\right]+c_{tt6}(\dot{z}_{t6}-\dot{q}_{t6})+k_{tt6}(z_{t6}-q_{t6})=0
\end{aligned}
\tag{4}
$$

智能履带车辆越野机动性力学模型里各参数的物理意义如表 3 所示。

表 3　智能履带车辆越野机动性模型主要参数及其物理意义

符号	物理意义	符号	物理意义
m_{tt1}	折算到第一负重轮质量	k_{tt3}	第三负重轮挂胶刚度
m_{tt2}	折算到第二负重轮质量	k_{tt4}	第四负重轮挂胶刚度
m_{tt3}	折算到第三负重轮质量	k_{tt5}	第五负重轮挂胶刚度
m_{tt4}	折算到第四负重轮质量	k_{tt6}	第六负重轮挂胶刚度
m_{tt5}	折算到第五负重轮质量	q_{t1}	第一负重轮地面高程信息
m_{tt6}	折算到第六负重轮质量	q_{t2}	第二负重轮地面高程信息
m_{tb}	车身及悬挂质量的一半	q_{t3}	第三负重轮地面高程信息
z_{t1}	第一负重轮的垂向位移	q_{t4}	第四负重轮地面高程信息
z_{t2}	第二负重轮的垂向位移	q_{t5}	第五负重轮地面高程信息
z_{t3}	第三负重轮的垂向位移	q_{t6}	第六负重轮地面高程信息
z_{t4}	第四负重轮的垂向位移	c_{tt1}	第一负重轮挂胶阻尼
z_{t5}	第五负重轮的垂向位移	c_{tt2}	第二负重轮挂胶阻尼
z_{t6}	第六负重轮的垂向位移	c_{tt3}	第三负重轮挂胶阻尼
k_{txj1}	第一负重轮悬架刚度	c_{tt4}	第四负重轮挂胶阻尼
k_{txj2}	第二负重轮悬架刚度	c_{tt5}	第五负重轮挂胶阻尼
k_{txj3}	第三负重轮悬架刚度	c_{tt6}	第六负重轮挂胶阻尼
k_{txj4}	第四负重轮悬架刚度	z_{tb}	车辆质心处的垂向位移
k_{txj5}	第五负重轮悬架刚度	ψ_t	车辆的俯仰角
k_{txj6}	第六负重轮悬架刚度	J_{ty}	履带车辆俯仰转动惯量的一半
c_{txj1}	第一负重轮悬架阻尼	l_{t1}	车辆质心到第一负重轮的距离
c_{txj2}	第二负重轮悬架阻尼	l_{t2}	车辆质心到第二负重轮的距离
c_{txj3}	第三负重轮悬架阻尼	l_{t3}	车辆质心到第三负重轮的距离
c_{txj4}	第四负重轮悬架阻尼	l_{t4}	车辆质心到第四负重轮的距离
c_{txj5}	第五负重轮悬架阻尼	l_{t5}	车辆质心到第五负重轮的距离
$c_{txj\ 6}$	第六负重轮悬架阻尼	l_{t6}	车辆质心到第六负重轮的距离
k_{tt1}	第一负重轮挂胶刚度	v	车辆的行驶速度
k_{tt2}	第二负重轮挂胶刚度		

4 基于软土沉陷的地面高程信息

地面不平度是量化地面高程与理想平面间偏离程度的重要参数，能直观地反映出车辆行驶过程中由于地面起伏不平产生的振动情况。地面不平度函数描述了地面相对基准平面高度随地面纵向长度的变化情况，是评估地面等级和车辆通过、机动性的重要指标之一。地面不平度会导致车辆产生垂直于地面方向的振动，这种振动响应会对车辆的悬挂系统和底盘结构产生冲击，不仅影响车辆的平顺性和乘坐舒适性，还会对车辆的通过性、机动性产生较大的影响。

如将地面不平度看成是一个随机过程，则其具有零均值及各态历经的高斯平稳随机特性。地面断面可以认为由不同特性的短波、中波、长波组成。功率谱密度是地面不平度分析中常用的频域表征方法，表示地面不平度在不同频率(波长)下的方差，这样可以通过分析不同频率下的高程、速度、加速度的方差来分析地面断面的不平性，即地面自功率谱密度函数表征其激励能量的高低。功率谱密度表示信号的平均功率随频率的变化，通过功率谱密度可以了解地面不平度信号的频率结构。

智能履带车辆的越野机动性是地面不平度的函数，而地面不平度是量化地面高程与理想平面间偏离程度的重要参数，能直观地反映出智能车辆行驶过程中由于地面起伏不平产生的振动情况。本文采用地面不平度功率谱来描述地面不平度，地面不平度的功率谱密度函数采用最小二乘法对空间频率进行拟合，拟合后的地面垂直高度功率谱密度可以表示为

$$G_q(n) = G_q(n_0)(\frac{n}{n_0})^{-W} \quad (5)$$

式中，$G_{q(n)}$为地面功率谱密度；n 为空间频率，m^{-1}；n_0 为参考空间频率，n_0 =0.1 m^{-1}；$G_{q(n0)}$为参考空间频率的地面不平度系数；W 为频率指数，W=2。

标准 GB7031-2005 根据地面功率谱密度将地面划分为 8 个等级，如表 4 所示。

表 4 地面不平度等级划分方法

地面等级	地面不平度系数（G_q（n_0）x$10^{-6}m^{-1}$，n_0=0.1m^{-1}）		
	下限	几何平均值	上限
A	-	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8192	16384	32768
G	32768	65536	131072
H	131072	262144	-

构建越野地面频谱模型时，考虑车速的影响，则可将空间功率谱密度转化成时间功率谱密度函数，即

$$f = nv$$

$$G_q(f) = \frac{G_q(n)}{v} = \frac{G_q(n_0)(\frac{n}{n_0})^{-2}}{v} = G_q(n_0)n_0^{\,2}\frac{v}{f^2} \quad (6)$$

式中，$G_{q(f)}$为用时间频率表示的地面垂直功率谱密度；v 为车辆的行驶速度，f 为时间频率。

当装备的行驶速度为准静态时，其装备的行驶速度可以看做 1m/s，在该种工况下，空间频率（0.011, 2.83）可以转化成相应的时间频率区间（0.011,2.83），将时间频率区间转化成宽度为△n_i 的 m 个区间，则区间范围内的功率谱密度 $G_q(f_{mid},i)$可由此区间上的中心频率 $f_{mid,i}$(i=1,2,⋯,m)替代，因此第 i 个区间上的功率谱可以表示为

$$w = \sum_{i=1}^{m} G_q(f_{mid,i})\Delta f_i \quad (7)$$

令$|A|^2=w$，则第 i 个区间对应的不平度幅值 A_i 可以表示为

$$A_i = \sqrt{w_i} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m} G_q(f_{mid,i})\Delta f_i} \quad (8)$$

随机相位正弦波表示为 $\sqrt{2}A_i \cdot \sin\left(2\pi \cdot f_{mid,i}x + \theta\right)$，其标准差为 A_i，时间频率为 $f_{mid,i}$(i=1,2,⋯m)，用标准差为 A_i 的正弦波表示地面不平度，则

$$q_i(x) = \sum_{i=1}^{m} \sqrt{2G_q(f_{mid,i})\Delta f_i}\,\sin(2\pi f_{mid,i}x + \theta_i) \quad (9)$$

式中，θ_i 为满足正态分布的[0,2π]之间的随机数；x 为地面的纵向位移；$f_{mid,i}$ 为第 i 个区间的中心频率。

由式（9）利用 MATLAB 软件可以得到沿长度方向的地面不平度信息如图 1 所示。

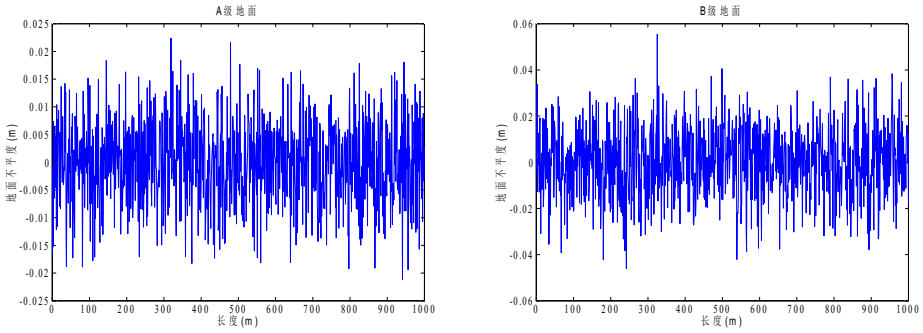


图 1　地面不平度数据

智能履带车辆在松软地面上行驶时，土壤在车辆负载的作用下会发生沉陷，进而影响越野地面原有的地面高程数据。描述地面压力与土壤沉陷关系的公式有很多，目前在车辆地面力学领域采用的主要由 Beckker 承压模型和 Jansion 剪切模型，如式(10)、(11)所示。

$$p=\left(k_c/b+k_\varphi\right)z^{\mathrm{n}} \quad (10)$$

$$\tau_{\max}=c+p\tan\varphi \quad (11)$$

式中，p 为沿车轮法向分布的均布压力，k_{c} 为土壤粘聚力系数，b 为轮胎宽度，k_{φ}为土壤内摩擦角系数，z 为土壤的沉陷量，n 为土壤变形指数，$\tau_{\max}$ 为轮胎与地面间的剪切应力，c 为土壤内聚力，φ为土壤内摩擦角。

采用谐波叠加法对越野地面的功率谱密度函数进行积分换算，即将时间频率区间转化成宽度为$\triangle f_{\mathrm{i}}$的 m 个区间，则区间范围内的功率谱密度 $G_{\mathrm{q}}(f_{\mathrm{mid},i})$可由此区间上的中心频率 $f_{\mathrm{mid},i}(i=1,2,\cdots,\mathrm{m})$替代，同时考虑软土沉陷的影响，则考虑软土沉陷的地面高程可以表示为

$$q_i(t)=\sum_{i=1}^{m}\sqrt{2G_q(f_{mid,i})\Delta f_i}\sin(2\pi f_{mid,i}vt+\theta_i)-\sqrt[n]{\frac{W_j}{\frac{k_c}{b}+k_\varphi}} \quad (12)$$

式中，$q_{\mathrm{i}}(t)$表示 t 时刻车轮的垂向位移大小，θ_i 为满足正态分布的[0,2π]之间的随机数；$f_{\mathrm{mid},i}$为第 i 个区间的中心频率；W_j（j=1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12）分别为智能履带车辆在 12 个负重轮上的负载。由式(12)可以计算出智能履带车辆各个负重轮上的动载激励，将其带入到式（4），可以得出智能履带车辆以不同的行驶速度在不同等级的松软地面上行驶时簧上质量加权加速度的值，进而由车辆越野机动性评价指标确定智能履带车辆在该越野地面上行驶时的最大平均越野速度。

5 机动性评估模型的仿真验证

为了验证智能车辆越野机动性评估模型的合理性和准确性，基于某智能履带车辆的结构参数及大型动力学仿真分析平台 RecurDyn，研究智能履带车辆在 D 级黏土地面上以 50km/h 的速度行驶时由车辆机动性评估模型计算得到的簧上质量加权加速度结果与仿真结果之间的差异，构建智能履带车辆的仿真分析模型如图 2 所示。

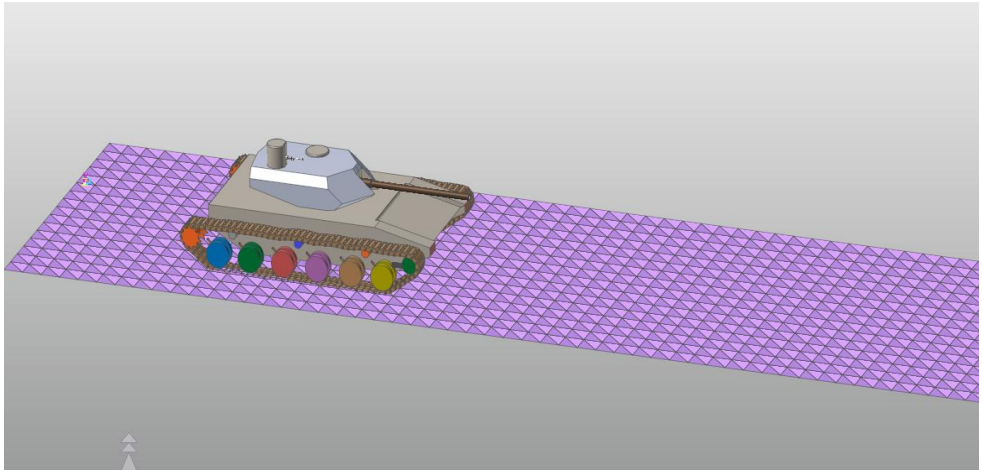


图 2　智能履带车辆机动性仿真分析模型

智能车辆以 50km/h 的速度在 D 级黏土地面上行驶时，车辆质心处加权加速度的理论计算结果与仿真结果的对比如图 3 所示。

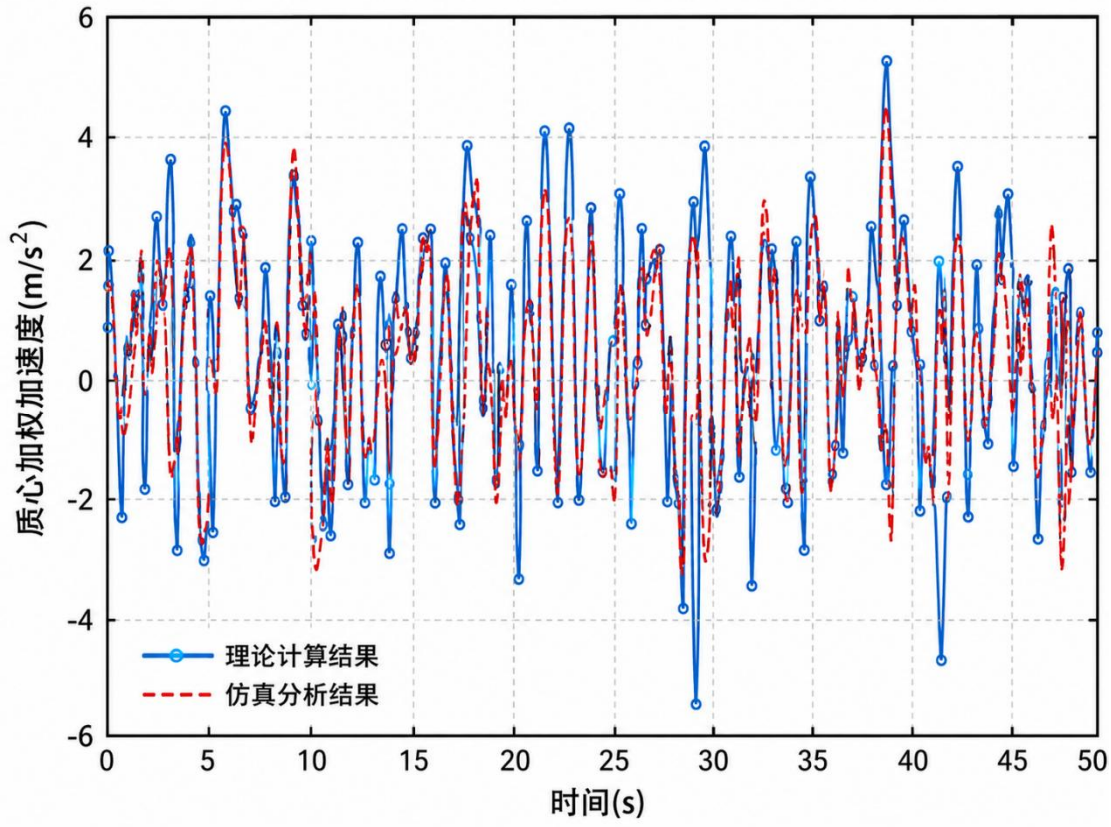


图 3　驾驶员座椅处垂向加速度结果对比

由图 3 可知，智能车辆在 D 级地面上高速行驶时，车辆质心处产生较大的加权加速度，其仿真结果加权加速度均方根值值达到了 1.8964m/s²，理论评估结果为 1.5437 m/s²，略小于车辆机动性评价指标 2m/s²。车辆质心处加权加速度的理论计算结果与仿真分析结果的变化趋势一致，车辆质心处加权加速度均方根值理论计算结果与仿真分析的误差为 0.3527m/s²，约为 18.6%，满足工程实际应用的需求。

6 结论

论文研究了智能履带车辆的越野机动性评估问题，提出了考虑软土沉陷的智能履带车辆越野机

动性评估模型，并通过仿真分析验证了评估模型的合理性和准确性，实现了智能履带车辆越野机动性的快速评估和准确预测，为无人化车辆的设计研发提供了技术支撑。

本文获得的主要研究成果包括：

1）构建了智能履带车辆多自由度振动模型，并结合 Bekker 承压理论和地面等级划分方法，建立了考虑软土沉陷的车辆越野机动性评估模型；

2）结合仿真分析技术，以车辆质心处加权加速度为评价指标，得出了智能履带车辆越野机动性的理论计算结果与仿真分析结果的误差在 18.6%以内，满足工程实践分析需要的结论。

References:

[1] J. Chołodowski 2023. Modelling and experimental identification of spring-damping properties of the off-road vehicle rubber tracks, rubber belts, and rubber-bushed tracks subjected to flexural vibrations. *Journal of Terramechanics,* 110**,** 101-122.

[2] X.T. Huang, W.W. Lv, K. Jiang, et al. 2026. Research on the Passability Evaluation Model for Intelligent Tracked Vehicle on Soft Soils. *IEEE ACCESS,* 14**,** 70775-70784.

[3] E. Karpman, W. Huang, J. Kövecses, et al. 2022. Speed-made-good: Mobility map generation for wheeled vehicles on soft terrain. *Journal of Terramechanics,* 101**,** 11-22.

[4] G.L. Mason, F. Vahedifard, T.J. Caster, et al. 2022. A unified equation for predicting gross traction for wheels on clay over a range of braked, towed, and powered operations. *Journal of Terramechanics,* 104**,** 1-13.

[5] M. Parker, A. Stott, M. Bodie, et al. 2021. Vehicle mobility on highly organic soils. *Journal of Terramechanics,* 98**,** 16-24.

[6] T.-G. Pei, B.-J. Yan, H. Dong, et al. 2024. Research on the influence of heavy-duty tracked vehicles parameters on steering driving process. *International Journal of Heavy Vehicle Systems,* 31**,** 267-288.

[7] T. WasfyP. Jayakumar 2021a. Next-generation NATO reference mobility model complex terramechanics – Part 1: Definition and literature review. *Journal of Terramechanics,* 96**,** 45-57.

[8] T.M. WasfyP. Jayakumar 2021b. Next-generation NATO reference mobility model complex terramechanics – Part 2: Requirements and prototype. *Journal of Terramechanics,* 96**,** 59-79.

[9] 王法安, 钟煊童, 张兆国, et al. 2026. 丘陵山区履带车辆运动学与通过性能研究. *农业机械学报,* 57**,** 403-415.

[10] 王浩东, 马彪, 陈漫, et al. 2025. 越野环境下履带车辆的障碍识别与可通行性分析. *兵工学报,* 46**,** 384-396.

[11] 袁艺, 盖江涛, 曾根, et al. 2024. 高速履带车辆横摆运动响应特性分析与试验验证. *兵工学报,* 45**,** 1094-1107.

[12] 张森杰, 龚建伟, 齐建永, et al. 2025. 基于地面特征的越野环境轻量化回环检测. *兵工学报,* 46**,** 204-214.

[13] 赵春江, 马晨, 李瑾, et al. 2025. 丘陵山地水稻机械化技术研究现状与展望. *农业工程学报,* 41**,** 1-11.

[14] 邹丽, 韩燕楚, 郑皓, et al. 2026. 深海采矿车履带板与沉积物相互作用规律. *哈尔滨工程大学学报,* 47**,** 70-79.

六轴分布式驱动车辆多模式转向协调控制及复杂工况通过性研究

谢宇锐，江浩斌，唐斌，李傲雪

江苏大学汽车工程研究院，江苏 镇江 212013

摘　要：针对六轴分布式驱动车辆轴距长、转向自由度多及超长载荷曲线扫掠显著的问题，提出前后控制点姿态重构、曲率—空间连续模式融合和低附着安全速度规划方法，并建立与控制律一致的三自由度非线性独立数值模型。通过载荷矩形全周边点在曲线道路 Frenet 坐标系中的逐时投影计算载荷外廓的逐时曲线扫掠净空。结果表明：中心转向理论质心半径由 33.60 m 降至 11.05 m；$R = 50$ m 弯道最大横向误差由 2.199 m 降至 0.473 m；在 $k_{max} = 0.040 m^{-1}$、有效宽度 11.0 m 的急弯中，最小净空由 -2.026 m 提高至 0.066 m；路面附着系数由 0.85 降至 0.35 时，最大误差由 2.968 m 降至 0.893 m，最小净空由 -0.329 m 提高至 0.945 m。步长收敛和参数敏感性结果表明结论在所建模型与参数范围内稳定。

关键词：六轴车辆；分布式驱动；多模式转向；双点姿态重构；曲线扫掠净空；低附着

1 引言

六轴重型运输车辆具有承载能力强、单位运量高和复杂地形适应性好的特点，在大型装备运输、应急保障和特种越野平台等场景中具有重要的工程价值。随着分布式电驱动、线控转向和智能驾驶技术向重型车辆渗透，多轴车辆底盘由传统机械耦合逐步向驱动—转向独立可控演化。分布式驱动能够独立调节各车轮驱/制动力，全轮转向则扩展了横向运动控制自由度，为长轴距车辆改善曲线跟踪、减小轴间的运动冲突和提高低速机动性提供了硬件基础[1-3]。

但六轴车辆轴距长、整车质量与横摆转动惯量大、轴间耦合显著。在低速转弯时，中后部车轴易出现轨迹内切；车速提高或模式切换不连续时，多轴转向还可能引入附加侧偏和寄生横摆力矩。因此，控制策略既要利用多轴转向降低给定曲线工况下的等效转弯半径，又要约束转角幅值、转角速率和模式切换冲击。需要强调的是，轨迹参考点误差或瞬时转弯半径并不能直接等同于整车外廓通过性，后者还取决于车体、载荷和前后悬形成的动态扫掠包络。

现有研究主要围绕多轴转向构型、模式切换与轨迹跟踪控制展开。预瞄控制具有结构清晰、计算负担较低等特点，MacAdam 较早将最优预瞄思想用于闭环汽车驾驶仿真，此后相关研究进一步将自适应预瞄、纵向速度规划及预瞄距离优化引入智能车辆轨迹跟踪[4-6]。在多轴转向协调方面，基于瞬时转动中心（instantaneous center of rotation，ICR）的扩展 Ackermann 方法可在统一几何约束下协调不同车轴转角[2,7]。Fang 等[3]基于机动—稳定域构建了重型分布式电驱车辆分层转向模式切换控制方法，指出不同转向构型会对车辆机动性与稳定性边界产生影响；Huang 等[8]将 LQR 方法用于多轴车辆轨迹跟踪控制。进一步地，He 等[9]针对独立转向多轴重型车辆开展了动力学建模与轮胎力协调研究，Kati 等[10]对多轴车辆不同全轮转向策略在紧弯工况下的性能进行了比较，表明轴间转向协调与转向构型是影响多轴车辆横向响应的重要因素。Zhai 等[11]研究了独立驱动多轴车辆蟹行转向及其机动特性，为车辆在航向基本保持条件下实现横向机动提供了相应控制思路。针对复杂运行工况，Zha 等[12]进一步指出，大曲率、低附着及变曲率等条件下的轨迹跟踪需要更加充分地考虑车辆动力学约束。

总体而言，现有研究已经从轨迹跟踪、转向构型及车辆动力学等方面形成了较为系统的多轴车辆控制方法，但对于六轴超长轴距车辆，仍存在两个值得进一步研究的问题：一方面，传统单点预瞄通常依据单一控制点构造跟踪误差，对车辆前后部相对姿态以及超长载荷外廓的曲线扫掠缺少直

接约束，在紧弯或空间受限工况下，仅保证参考点跟踪精度并不能等价于整车及载荷外廓具有足够的通过净空；另一方面，多种转向构型若依据固定阈值进行离散切换，在临界曲率或空间约束附近可能产生频繁模式切换，并引起转角指令的不连续变化。因此，对于六轴重型车辆，有必要在多轴转向协调控制中同时考虑车辆头尾姿态、载荷空间通过性以及不同转向模式之间的连续过渡。

基于上述问题，本文围绕六轴分布式驱动车辆多模式转向本体，构建“姿态重构—曲率预瞄—模式融合—安全速度规划—执行器约束”的协调控制方法。主要工作包括：1）构建统一的多模式转向几何框架，其中后轴基准和中心转向模式采用 ICR 参数化描述，蟹行模式采用六轴同向近似等角分配；2）由前、后控制点误差重构长车姿态，并采用统一基础增益进行单点/双点对照；3）以曲率和载荷剩余宽度形成连续模式融合系数；4）建立与控制律一致的 Python/NumPy 三自由度独立数值模型，采用曲线道路全周边扫掠净空、固定步长收敛和参数扰动验证方法有效性。

2 六轴车辆建模与多模式转向机理

2.1 三自由度整车动力学模型

为兼顾多轴协调控制的实时性与车辆横向动力学描述，建立纵向速度、横向速度和横摆角速度三自由度非线性模型[9-10,13]。车辆状态为$[X, Y, \varphi, u, v, r]$，第i轴等效侧偏角为$\alpha_{\mathrm{i}} = \delta_{\mathrm{i}} - arctan2(v + a_i r, u)$，侧向力采用附着饱和形式$F_{yi} = \mu F_{\mathrm{zi}} tanh\left(C_{\alpha\mathrm{i}}\alpha_{\mathrm{i}}/(\mu F_{\mathrm{zi}})\right)$。本文将六轴分布式驱动视为底盘硬件基础，纵向通道仅执行统一目标速度跟踪，不研究轮端驱动力优化分配，避免将转向控制结果外推为驱动分配结论。

$$\begin{cases} m(\dot{u} - vr) = \sum_{i=1}^{6}\left(F_{\mathrm{xl,i}} + F_{\mathrm{xr,i}}\right)cos\delta_{\mathrm{i}} - \left(F_{\mathrm{yl,i}} + F_{\mathrm{yr,i}}\right)sin\delta_{\mathrm{i}} \\ m(\dot{v} + ur) = \sum_{i=1}^{6}\left(F_{\mathrm{xl,i}} + F_{\mathrm{xr,i}}\right)sin\delta_{\mathrm{i}} + \left(F_{\mathrm{yl,i}} + F_{\mathrm{yr,i}}\right)cos\delta_{\mathrm{i}} \\ I_{\mathrm{z}}\dot{r} = \sum_{i=1}^{6} M_{z,i} \end{cases} \tag{1}$$

式中，m为整车总质量，I_{z}为绕质心垂直轴的横摆转动惯量，a_{i}为质心至第i轴的纵向距离，$C_{\alpha\mathrm{i}}$为第i轴等效侧偏刚度，F_{zi}按六轴等静载近似。轮胎双曲正切模型保证侧向力连续进入μF_{zi}饱和区，但未包含路面随机激励、悬架侧倾和轮胎温度等高阶效应。

$$\dot{\delta}_{\mathrm{i,real}} = sat\left[\left(\delta_{\mathrm{i,cmd}} - \delta_{\mathrm{i,real}}\right)/\tau_{\mathrm{s}}, \dot{\delta}_{\mathrm{max}}\right] \tag{2}$$

其中$\tau_s = 0.15\,s$，$\delta_{max} = 25°/s$。数值模型采用固定步长显式积分，并在 0.005～$0.020s$范围进行收敛性对照。研究对象参数及本次独立重构所需工程假设列于表 1；未公开的横摆惯量和侧偏刚度通过±20%组合扰动给出适用边界，而不表述为实车标定值。

表 1　六轴重型运输车辆主要结构参数

参数	符号/位置	数值	单位
整车长度	L_{veh}	18.74	m
整车宽度	W_{veh}	3.74	m
轮距	T	2.60	m
载荷长度	L_{obj}	22.06	m
载荷宽度	W_{obj}	4.72	m
满载总质量	m	29396	kg
质心至 1～6 轴距离	a_1～a_6	[7.45,4.40,1.33,-1.33,-4.40,-7.45]	m
满载合成质心高度	H_{cg}	约 3.22	m
横摆转动惯量	I_{z}	9.0×10^5	$kg\cdot m^2$
六轴侧偏刚度	$C_{\alpha1}$～$C_{\alpha6}$	[165,155,145,145,155,165]	kN/rad
各轴转角限位	$\delta_{\mathrm{max},1\sim6}$	[38,32,15,15,28,34]	(°)

执行器时间常数/速率	τ_s/δ_{max}	0.15/25	$s/(°\cdot s^{-1})$
控制器基础增益	$k_y/k_\varphi/k_r$	0.024/0.200/0.050	
姿态融合权重	w_φ/w_2	0.80/0.20	

2.2 基于瞬时转动中心的扩展 Ackermann 转向分配

六轴全轮转向的关键是使不同车轴在同一瞬时转动中心（instantaneous center of rotation，ICR）约束下协调运动[7]。设车辆质心为局部坐标系原点，纵向向前为x轴，横向向左为y轴，理想 ICR 坐标为$(x_{\mathrm{ICR}}，\ y_{\mathrm{ICR}})$。在低侧偏的运动学层面，第$i$轴的等效理想转角可写为：

$$\delta_{\mathrm{i,ideal}} = arctan\big((a_{\mathrm{i}} - x_{\mathrm{ICR}})/y_{\mathrm{ICR}}\big) \tag{3}$$

当 ICR 已知时，六个车轴的基准转角由同一几何中心唯一确定，再依据轮距将轴中心转角分配到左右车轮，可显著减小多轴转向时的轮胎横向拖曳。与把各轴转角作为彼此独立的控制量相比，ICR参数化将高维冗余转角问题转化为“确定转动中心—映射各轴转角”的低维几何问题，便于进一步进行模式约束和连续切换。

2.3 三类多模式转向构型

针对六轴车辆在中高速行驶、狭窄急弯以及横向平移三类典型需求，设计三种转向模式，如图 1 所示。

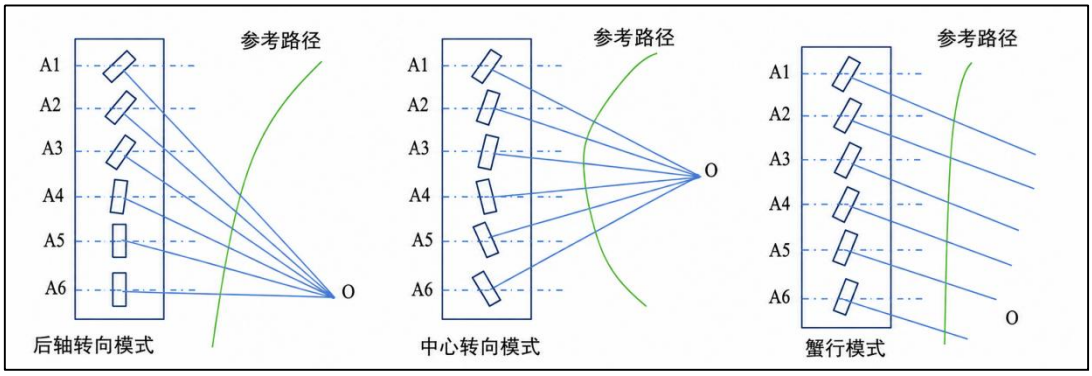


图 1　六轴车辆三类多模式转向几何示意

（1）后轴转向模式

后轴转向模式主要适用于常规曲率道路跟踪工况。在该模式下，将瞬时转动中心的纵向位置设置在第 6 轴附近，即以后轴作为几何基准进行转向分配。此时车辆前部车轴承担主要转向作用，后部车轴转角相对较小，从而保持较为平稳的转向响应特性。该模式能够兼顾路径跟踪精度与执行器负担，适用于中低曲率、道路空间约束相对宽松的工况。

（2）中心转向模式

当路径曲率增大或规划层空间约束趋紧时，将 ICR 纵向位置投影到车辆几何中心附近，使前后车轴呈反相转向。该构型可利用前后轴转向能力降低给定曲线工况下的瞬时等效转弯半径，并减轻中后部轨迹内切，适用于低速急弯和受限曲线跟踪。

（3）蟹行转向模式

当上层规划发出低速横向平移或对位指令时，六个车轴保持同向、近似等角转向，车辆在航向角基本不变的情况下实现侧向位移，可用于特种车辆靠边作业、狭小场地对位或绕障调整。由于该模式不存在传统意义上的有限瞬时转弯半径，控制程序在检测到蟹行指令后退出转动中心求解，转入同向转角分配；该模式不作为常规高速换道方式。

3 多模式转向协调控制方法

3.1 基于曲率与路宽的模式决策

多模式转向的本质是根据道路几何约束在后轴基准和中心转向流形之间连续调度。定义载荷两侧总剩余宽度$\Delta W = W - W_{obj}$。曲率隶属度λ_{k}在$|k| \le 0.032\ m^{-1}$时为 0、在$|k| \ge 0.040\ m^{-1}$时为 1，

中间采用半余弦插值；空间隶属度λ_w在$\Delta W \geq 3.50\ m$时为 0、在$\Delta W \leq 3.00\ m$时为 1。转弯模式融合系数取$\lambda = max(\lambda_k, \lambda_w)$。蟹行指令单独触发同向等角分配，本文不以转弯工况替代蟹行动态验证。如表 2，图 2 所示。

表 2　多模式转向连续调度规则

判据	融合系数/模式	控制目标
$\lvert k\rvert \leq 0.032\ m^{-1}$且$\Delta W \geq 3.50\ m$	$\lambda = 0$，后轴基准	常规曲线协调
$0.032 < \lvert k\rvert < 0.040\ m^{-1}$	λ_k半余弦连续变化	抑制转角突变
$3.00 < \Delta W < 3.50\ m$	λ_w半余弦连续变化	空间约束介入
$\lvert k\rvert \geq 0.040\ m^{-1}$或$\Delta W \leq 3.00\ m$	$\lambda = 1$，中心转向	低速紧弯通过性
收到明确横移指令	蟹行转向	保持航向侧移

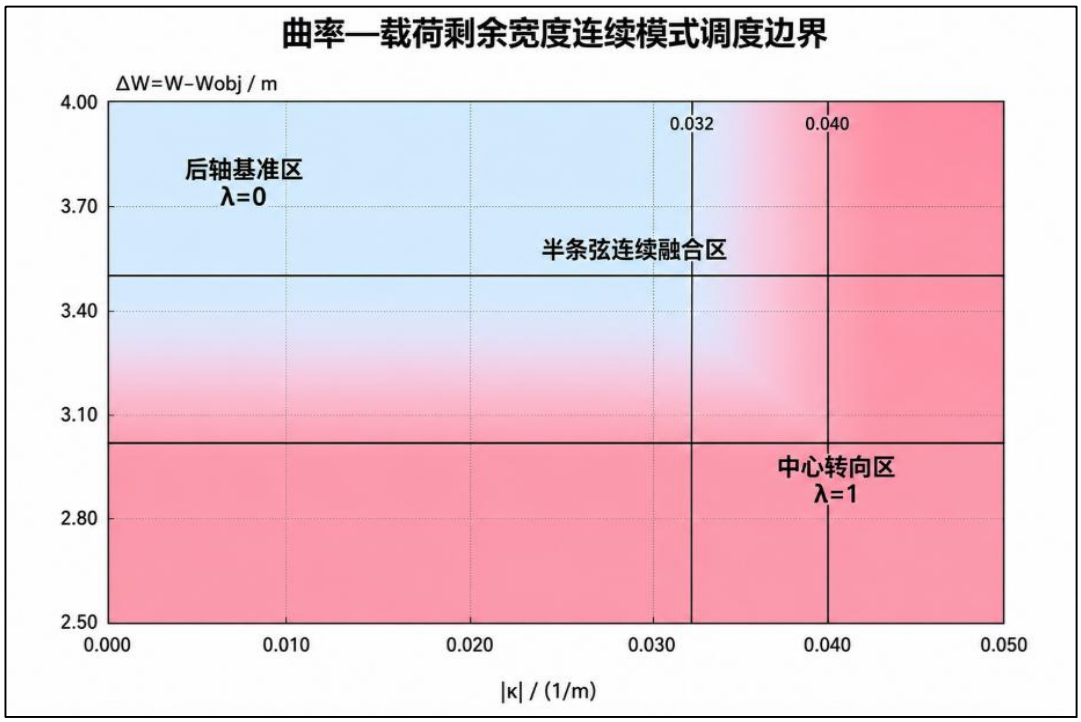


图 2　基于曲率与载荷剩余宽度的连续模式调度边界

连续隶属度避免在临界曲率附近发生“乒乓切换”。需要指出，ΔW是直线路段的总剩余宽度，只用于模式预选；最终是否通过必须由载荷全周边在实际曲线道路上的逐时净空决定，不能以$W > W_{obj}$直接替代。

3.2 模式切换的连续融合

后轴基准流形取$x_{ICR} = a_6$，中心转向流形取$x_{ICR} = 0$。对同一曲率命令k_{cmd}分别计算两套六轴转角$\delta_{i,rear} = arctan[(a_i - a_6)k_{cmd}]$和$\delta_{i,center} = arctan(a_i k_{cmd})$，再按连续融合系数组合。

$$\delta_{i,cmd} = (1-\lambda)\delta_{i,rear} + \lambda\delta_{i,center} \tag{4}$$

其中λ由曲率和剩余宽度实时计算。该结构直接在两个可解释的ICR转向流形之间插值，不依赖切换时刻记忆；随后由一阶执行器和 $25°/s$速率限值进一步抑制高频转角。

$$\lambda(q) = [1 - cos(\pi q)]/2，\ q \in [0,1] \tag{5}$$

半余弦函数在过渡区两端斜率为零，使模式融合系数和转角命令连续。后续将给出λ由 0 进入 1 以及六轴实际转角的完整时程，确认模式逻辑在所选紧弯中确实执行。

3.3 前后控制点姿态重构与曲率预瞄

传统单点基准仅以第 1 轴附近控制点构造横向和姿态误差，难以识别 18 m级车辆头尾姿态不一致。本文分别计算第 1 轴和第 6 轴控制点相对其最近参考路径站点的横向误差e_{f}、e_{r}，并利用前方曲率预瞄提供k_{p}和安全速度信息。两种策略使用相同k_{y}、k_{φ}、k_{r}和速度规划，避免通过策略专属增益制造对照优势。

设第 1、6 轴纵向坐标分别为a_1、a_6，质心横向误差与航向误差为e_{c}、e_{φ}。由头尾误差差分构造长车姿态项φ_2，随后与质心航向误差融合：

$$\varphi_2 = arctan2\left(e_{\mathrm{f}} - e_{\mathrm{r}},\ a_1 - a_6\right) \tag{6}$$

$$e_{\varphi,\mathrm{c}} = 0.80e_{\varphi} + 0.20\varphi_2 \tag{7}$$

单点基准取$e = e_{\mathrm{f}}$、$e_{\varphi,\mathrm{c}} = e_{\varphi,\mathrm{f}}$；双点协调取$e = e_{\mathrm{c}}$并使用上述融合姿态。固定权重 0.80/0.20 在全部工况保持不变，后控制点信息显式参与姿态重构，同时避免直接平均头尾横向误差在曲线道路上引入稳态几何偏置。

3.4 曲率命令与多模式 ICR 流形映射

曲率命令由参考曲率前馈、横向误差、融合姿态误差和横摆角速度误差共同构成，并限制在 ±0.055 $\mathrm{m^{-1}}$内：

$$k_{cmd} = sat\left[k_p - k_y e - k_{\varphi} e_{\varphi}, c - k_r\left(r - uk_p\right)/max(u,1)\right] \tag{8}$$

$$y_{\mathrm{ICR}} = 1/k_{cmd};\ \delta_{\mathrm{i,rear}} = arctan[(a_i - a_6)/y_{\mathrm{ICR}}];\ \delta_{\mathrm{i,center}} = arctan(a_i/y_{\mathrm{ICR}}) \tag{9}$$

当$|\mathrm{k_{cmd}}|$趋近于零时令$|y_{\mathrm{ICR}}|$取足够大值。六轴转角先按模式流形连续融合，再经各轴机械限位和执行器动态输出。该低维映射与实际代码逐项对应，避免将未执行的最小二乘投影公式写入结果分析。

整体控制框架见图 3。规划层提供曲率、可用宽度、名义速度及横移指令；双点姿态重构和曲率预瞄形成k_{cmd}；模式层给出λ并映射到六轴转角；安全层根据附着/侧翻边界修正预瞄尺度和目标速度，最后通过执行器约束输出。

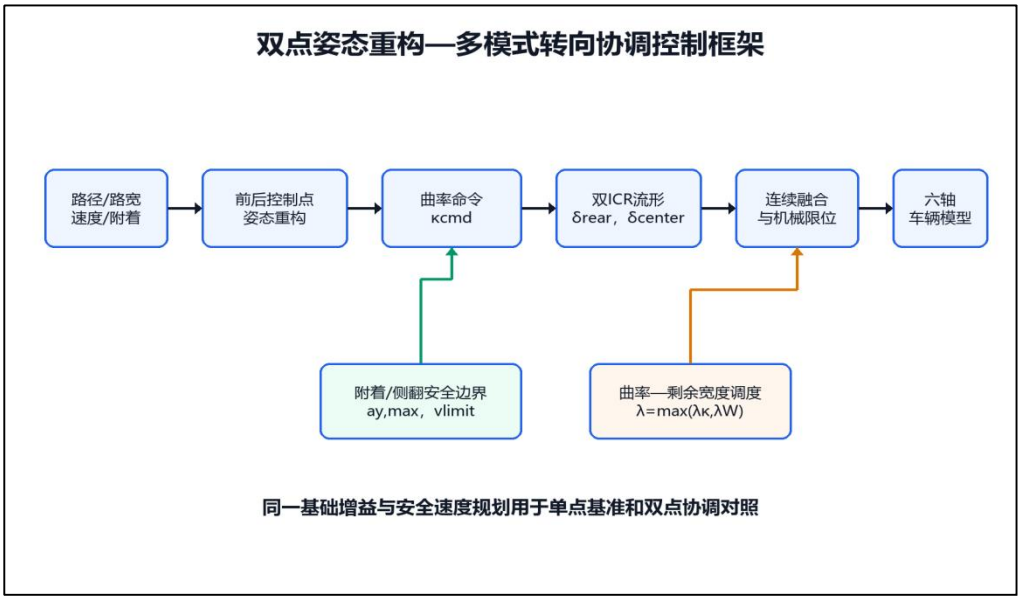


图 3　六轴分布式驱动车辆多模式转向协调控制框架

3.5 低附着条件下的动态安全边界扩展

几何可行并不代表动力学安全。本文同时考虑准静态侧翻边界和轮胎附着边界，将最大允许横向加速度定义为

$$a_{\mathrm{y,max}} = min[T_g S_{\mathrm{Fr}}/(2H_{\mathrm{cg}}),\ \mu g S_{\mathrm{F\mu}}] \tag{10}$$

式中 T 为轮距，H_{cg}为合成质心高度，μ为路面附着系数，$S_{Fr}=S_{F\mu}=0.80$。前方预瞄曲率k_{far}对应的安全速度上限为$v_{limit}=\sqrt{(a_{y,max}/max(|k_{far}|,10^{-4}))}$；目标速度取$u_t=min(u_{nom},v_{limit})$。预瞄尺度修正系数取$s=clip[ay,max/(u^2max(|\kappa far|,10^{-4})),0.60,1.00]$。

当附着降低或曲率增大时，两种对照策略均使用相同的速度规划和预瞄缩放，确保性能差异来自双点姿态重构与多轴模式协调。该安全规划是模型内的前馈约束，不等同于具有路面识别误差和执行延迟的实车安全认证。

4 仿真验证与结果分析

4.1 模型、净空算法与工况

本节采用 Python 3.12/NumPy 实现固定步长 0.01 s三自由度非线性独立模型。轮胎侧向力由双曲正切饱和函数计算，转向执行器包含 0.15 s一阶迟滞和 25°/s速率限幅；初始横向偏置 0.18 m、初始航向偏差 0.5°。横摆惯量、侧偏刚度、控制增益和转角限位均列于表 1。

通过性采用曲线道路全周边算法：在载荷矩形两条长边各取 17 点、前后边各取 7 点（角点去重后共 44 点），逐时变换至全局坐标，并投影到最近参考路径站点；以道路半宽减去所有周边点 Frenet 横向坐标绝对值的最大值作为净空$c(t)$，$cmin<0$ 表示侵界。正文设置$R=50\ m$定曲率、$5/10\ m/s$连续 S 形、$kmax=0.040\ m^{-1}$且$W=11.0\ m$的 2 m/s紧弯，以及$R=40\ m$、11 m/s、μ在 5 s由 0.85 降至 0.35 的低附着工况，如表 3 所示。

表 3　独立复算工况与通过判据

工况	车速	道路/附着	主要判据
理论几何边界	准静态	转角限位	CG/载荷内外侧半径
定曲率弯道	3 m/s	$R=50\ m$，$W=10\ m$	误差、全周边净空
连续 S 形	5、10 m/s	$k_{max}=0.020\ m^{-1}$，$W=10\ m$	误差、转角速率
受限紧弯	2 m/s	$k_{max}=0.040\ m^{-1}$，$W=11.0\ m$	$cmin\geq 0$、模式实际触发
低附着阶跃	11 m/s	$R=40\ m$，$w=10\ m,\mu$: 0.85 → 0.35	误差、β、速度规划、净空

4.2 转角限位下的理论几何边界

首先仅依据轴位置、载荷外廓和转角限位求解共同 ICR，不引入跟踪控制器。如表 4 和图 4 所示，后轴基准模式的限制轴为第 3 轴，ICR 横向距离 32.77 m、质心半径 33.60 m；中心转向模式受第 6 轴限位约束，质心半径为 11.05 m。由此可见，若把“最小半径”严格定义为转角限位下的质心几何半径，中心转向理论降幅为 67.1%，而不是场景相关跟踪半径的小幅变化。载荷外侧扫掠半径由 39.69 m降至 17.36 m，说明前后反相转向的主要价值在于重构整车扫掠边界。

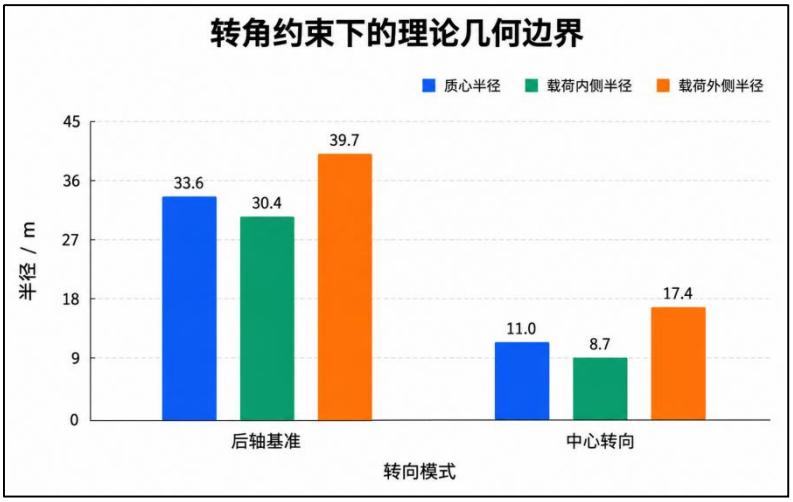


图 4　转角约束下的理论几何边界

表 4　两类模式理论几何边界

模式	质心半径/m	载荷内侧/m	载荷外侧/m	限制轴
后轴基准	33.60	30.41	39.69	第 3 轴
中心转向	11.05	8.69	17.36	第 6 轴

4.3 定曲率弯道验证

在$R = 50\ m$、$W = 10\ m$、$\mu = 0.85$、车速 $3\ m/s$条件下，两种策略均完成全程。如图 5 所示，双点协调将最大横向误差由 2.199 m 降至 0.473 m，降幅 78.5%；最小全周边载荷净空由 $0.188\ m$提高至 0.509 m；峰值转角速率由 0.0644 rad/s 降至 0.0593 rad/s。双点协调的侧偏角峰值较高，这是低速后轴基准几何引起的车身姿态差异，因此本文不将所有姿态指标表述为单调改善。

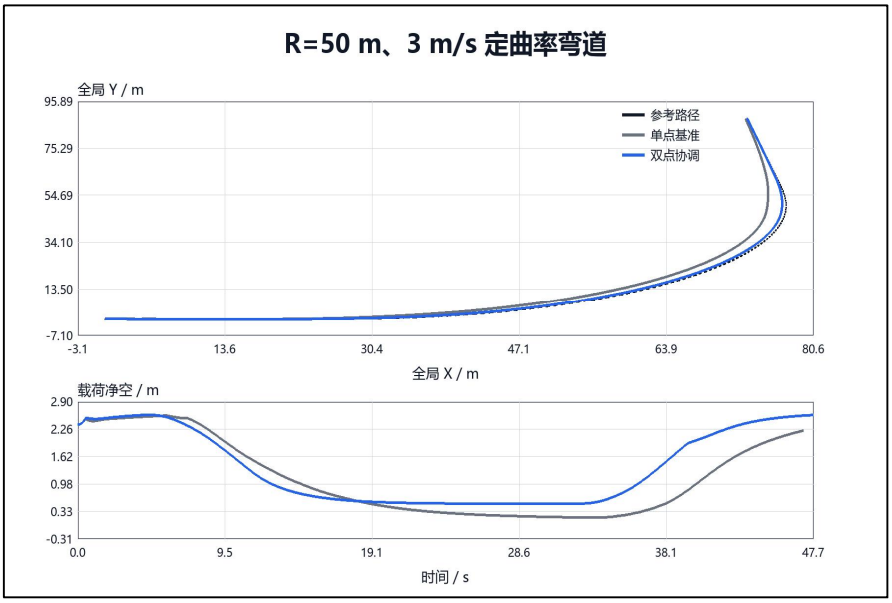


图 5　R=50 m 弯道轨迹与载荷全周边净空

4.4 连续 S 形道路速度分组

连续 S 形道路最大曲率为 $0.020\ m^{-1}$。如图 6 和表 5 所示，$5\ m/s$时，双点协调将最大横向误差由 $2.445\ m$降至 $0.681\ m$；$10\ m/s$时，最大误差由 $2.788\ m$降至 $0.840\ m$，转角速率峰值由 $0.406\ rad/s$降至 $0.189\ rad/s$。$5\ m/s$时双点协调的转角速率较基准增加 2.3%，且侧偏角峰值上升，说明多轴几何协调以一定姿态变化换取载荷边界和质心跟踪改善，评价不能只选取单一有利指标。

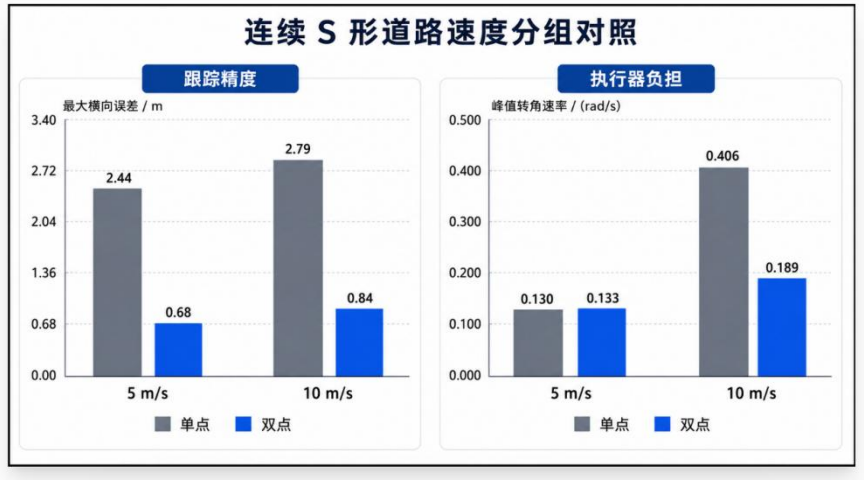


图 6　连续 S 形道路速度分组结果

表 5　连续 S 形道路结果

车速	策略	emax/m	RMSEφ/(°)	βmax/rad	转角速率/(rad/s)
5 m/s	单点	2.445	3.923	0.0899	0.130
5 m/s	双点	0.681	5.184	0.1347	0.133
10 m/s	单点	2.788	3.159	0.0560	0.406
10 m/s	双点	0.840	3.368	0.0905	0.189

4.5 有效宽度弯道通过性

受限紧弯最大曲率为 0.040 m^{-1}、有效宽度 11.0 m、车速 2 m/s。该宽度并非由载荷宽度简单相加得到，而是先按 22.06 m 长载荷在曲线上的弦向外扩量选择，再由全周边算法复核。如图 7 和表 6 所示，单点基准虽完成参考路径长度，但最大横向误差 4.598 m、最小净空−2.026 m，属于侵界失败；双点多模式协调在曲率过渡段使λ由 0 连续进入 1，最大误差降至 0.651 m、侧偏角峰值降至 0.133 rad，最小净空为 0.066 m，实现近边界完整通过。其峰值转角速率增加至 0.225 rad/s，但仍低于 25°/s 执行器限值。

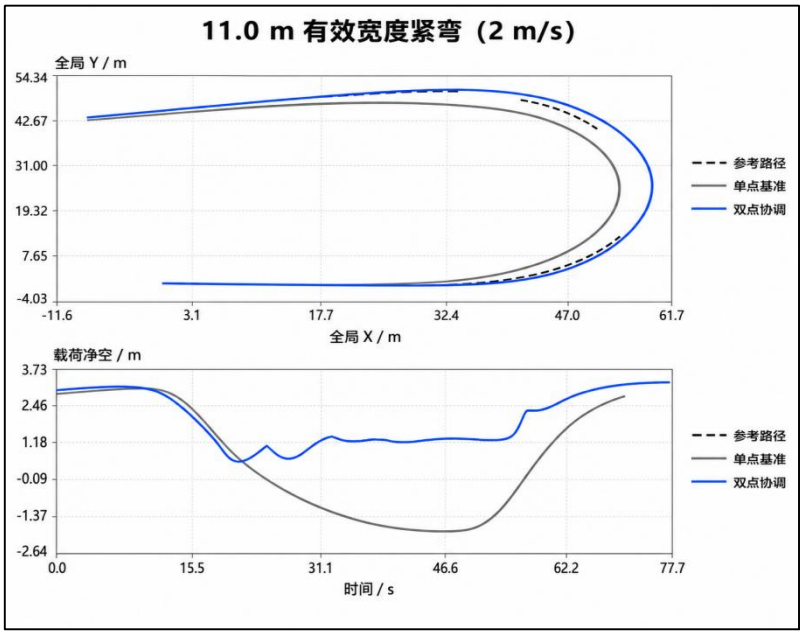


图 7　11.0 m 有效宽度紧弯轨迹与载荷净空

表 6　11.0 m 有效宽度紧弯结果

策略	e_{max}/m	RMSEφ/(°)	β_{max}/rad	前轴峰值/(°)	转角速率/(rad/s)	$cmin/m$
单点基准	4.598	9.204	0.2391	35.17	0.106	−2.026
双点协调	0.651	2.347	0.1331	22.28	0.225	0.066

4.6 低附着阶跃与参数敏感性

低附着工况采用 $R = 40\ m$、$W = 10\ m$ 道路，名义速度为 11 m/s，并在 $t = 5\ s$ 时将路面附着系数 μ 由 0.85 阶跃降低至 0.35。两种策略采用相同的安全速度规划，低附着曲率段目标速度下调至约 10.48 m/s；受纵向动态响应影响，单点基准和双点协调的最低实际车速分别为 10.518 m/s和 10.512 m/s。

如图 8 和表 7 所示，双点协调将最大横向误差由 2.968 m 降至 0.893 m，质心侧偏角峰值由 0.1386 rad 降至 0.1050 rad，最小净空由−0.329 m 提高至 0.945 m；两种策略的峰值转角速率均达到执行器限值 0.436 rad/s。因此，在采用相同安全速度规划和执行器约束的条件下，双点协调策略的性能改善主要来源于空间跟踪与车辆姿态协调能力的提升，而非通过放宽执行器约束或采用不同

的速度规划获得。

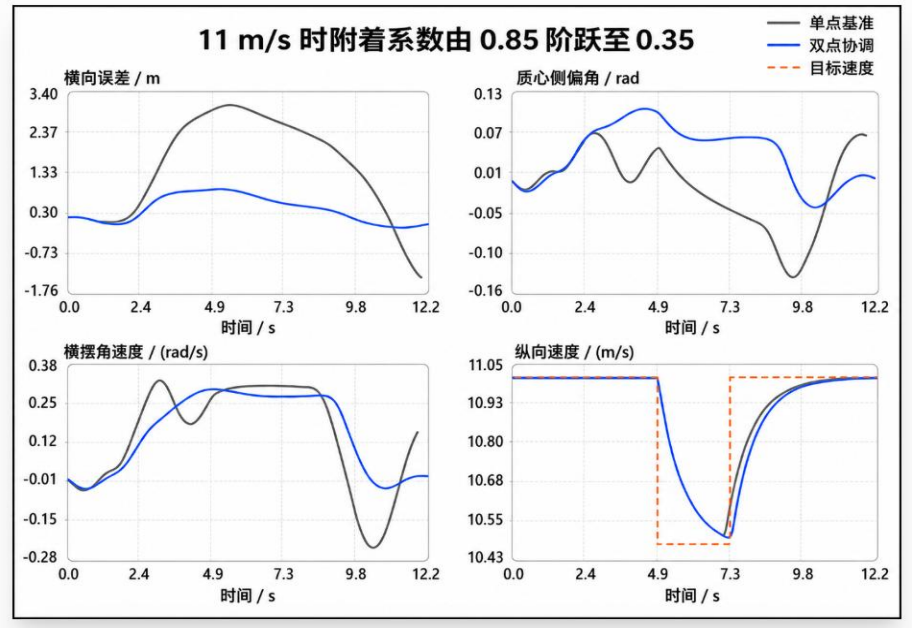


图 8　11 m/s 低附着阶跃与安全速度规划响应

表 7　低附着阶跃结果

策略	e_{max}/m	β_{max} /rad	$r_{max}/(rad/s)$	转角速率/(rad/s)	c_{min}/m	最低车速/(m/s)
单点基准	2.968	0.1386	0.327	0.436	−0.329	10.518
双点协调	0.893	0.1050	0.297	0.436	0.945	10.512

考虑横摆惯量I_z和六轴侧偏刚度C_α的工程估计误差，分别取名义值 0.8、1.0 和 1.2 倍形成 9 组扰动。如图 9 和表 8 所示，双点低附着工况最大横向误差为 0.656～1.072 m，侧偏角峰值为 0.082～0.121 rad，最小净空为 0.898～0.989 m，全部完成且$c_{\min} > 0$。结果支持所建模型参数范围内的通过性稳健性，但不能替代实车参数辨识。

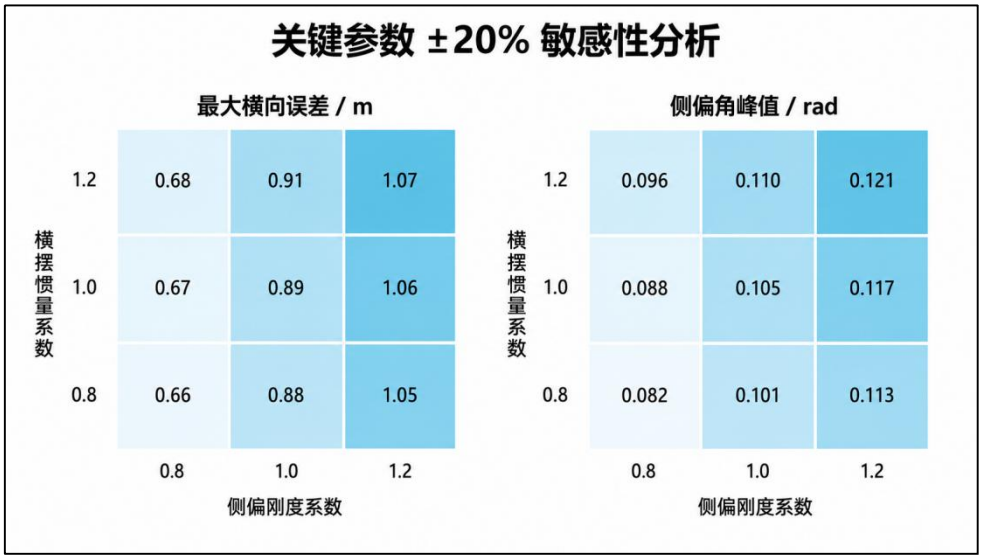


图 9　横摆惯量与侧偏刚度组合敏感性

表 8　参数敏感性范围

指标	名义值	9 组范围	判据
最大横向误差/m	0.893	0.656～1.072	均完成
侧偏角峰值/rad	0.1050	0.082～0.121	无发散
最小净空/m	0.945	0.898～0.989	全部>0
最低车速/(m/s)	10.512	10.512～10.512	共同规划

4.7 模式执行、步长收敛与适用边界

图 10 给出紧弯中模式融合系数和六轴实际转角。λ在曲率进入 0.032～0.040 m^{-1}过渡带时连续上升，并在定曲率段保持 1；第 1～3 轴与第 4～6 轴分别形成正、负转角，退出曲线时连续回落，证明中心转向模式不是仅写入算法而未实际触发。蟹行模式的静态等角映射已保留，但本文未设置横移路径，故不报告其动态性能。

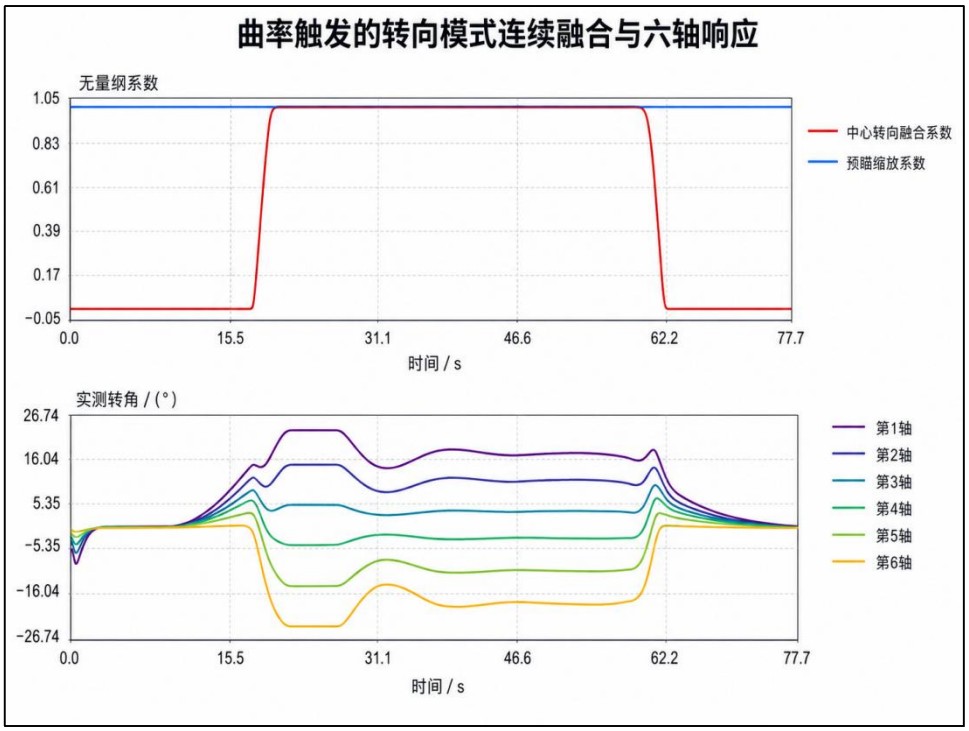


图 10　紧弯模式融合系数与六轴实际转角

为检查显式积分步长影响，对低附着双点工况分别采用 0.020、0.010 和 0.005 s 重算。如表 9 所示，相对 0.005 s 结果，0.010 s 的最大横向误差差异为 0.78%，最小净空差异为 0.32%，通过判定不变；0.020 s 结果同样保持正净空。因此正文采用 0.010 s 可兼顾计算量和数值一致性。

表 9　固定步长收敛性结果

步长/s	e_{max}/m	$RMSE\varphi/(°)$	c_{min}/m	最低车速/(m/s)	通过
0.020	0.881	3.308	0.948	10.511	是
0.010	0.893	3.361	0.945	10.512	是
0.005	0.900	3.388	0.942	10.512	是

5 结论

本文面向六轴分布式驱动车辆在常规曲线、连续 S 形、低速紧弯和低附着路面下的协调转向需求，构建了与代码逐项对应的双点姿态重构、连续模式融合和安全速度规划方法，并以载荷矩形全周边曲线投影净空评价通过性。独立复算得到以下结论：

（1）本文构建了后轴基准、中心转向和蟹行三类转向构型组成的统一多模式协调框架，其中后轴基准与中心转向采用瞬时转动中心参数化描述，蟹行模式由横移指令独立触发并转入六轴同向近似等角分配。相较于传统单点预瞄方法，所提出的前后双点姿态重构策略能够显式引入长轴距车辆头尾控制信息，改善尾部轨迹欠约束问题；结合曲率—空间连续模式融合和低附着条件下的安全速度规划，形成了适用于六轴分布式驱动车辆的多模式协调转向控制方法。

（2）在各轴机械转角限位下，后轴基准和中心转向的理论质心半径分别为 $33.60\,m$和 $11.05\,m$，降幅 67.1%；载荷外侧理论扫掠半径由 $39.69\,m$降至 $17.36\,m$。

（3）$R=50\,m$、$3\,m/s$弯道中，最大横向误差由 $2.199\,m$降至 $0.473\,m$，最小净空由 $0.188\,m$提高至 $0.509\,m$；连续 S 形在 $5\,m/s$和 $10\,m/s$下最大误差分别降低 72.1%和 69.9%，但 $5\,m/s$转角速率和两档侧偏角并非同时改善，表明多轴协调存在跟踪、姿态和执行负担之间的权衡。

（4）在$k_{max}=0.040\,m^{-1}$、$W=11.0\,m$、$2\,m/s$紧弯中，单点基准最小净空$-2.026\,m$，双点多模式协调为 $0.066\,m$，实现近边界通过；R=40 m 低附着工况中，最大误差由 $2.968\,m$降至 $0.893\,m$，侧偏角峰值降低 24.2%，最小净空由$-0.329\,m$提高至 $0.945\,m$。9 组参数扰动最小净空为 $0.898\sim0.989\,m$，$0.005\sim0.020\,s$步长均保持通过。

参考文献：

[1] Jiang H, Xie Y, Li A, Tang B. Geometry–Dynamics Coupled Lateral Control with Adaptive Speed Planning for Six-Axle Vehicles Under Confined Spatial and Low-Friction Conditions Based on Dual-Point Preview and Multi-Mode Steering Fusion[J]. Actuators, 2026, 15(7): 363. DOI:10.3390/act15070363.

[2] Zeng D, Luo W, Yu Y, et al. Dynamic Analysis and Equivalent Modeling for a Four-Axle Vehicle[J]. Actuators, 2024, 13(12): 473. DOI:10.3390/act13120473.

[3] Fang R, Shen T, Bai X, et al. Hierarchical Control With Steering Mode Switching for MDED-HDV via Maneuver Stability Region Analysis[J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 2025, 22: 23066-23082. DOI:10.1109/TASE.2025.3613526.

[4] Cao H, Song X, Zhao S, Bao S, Huang Z. An optimal model-based trajectory following architecture synthesising the lateral adaptive preview strategy and longitudinal velocity planning for highly automated vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(8): 1143-1188. DOI:10.1080/00423114.2017.1305114.

[5] MacAdam C C. Application of an optimal preview control for simulation of closed-loop automobile driving[J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 1981, 11(6): 393-399. DOI:10.1109/TSMC.1981.4308705.

[6] Cheng K, Zhang H, Hu S, Ning Q. Research on the Intelligent Vehicle Trajectory Tracking Control Based on Optimal Preview Distance[J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2025, 18(1): 79-92. DOI:10.4271/02-18-01-0005.

[7] Wong J Y. Theory of Ground Vehicles[M]. 4th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2008.

[8] Huang B, Fu W, Yuan Z, Zhong S. Trajectory Tracking for Autonomous Multi-Axle Vehicles Based on Linear Quadratic Regulator[R]. SAE Technical Paper 2024-01-5023, 2024. DOI:10.4271/2024-01-5023.

[9] He Y, Khajepour A, McPhee J, Huang Y. Dynamic modeling and tire force optimization for multi-axle heavy vehicles with independent steering systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54: 312-336.

[10] Kati M S, Chalamalasetti S R. Evaluation of all-wheel steering control strategies for multi-axle vehicles in tight cornering manoeuvres[J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59: 1201-1224.

[11] Zhai J, Chen H, Nan G. Crab steering control and mobility analysis of independent-drive multi-axle vehicles[J]. Journal of Terramechanics, 2019, 85: 35-49.

[12] Zha Y, Deng J, Qiu Y, Zhang K, Wang Y. A Survey of Intelligent Driving Vehicle Trajectory Tracking Based on Vehicle Dynamics[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2023, 7(2): 221-248. DOI:10.4271/10-07-02-0014.

[13] Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control[M]. 2nd ed. New York: Springer, 2012.

车辆悬架侧倾梯度的系统化概念设计研究

范洪春，丁苏伟，李楚

上汽通用五菱汽车股份有限公司，柳州 545007

摘　要：本文提出了一套面向底盘概念设计阶段的整车侧倾特性系统化设计方法。该方法系统阐明了匹配目标侧倾梯度所需的整车总侧倾刚度计算逻辑、前后轴侧倾刚度的理想分配准则，以及前后稳定杆直径确定方法。针对每个设计步骤均完成了严谨的理论公式推导。依托本公司量产车型的实测整车数据开展实例验证，充分证明了整套推导理论公式的工程有效性。此方法将为后续详细设计阶段的侧倾性能优化指明最优方向。

关键词：概念设计，侧倾梯度，侧倾刚度，稳定杆

Systematic roll gradient design for an automotive suspension system

Fan Hongchun, Ding Suwei, Li Chu

SAIC-GM-Wuling Automobile Co., Ltd., Liuzhou 545007

Abstract: This paper discusses a method for designing roll characteristics during the concept design stage. This design method systematically describes the vehicle roll stiffness to meet the target roll gradient and its front and rear distribution determination method, and the stabilizer diameter determination method for its implementation. Theoretical equations were derived for each step. The derived theoretical equations were verified for validity using vehicle data developed by our company as design examples. This study's systematic concept design method will significantly help determine the optimal direction for roll performance during the detailed design process.

Key words: concept design, roll gradient, roll stiffness, front and rear distribution

1 前言

20 世纪 80 年代以前，受限于人工计算能力，悬架研发以整车级概念设计为主，零部件精细化设计难以落地。伴随计算机算力跨越式提升，各类专业 CAE 分析软件的普及，零部件精细化设计得以在物理样件试制前完成，提前规避结构缺陷、压缩整车开发成本[1]。在此数字化开发背景下，工程师多依托对标数据与仿真工具开展 CAD/CAE 建模分析，对悬架硬点、零部件结构参数与整车底盘动力学特性之间的底层关联机理缺少深入推导与研究[2]。长此以往，大量支撑悬架开发的基础核心设计理论逐渐被行业淡化。

汽车悬架是由成百上千个零部件集成的复杂耦合系统，平顺性、操控稳定性、NVH、强度耐久、成本等性能指标相互制约，即便资深悬架研发工程师，也难以直观理清各性能间全局关联特性[3]。尽管各车企的悬架开发流程存在差异，但行业主流均采用图 1 的 V 型开发流程[4]。然而，在实际开发阶段，大多数 CAD/CAE 仿真软件需预先输入尚未确定的零部件详细参数[5]，导致 V 型开发流程

在工程落地时面临阻碍。当前整车性能目标多依靠试错法迭代达成，通过预设零部件参数、对标数据反向调参。此类试错开发模式虽可积累工程经验，但研发人员对整车、子系统和零部件各层级悬架机理仍停留在“知其然，不知其所以然”的层面。

悬架概念设计的核心价值等同于建筑工程中的主体结构设计。若在开发初期就遵循严谨的正向概念设计逻辑搭建悬架框架，整车操纵动力学性能基础将得到充分保障。待样车试制完成后，仅需对子系统、零部件开展精细化调校，即可快速达成预期性能目标。

反之，若跳过概念设计环节直接进入细节设计阶段，悬架的基础性能往往会存在先天缺陷，即便后续投入大量资源反复优化零部件、调整调校参数，也很难弥补框架层面的短板，最终难以达成整车的悬架性能指标。成熟的概念设计方法能够帮助工程师建立整车性能-子系统特性-零部件参数-硬点坐标-安装方位等完整因果逻辑链，从根源上提升整车动力学正向开发能力。

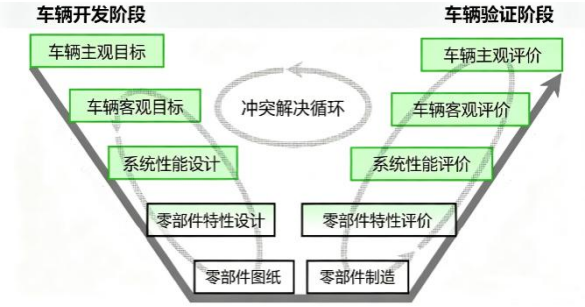


图 1　整车 V 型开发流程

1.1 概念设计中的挑战与解决路径

尽管行业早已认可概念设计的核心价值，但落地应用程度较低，核心痛点是缺少一套可直接落地、体系化的正向设计方法论。悬架性能设计难度高，根源在于整车结构、动力学性能变量之间耦合关系高度复杂[6]。

本文将整车动力学性能模块按图 2 解耦拆分，最大程度弱化各模块间的关联性，明确分模块开发先后顺序[7]，模块内部遵循 V 型开发“整车目标—子系统指标—零部件参数”逐层分解逻辑。将动力学性能划分为三大模块，按平顺性→侧倾特性→导向特性的顺序依次开发。各模块参数按表 1 完成分类梳理，最终输出子系统和零部件定型参数。该方法可快速输出匹配性能目标的零部件方案，有序化解不同层级的性能冲突。

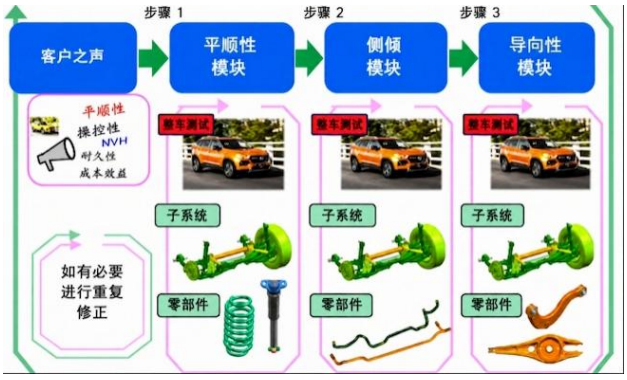


图 2　悬架系统的概念设计过程

表 1　车辆设计参数分类

变量类型	备注
目标性能变量	整车技术规格，例如：前/后悬架偏频、侧倾梯度、不足转向梯度等。
已知的设计变量	在产品规划或总布置设计过程中已明确确定的设计参数，例如：轴距、整车质量等。
假设的设计变量	在产品规划或总布置设计过程中未最终确定，但可预测的设计参数，或对标数据。
待确定的设计变量	满足整车目标性能的零件设计参数，例如：弹簧刚度，减振器阻尼率，转向比，重要的 K&C 数据等。

1.2 本文研究目的

本文对悬架开发第二阶段的侧倾特性模块开展专项研究，搭建一套可精准匹配侧倾梯度指标的子系统、零部件正向设计体系，并推导配套完整解析计算公式。

整套设计流程严格遵循整车→子系统→零部件正向开发逻辑，理论推导针对小角度侧倾等常规工况做线性化简化处理，旨在保证工程计算精度前提下，规避复杂非线性运算。依托量产车型实测 K&C 数据对各设计环节开展算例校核，既实现整车侧倾特性量化解析，也完整验证整套理论公式的工程适用性。

2 侧倾性能设计

如图 2 所示，侧倾模块设计需在平顺性模块完成后开展。平顺性模块的目标性能变量与设计变量如表 2 所示，该阶段已锁定前后悬架弹簧刚度、轮胎规格等参数，相关结果将作为侧倾模块的已知变量输入。设计时可按需选取空载或满载作为载荷工况，已知变量与假设变量可根据项目开发进度动态调整归类。

表 2　平顺性模块中参数分类

目标性能变量(TPV)	已知的设计变量(KIV)	假设的设计变量(AIV)	待确定的设计变量(DDV)
正常路面：前后悬偏频，偏频比 颠簸坏路：前后悬架总动行程；压缩/拉伸行程比；自由行程；残余行程	前后悬质量	前后簧下质量、弹簧杠杆比、弹簧布置角度；前后缓冲块布置及杠杆比	前后悬乘坐刚度、悬架刚度、弹簧刚度；轮胎尺寸 前后缓冲块压缩行程及刚度

2.1 侧倾梯度目标性能

侧倾模块目标性能变量如表 3 所示，核心设计指标包含两项[8-9]：一是 0.3g 侧向加速度工况下侧倾梯度控制在 4.0~4.5 deg/g；二是前后轴横向载荷转移比与前后轴荷分配比偏差控制在±5%以内。

表 3　侧倾模块中参数分类

目标性能变量(TPV)	已知的设计变量(KIV)	假设的设计变量(AIV)	待确定的设计变量(DDV)
1) 0.3g 侧向加速度时的侧倾梯度 (4.0~4.5 deg/g) 2)-5% ≤ [前后轴横向载荷转移比] − [前后轴荷分配比] ≤ 5%	平顺性模块确定的变量、前后轮距、轴距	车辆质心高度、前后侧倾中心高度、轮胎静半径、前后悬侧向柔度、前后悬稳定杆布置、稳定杆杠杆比	前后悬侧倾刚度、前后悬稳定杆半径、前后缓冲块压缩行程、前后缓冲块刚度

此外，表 4 汇总本次算例整车参数与合理假设参数，也是后续侧倾刚度计算的输入条件。

表 4 体侧倾梯度设计所需变量参数

项目	分类	符号	单位	数值
前悬	-	-	-	麦弗逊悬架
后悬	-	-	-	E 型四连杆独立悬架
前轴质量	KIV	M_f	kg	1004.2
后轴质量	KIV	M_r	kg	892.7
总质量	KIV	M_v	kg	1896.9
前轴荷比	KIV	pM_f	%	52.9
后轴荷比	KIV	pM_r	%	47.1
前轴至质心	KIV	L_f	m	1.318
质心至后轴	KIV	L_r	m	1.482
轴距	KIV	L_v	m	2.800
前轮距	KIV	T_f	m	1.608
后轮距	KIV	T_r	m	1.616
质心处轮距	KIV	T_v	m	1.612
整车质心高度	AIV	H_{CG}	m	0.518
轮胎径向刚度	AIV	$k_{tfl}=k_{tfr}=k_{trl}=k_{trr}$	N/m	2.6E+5

前悬架刚度	AIV	$k_{sfl}=k_{sfr}$	N/m	3.1285E+4
后悬架刚度	AIV	$k_{srl}=k_{srr}$	N/m	3.0609E+4
前轮跳行程	AIV	$(WS)_{tf}$	m	0.160
后轮跳行程	AIV	$(WS)_{tr}$	m	0.175
前上跳行程占比	AIV	$p(WS)_{cf}$	%	45
后上跳行程占比	AIV	$p(WS)_{cr}$	%	40
前自由轮跳	AIV	$(WS)_{Ff}$	m	0.020
后自由轮跳	AIV	$(WS)_{Fr}$	m	0.010
前侧倾中心高度	AIV	Z_{fRC}	m	0.055
后侧倾中心高度	AIV	Z_{rRC}	m	0.117
质心处侧倾中心高度	AIV	Z_{vRC}	m	0.0842
侧倾中心轴角度	AIV	θ_{vRA}	deg	1.269
车辆侧倾力臂	AIV	Z_{vRA}=Z_{fRA}=Z_{rRA}	m	0.434
前侧向柔度	AIV	C_{yfl}=C_{yfr}	m/N	1.171E-6
后侧向柔度	AIV	C_{yrl}=C_{yrr}	m/N	1.350E-6

2.2 整车侧倾刚度的计算

表 3 第 1 项的目标性能变量定义为：在无纵向加速度的常规侧倾工况下，侧向加速度为 0.3g 时，侧倾梯度设计目标范围为 4.0~4.5 deg/g。本研究选取 4.1deg/g 作为目标侧倾梯度值开展计算。

当以 0.3g 侧向加速度过弯时，目标侧倾角可通过下式计算：

$$\phi_{vTPV}=(RG)_{TPV}\times A_y$$

$$=4.1\frac{deg}{g}\times 0.3g$$

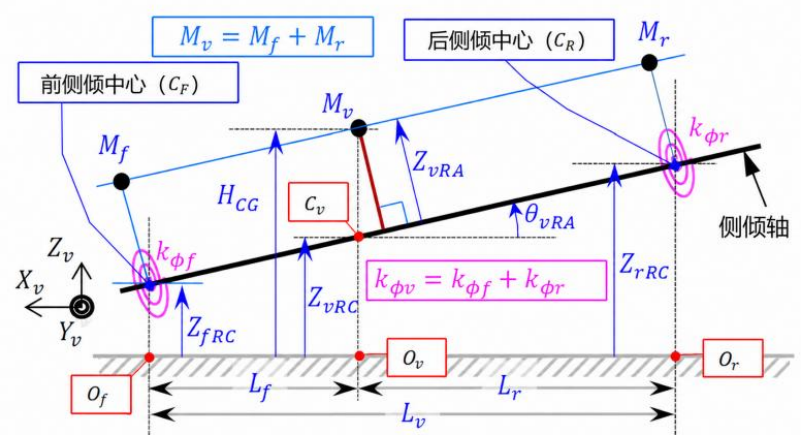
$$=0.0215rad \tag{1}$$

式中，ϕ_{vTPV}为侧向加速度 0.3g 下的目标侧倾角，$(RG)_{TPV}$为目标侧倾梯度，A_y为侧向加速度。

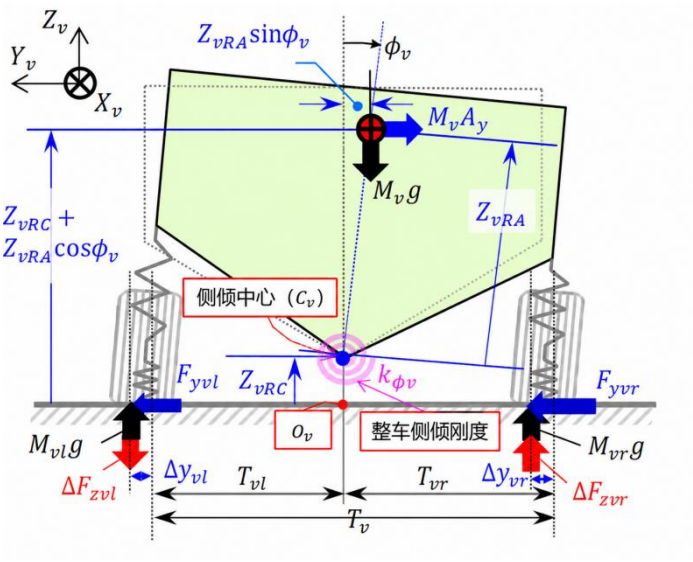
推导过程计入侧倾轴线高度，暂不区分簧载质量、非簧载质量。在图 3(c)的侧倾中心点C_v处，力矩平衡方程为：

$$M_vA_yZ_{vRA}\cos\phi_v+M_vgZ_{vRA}\sin\phi_v-k_{\phi v}\phi_v=0 \tag{2}$$

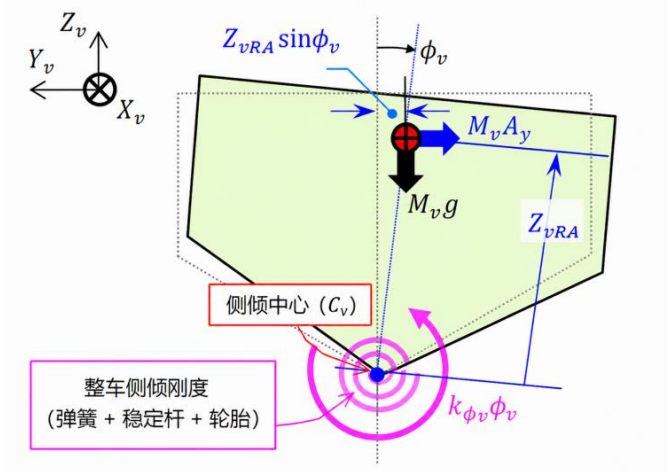
式中，M_v为整车质量、Z_{vRA}为整车侧倾力臂、g 为重力加速度、$k_{\phi v}$为整车侧倾刚度、ϕ_v为整车侧倾角。



(a) 侧倾轴线和轴荷分配(侧视图)



(b)　侧倾受力分析(后视图)



(c)　(b)的分离图

图 3 侧倾受力分析(左转工况下)

2.3 侧倾刚度前后分配公式的推导

上述式(2)给出的侧倾刚度目标为整车级指标，可根据以下公式将整车侧倾刚度分配至前后悬架：

$$k_{\phi f} = D_{\phi f} \cdot k_{\phi v} \tag{3-a}$$

$$k_{\phi r} = D_{\phi r} \cdot k_{\phi v} = \left(1 - D_{\phi f}\right) \cdot k_{\phi v} \tag{3-b}$$

式中，$k_{\phi f}$、 $k_{\phi r}$分别为前、后侧倾刚度，$D_{\phi f}$、$D_{\phi r}$分别为前、后侧倾刚度分配比。侧倾刚度分配需满足强制约束条件：前后轴横向载荷转移比与前后轴荷分配比的偏差控制在±5%以内，即。

$$\left|\frac{\Delta F_{zf}}{\Delta F_{zv}}\right| - \frac{M_f g}{M_v g} \leq 5\% \tag{4}$$

式中，M_f为前轴质量；ΔF_{zf}为前轴横向载荷转移量、ΔF_{zv}为整车横向载荷转移量。

为求解ΔF_{zf}，结合图 4(a)的对应关系，同时明确各变量间的关联逻辑如下：

$$\left(M_{fl}g - \Delta F_{zfl}\right)\left(T_{fl} + \Delta y_{fl}\right) + M_f A_y\left(Z_{fRC} + Z_{fRA}\cos\phi_f\right) + M_f g Z_{fRA}\sin\phi_f \ - \left(M_{fr}g + \Delta F_{zfr}\right)\left(T_{fr} - \Delta y_{fr}\right) = 0 \tag{5-a}$$

$$M_f A_y Z_{fRA}\cos\phi_f + M_f g\, Z_{fRA}\sin\phi_f - k_{\phi f}\phi_f = 0 \tag{5-b}$$

$$\Delta y_{fl} = C_{yfl}F_{yfl} \tag{5-c}$$

$$\Delta y_{fr} = C_{yfr}F_{yfr} \tag{5-d}$$

$$M_{fl} = M_{fr} = \frac{M_f}{2} \tag{5-e}$$

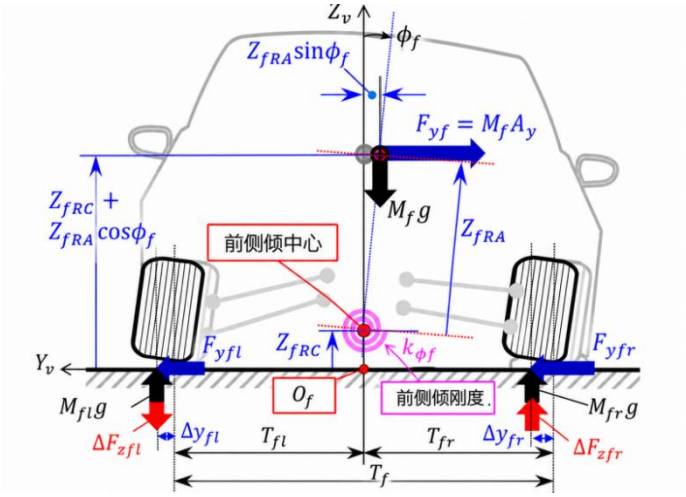
$$T_{fl} = T_{fr} = \frac{T_f}{2} \tag{5-f}$$

$$|\Delta F_{zfl}| = |\Delta F_{zfr}| = |\Delta F_{zf}| \tag{5-g}$$

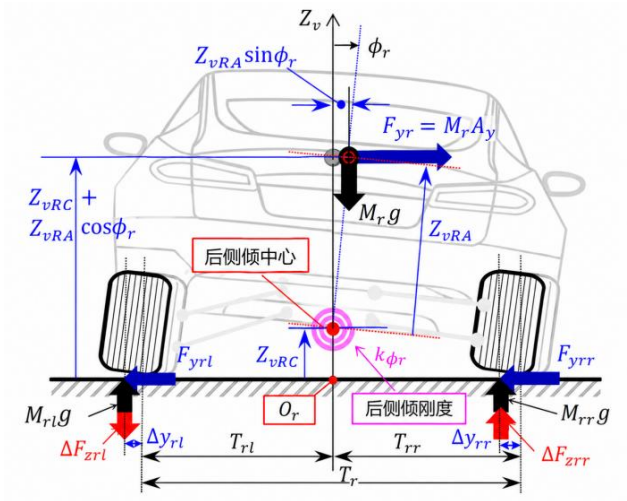
式(5-a)为对前悬点O_f建立的侧倾力矩平衡等式。式(5-b)为对前侧倾中心点建立的侧倾力矩平衡等式，其推理与 3(c)相同。式(5-c)、(5-d)是侧向柔度等式，式中，Δy_{fl}、Δy_{fr}为左前、右前轮胎的侧向位移，C_{yfl}、C_{yfr}为左前、右前轮胎的柔度系数，F_{yfl}、F_{yfr}为左前、右前轮胎的侧向抓地力。式(5-e)~(5-g)基于整车左右对称设定，式中，M_{fl}、M_{fr}为前轴左、右侧质量，T_{fl}、T_{fr}为左前、右前半轮距，ΔF_{zfl}、ΔF_{zfr}为前悬左、右轮的横向载荷转移量。

将式(5-b)~ (5-g)代入式(5-a)后，结果如下：

$$-\Delta F_{zf} T_f + M_f A_y Z_{fRC} + k_{\phi f}\phi_f + \frac{M_f g}{2}\left(C_{yfl}F_{yfl} + C_{yfr}F_{yfr}\right) - \Delta F_{zf}\left(C_{yfl}F_{yfl} - C_{yfr}F_{yfr}\right) = 0 \tag{6}$$



（a）前悬



（b）后悬

图 4　横向载荷转移(左转工况下)

一般实车最大侧倾角不超过 6°，对小角度线性简化后，$\sin\phi_v \approx \phi_v$，$\cos\phi_v \approx 1$，代入式 (2)，并明确各变量的关联逻辑如下：

$$\phi_v = \frac{M_v A_y Z_{vRA}}{\left(k_{\phi v} - M_v g Z_{vRA}\right)} \tag{7-a}$$

$$C_{yfl} \triangleq C_{yfr} \tag{7-b}$$

$$F_{yfl}+F_{yfr}=F_{yf}=M_fA_y \tag{7-c}$$

$$F_{yfl}=\left(\frac{M_{fl}g-\Delta F_{zf}}{M_fg}\right)F_{yf}=\left(\frac{M_fg}{2}-\Delta F_{zf}\right)\frac{A_y}{g} \tag{7-d}$$

$$F_{yfr}=\left(\frac{M_{fr}g+\Delta F_{zf}}{M_fg}\right)F_{yf}=\left(\frac{M_fg}{2}+\Delta F_{zf}\right)\frac{A_y}{g} \tag{7-e}$$

在整车侧倾角ϕ_v、前侧倾角ϕ_f、后侧倾角ϕ_r三者相等假设前提下，将式(7-a)~ (7-e)代入式(6)，即可推导出前侧倾刚度 $k_{\phi f}$与前轴横向载荷转移ΔF_{zf}的关系式，即式(8-a)。同理，可得后轴侧倾刚度$k_{\phi r}$与后轴横向载荷转移ΔF_{zr}的关系式，即式(8-b)，两者映射关系如图 4(b)所示。式中， M_r为后轴质量。

$$k_{\phi f}=\frac{\left(k_{\phi v}-M_vgZ_{vRA}\right)}{M_vA_yZ_{vRA}}\left\{T_f\Delta F_{zf}-2C_{yfr}\frac{A_y}{g}\Delta F_{zf}^2-M_fA_y\left(Z_{fRC}+\frac{M_fg}{2}C_{yfr}\right)\right\} \tag{8-a}$$

$$k_{\phi r}=\frac{\left(k_{\phi v}-M_vgZ_{vRA}\right)}{M_vA_yZ_{vRA}}\left\{T_r\Delta F_{zr}-2C_{yrr}\frac{A_y}{g}\Delta F_{zr}^2-M_rA_y\left(Z_{rRC}+\frac{M_rg}{2}C_{yrr}\right)\right\} \tag{8-b}$$

最理想的设计状态为：前后轴横向载荷转移比与前后轴荷分配比相等，即

$$\frac{\Delta F_{zf}}{\Delta F_{zf}+\Delta F_{zr}}=\frac{M_f}{M_f+M_r}\Rightarrow\Delta F_{zf}=\frac{M_f}{M_v}\Delta F_{zv} \tag{9-a}$$

$$\frac{\Delta F_{zr}}{\Delta F_{zf}+\Delta F_{zr}}=\frac{M_r}{M_f+M_r}\Rightarrow\Delta F_{zr}=\frac{M_r}{M_v}\Delta F_{zv} \tag{9-b}$$

式中， ΔF_{zr}为后轴横向载荷转移量。为求解ΔF_{zv}，可在图 3(b)中O_v点建立侧倾力矩平衡等式，整理后如下：

$$a\Delta F_{zv}^2+b\Delta F_{zv}+c\ =0 \tag{10-a}$$

$$a\equiv 2C_{yvr}\frac{A_y}{g} \tag{10-b}$$

$$b\equiv -T_v \tag{10-c}$$

$$c\equiv M_vg\left(\begin{matrix}\frac{1}{2}C_{yvr}M_vA_y+\frac{A_y}{g}(Z_{vRC}+Z_{vRA}\cos\phi_v)\\+Z_{vRA}\sin\phi_v\end{matrix}\right) \tag{10-d}$$

式中，C_{yvl}、C_{yvr}分别为整车质心处左、右轮胎侧向柔度系数，其表达式如下：

$$C_{yvr}=\left(\frac{M_f}{M_v}\right)^2C_{yfr}+\left(\frac{M_r}{M_v}\right)^2C_{yrr} \tag{11}$$

式(10-b)~式(10-d)中的各系数，可结合预设的侧倾性能目标、已确定、已假设的设计变量联立求解得到。在获取系数 a、b、c的取值后，整车总横向载荷转移量ΔF_{zv}可通过下式求解：

$$\Delta F_{zv}=\frac{-b\pm\sqrt{b^2-4ac}}{2a} \tag{12}$$

由于侧向柔度系数$C_{yvl},C_{yfl},C_{yrl},C_{yvr},C_{yfr},C_{yrr}$的数值远小于其他项，可忽略不计，则式(10-a)可简化为：

$$\Delta F_{zv}=\frac{M_vg}{T_v}\left(\frac{A_y}{g}(Z_{vRC}+Z_{vRA}\cos\phi_v)+Z_{vRA}\sin\phi_v\right) \tag{13}$$

将式(13)代入式(9-a)、(9-b)，可推导得到前、后轴横向载荷转移量的表达式：

$$\Delta F_{zf}=\frac{M_fg}{T_v}\left(\frac{A_y}{g}(Z_{vRC}+Z_{vRA}\cos\phi_v)+Z_{vRA}\sin\phi_v\right) \tag{14-a}$$

$$\Delta F_{zr}=\frac{M_rg}{T_v}\left(\frac{A_y}{g}(Z_{vRC}+Z_{vRA}\cos\phi_v)+Z_{vRA}\sin\phi_v\right) \tag{14-b}$$

联立式(14-a)、(14-b)与式 (8-a)、(8-b)，即可求解得到前、后轴侧倾刚度$k_{\phi f}$，$k_{\phi r}$。再将$k_{\phi f}$，$k_{\phi r}$与$k_{\phi v}$代入式(3-a)、(3-b)，最终可得到理想前、后侧倾刚度分配比$D_{\phi f}$ 和 $D_{\phi r}$。

2.4 前、后悬架侧倾刚度分配实例

图 5 为不同目标侧倾梯度下，前轴横向载荷转移占比与前后轴侧倾刚度对应关系曲线。规律表明：目标侧倾梯度数值越小，整车所需总侧倾刚度越高。

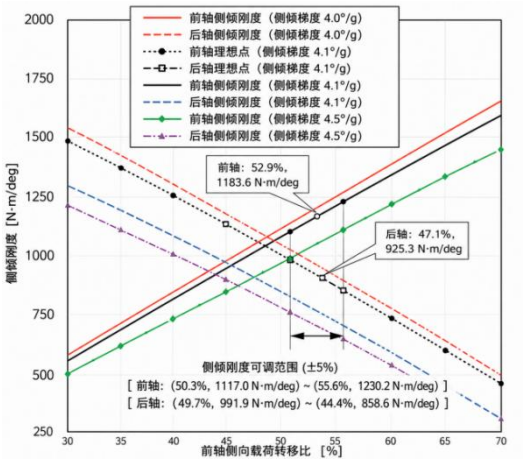


图 5　横向载荷转移比-侧倾刚度图

针对目标侧倾梯度 4.1 deg/g 工况，理想分配与实车 K&C 测试数据对比见表 5：前后轴荷分配比 52.9:47.1，最优横向载荷转移占比同步为 52.9:47.1；对应理论侧倾刚度分配比 56.1:43.9，前、后侧倾刚度分别为 1183.6、925.3 N·m/deg，整车总侧倾刚度 2108.9 N·m/deg。实车 K&C 实测总侧倾刚度 2046.7 N·m/deg，与理论值偏差仅 2.9%；实测侧倾刚度分配比 55.2:44.8，仅比理想分配向后轴偏移 0.9%，完全满足±5%设计约束。结果证明本文设计流程可快速判定侧倾刚度分配方案合理性，具备可靠工程落地价值。

表 5　理想设计的刚度与实测值的比较

项目	符号	单位	结果			
			理想设计		K&C 测试结果	
			值	占比[%]	值	占比[%]
整车侧倾梯度(0.3g 侧向加速度)	-	deg/g	4.1	-	4.1	-
前轴荷	M_f	kg	1004.2	52.9	1004.2	52.9
后轴荷	M_r	kg	892.7	47.1	892.7	47.1
总质量	M_v	kg	1896.9	100	1896.9	100
前轴横向载荷转移	ΔF_{zf}	N	1017.5	52.9	-	-
后轴横向载荷转移	ΔF_{zr}	N	904.5	47.1	-	-
总横向载荷转移	ΔF_{zv}	N	1922.0	100	-	-
前侧倾刚度	$k_{\phi f}$	N-m/deg	1183.6	56.1	1130.0	55.2
后侧倾刚度	$k_{\phi r}$	N-m/deg	925.3	43.9	916.7	44.8
总侧倾刚度	$k_{\phi v}$	N-m/deg	2108.9	100	2046.7	100

3 稳定杆外径的确定

经上述推导，整车前后轴侧倾刚度已完成求解。将轴侧倾刚度拆分为悬架弹簧、轮胎与稳定杆三部分贡献，暂不考虑缓冲块刚度的影响，分解出稳定杆单独承担的侧倾刚度分量，以此推导稳定杆外径解析计算公式。

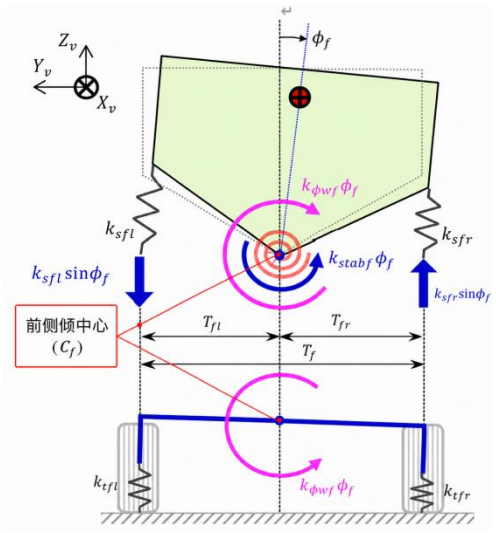


图 6　前侧倾刚度按部件刚度表达(上下分离式)

3.1 侧倾刚度拆分方程

图 6 给出了与前侧倾刚度相关的各分部件刚度。弹簧与稳定杆并联形成悬架侧倾刚度，对前侧倾中心建立如下力矩平衡方程：

$$\sum M_{C_f} = k_{sfl}T_{fl}^2 sin\,\phi_f + k_{sfr}T_{fr}^2 sin\,\phi_f + k_{stabf}\phi_f - k_{\phi wf}\phi_f = 0 \tag{15}$$

式中，k_{sfl}、k_{sfr}分别为左、右前轮轮心处的悬架弹簧刚度，k_{stabf}为前稳定杆侧倾刚度，$k_{\phi wf}$为前弹簧与稳定杆并联的悬架侧倾刚度。对小角度线性简化后，则$sin\phi_f \approx \phi_f$，式(15)化为如下等式：

$$k_{\phi wf} = \frac{M}{\phi_f} = k_{\phi sf} + k_{stabf} \tag{16-a}$$

$$k_{\phi sf} = k_{sfl}T_{fl}^2 + k_{sfr}T_{fr}^2 \triangleq k_{sfr}\frac{T_f^2}{2} \tag{16-b}$$

式中，$k_{\phi sf}$为前弹簧贡献的侧倾刚度，在左右对称的假设下，可简化为式(16-b)的最右边项。

同时，图 6 下半部分所示，前轮胎贡献侧倾刚度如下：

$$k_{\phi tf} = k_{tfl}T_{fl}^2 + k_{tfr}T_{fr}^2 \triangleq k_{tfr}\frac{T_f^2}{2} \tag{17}$$

式中，k_{tfl}与k_{tfr}分别为左、右前轮胎的径向刚度；$k_{\phi tf}$为前轮胎贡献侧倾刚度，等效简化后对应式(17)最右边项。$k_{\phi wf}$和$k_{\phi tf}$为串联刚度力学关系，可计算前稳定杆侧倾刚度，即式(18-a)；同理，后稳定杆侧倾刚度计算公式 (18-b)也采用相同逻辑推导得到的。

$$k_{stabf} = \frac{k_{\phi f}k_{\phi tf}}{k_{\phi tf} - k_{\phi f}} - k_{\phi sf} \tag{18-a}$$

$$k_{stabr} = \frac{k_{\phi r}k_{\phi tr}}{k_{\phi tr} - k_{\phi r}} - k_{\phi sr} \tag{18-b}$$

将表 4 变量参数和表 5 侧倾刚度代入式(18-a)、式(18-b)，得到稳定杆侧倾刚度。为便于对比分析，表 6 给出最理想设计状态下，理论侧倾刚度、实测侧倾刚度的两组计算值：理论计算前、后稳定杆应承担的侧倾刚度分别为 776.8 N·m/deg、398.9 N·m/deg；实测值分别为 693.7 N·m/deg、386.9 N·m/deg。后续将以上述两组侧倾刚度为输入，计算满足性能要求的前后稳定杆直径。

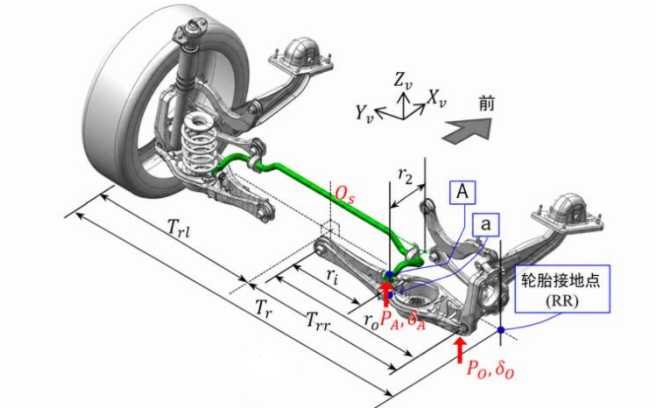
表 6　前后悬各部件侧倾刚度

项目		符号	单位	结果（轮心处）	
				理想设计	实测 KC 侧倾刚度
前悬架类型		-	-	麦弗逊独立悬架	
侧倾刚度	轮心处	$k_{\phi sf}$	N·m/deg	705.9	
	轮胎	$k_{\phi tf}$	N·m/deg	5,866.7	
	稳定杆	k_{stabf}	N·m/deg	776.8	693.7
	悬架	$k_{\phi f}$	N·m/deg	1,183.6	1,130.0
后悬架类型		-	-	E 型四连杆独立悬架	
侧倾刚度	轮心处	$k_{\phi sr}$	N·m/deg	697.6	
	轮胎	$k_{\phi tr}$	N·m/deg	5,925.2	
	稳定杆	k_{stabr}	N·m/deg	398.9	386.9
	悬架	$k_{\phi r}$	N·m/deg	925.3	916.7
整车侧倾刚度		$k_{\phi v}$	N·m/deg	2,108.9	2,046.7

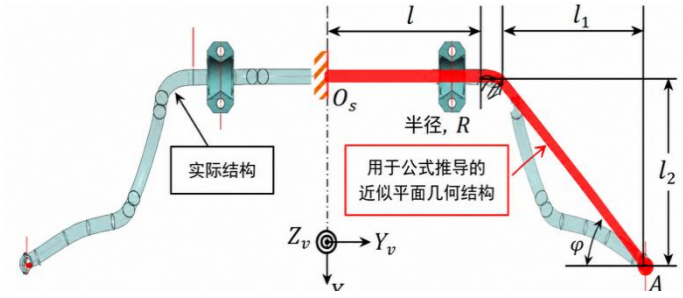
3.2 稳定杆外径计算公式

本文选取的实车前悬架采用前麦弗逊支柱式结构，后悬架采用 E 型四连杆独立结构。二者均为典型独立悬架形式，具体结构如图 7(a)所示。

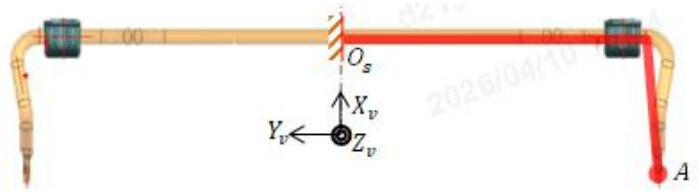
本文试验车辆的稳定杆三维形状较为复杂，正如图 2 侧倾模块下方的附图。为适配概念设计阶段的简化计算需求，本文将稳定杆等效近似为二维平面模型，对应简化后的模型结构如图 7(b)和(c)所示。



（a）E 型四连杆独立悬架



（b）前稳定杆



（c）后稳定杆

图 7　稳定杆运动机制和几何形状

基于左右对称点 O_S 固定的假设，在稳定杆连杆的连接点 A 处施加外载荷时，由稳定杆自身扭转效应贡献的等效刚度可由下式表示[10]：

$$\frac{P_A}{\delta_A}=\frac{1}{2\left[\begin{array}{c}\frac{l_0^3}{3EI}+\frac{l_2^2 l}{2GI}+\frac{R}{EI}\left\{\frac{l_0^2}{2}\left(\varphi+\frac{1}{2}sin\,2\varphi\right)+l_0 R\,sin^2\varphi+\frac{R^2}{2}\left(\varphi-\frac{1}{2}sin\,2\varphi\right)\right\}\\+\frac{R}{2GI}\left\{\frac{l_0^2}{2}\left(\varphi-\frac{1}{2}sin\,2\varphi\right)+l_0 R(1-cos\,\varphi)^2+R^2\left(\frac{3}{2}\varphi-2\,sin\,\varphi+\frac{1}{4}sin\,2\varphi\right)\right\}\end{array}\right]} \tag{19-a}$$

$$l_0=\sqrt{l_1^2+l_2^2}-R\left(\frac{\sqrt{l_1^2-l_2^2}-l_1}{l_2}\right) \tag{19-b}$$

$$\varphi=tan^{-1}\left(\frac{l_2}{l_1}\right) \tag{19-c}$$

式(19-a)为半段稳定杆的刚度方程，基于图 7(b)、图 7(c)中 O_S 对称变形假设建立。P_A与δ_A分别为 A 点的垂向作用力与垂向位移， E、G、I 依次对应稳定杆材料的弹性模量、剪切模量和截面惯性矩。

本文假设图 7(a)中 A 点与图 7(b)、(c)中 A 点为相同位置；且图 7(a)中 A 点和 a 点仅垂向坐标存在差异。纵向和横向坐标完全重合。

为建立式(19-a)~(19-c)的稳定杆刚度与整车参考坐标系下稳定杆侧倾刚度 (k_{stabf}或k_{stabr})的关联，需要将 A 点产生的垂向作用力P_A转换为车轮中心处的作用力P_O。同步将位移δ_A转换为车轮中心位移δ_O，二者通过杠杆比r_i/r_o建立关系，具体如下：

$$P_O=\frac{r_i}{r_o}P_A \tag{20-a}$$

$$\delta_O=\frac{r_o}{r_i}\delta_A \tag{20-b}$$

在图 7(a)所示的整车坐标系下，整个稳定杆的侧倾力矩满足关系式： $P_O T_r=k_{stabr}\phi_r$。将该式与式 (20-a)、(20-b)联立，并对侧倾角做线性化近似$\phi_r\approx\delta_O/T_{rr}$，最终可推导出稳定杆侧倾刚度$k_{stabr}$，即式(21)。

$$k_{stabr}=\frac{P_O}{\phi_r}T_r=\frac{P_O}{\delta_O}T_r T_{rr}=\frac{T_r^2}{2}\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2\left(\frac{P_A}{\delta_A}\right) \tag{21}$$

为便于计算横向稳定杆直径，对式(19-a)、式(19-b)、 式(19-c)与式(21)做如下形式调整：

$$\frac{P_A}{\delta_A}=\frac{k_{stabr}\frac{2}{T_r^2}}{\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2} \tag{22-a}$$

$$l_0=\sqrt{l_1^2+l_2^2}-R\left(\frac{\sqrt{l_1^2-l_2^2}-l_1}{l_2}\right) \tag{22-b}$$

$$\varphi=tan^{-1}\left(\frac{l_2}{l_1}\right) \tag{22-c}$$

$$I=2\left(\frac{P_A}{\delta_A}\right)\left[\frac{l_0^3}{3E}+\frac{l_2^2 l}{2G}+\frac{R}{E}\left\{\begin{array}{c}\frac{l_0^2}{2}\left(\varphi+\frac{1}{2}sin\,2\varphi\right)+l_0 R\,sin^2\varphi\\+\frac{R^2}{2}\left(\varphi-\frac{1}{2}sin\,2\varphi\right)\end{array}\right\}+\frac{R}{2G}\left\{\begin{array}{c}\frac{l_0^2}{2}\left(\varphi-\frac{1}{2}sin\,2\varphi\right)+l_0 R(1-cos\,\varphi)^2\\+R^2\left(\frac{3}{2}\varphi-2\,sin\,\varphi+\frac{1}{4}sin\,2\varphi\right)\end{array}\right\}\right] \tag{22-d}$$

$$d=\sqrt[4]{\frac{64I}{\pi}}, \tag{22-e}$$

$$d=t+\sqrt[3]{\frac{8I}{\pi t}} \tag{22-f}$$

依次计算式(22-a)至式(22-e)或式(22-f)，便可求解得到目标稳定杆外径 d。其中，式(22-e)、式(22-f)

分别用于实心截面、壁厚为 t 的空心截面稳定杆外径计算。

3.3 稳定杆直径算例与精度分析

表 7 为对应图 7(b)、7(c)构型的前后实心稳定杆直径算例，通过与商用有限元软件仿真结果对比，完成本文推导公式的精度验证。

针对图 7(b)前稳定杆 A 点垂向力-位移刚度 P_A/δ_A：工况①(理想设计值)为 4.2502E+4 N/m，工况②(基于表 5 实测侧倾刚度计算值)为 3.7952E+4 N/m，工况③(采用实际零件直径的有限元仿真值)为 4.2796E+4 N/m。以工况①为基准，工况②、工况③的误差分别为 -10.71% 和 0.69%。基于式(22-a)~(22-e)计算前稳定杆直径：工况①结果为 21.9 mm，工况②结果为 21.3 mm，工况③对应实际零件直径为 23.0 mm，与 K&C 试验中测试车辆搭载的稳定杆规格一致。工况②刚度值偏低，这一偏差可能源于本文推导未计入悬架衬套、连杆变形及非线性运动机制等。工况①和工况③偏差较小，验证了理想设计工况下公式的高计算精度。

针对图 7(c)后稳定杆 A 点的刚度：工况①为 7.566×10N/m，工况②为 7.3385×10N/m，工况③为 7.1855×10 N/m。以工况①为基准，两组误差分别为-3.01%、-5.03%。后稳定杆直径计算结果：工况①为 17.9 mm，工况②为 17.8 mm，工况③对应实际零件直径为 18.0 mm，以工况①为基准的误差分别为-0.76%、0.33%。

整体来看，后稳定杆结果误差小于前稳定杆，且基于梁理论推导的式(22-a)~(22-e)计算得到的稳定杆刚度 P_A/δ_A略高于商用有限元软件的输出结果。

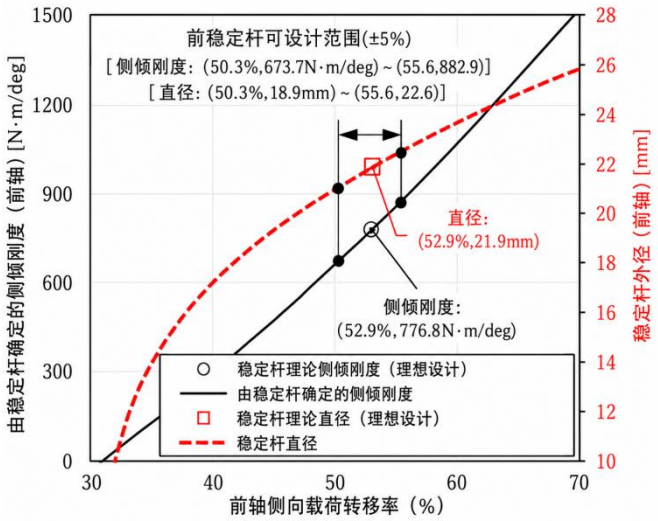
综上表明，尽管存在一定误差，本文提出的稳定杆直径确定方法与推导公式仍具足够的精确性，可直接应用于底盘概念设计阶段。

表 7 稳定杆外径计算(侧倾梯度 4.1°/g)

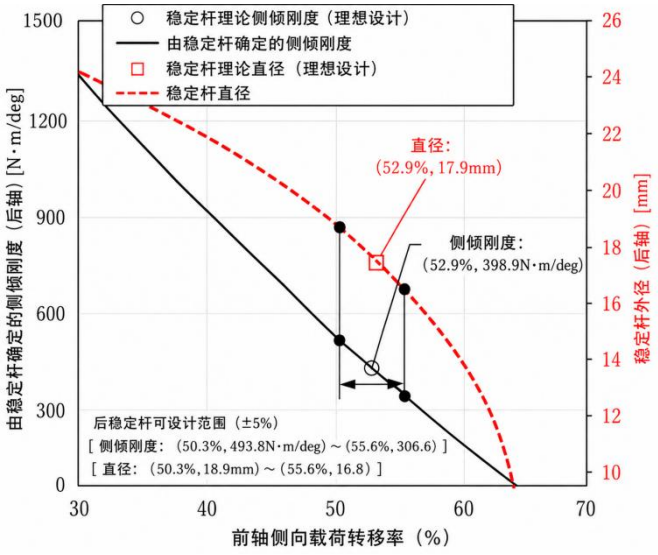
	项目	符号	单位	稳定杆直径计算		
				工况① 理想设计	工况② 实测 KC 侧倾刚度	工况③ 有限元仿真值
前悬	稳定杆侧倾刚度	k_{stabf}	N·m/deg	776.8	693.6	-
	弹性模量	E_f	N/m^2	2.1E+11	2.1E+11	2.1E+11
	泊松比	ν_f	-	0.3	0.3	0.3
	稳定杆的几何形状 (图 7(b))	l_f	m	0.266	0.266	CAD 数据
		l_{1f}	m	0.228	0.228	CAD 数据
		l_{2f}	m	0.244	0.244	CAD 数据
		R_f	m	0.106	0.106	CAD 数据
	杠杆比	LR_f	-	0.900	0.900	CAD 数据
	P_A/δ_A	P_{Af}/δ_{Af}	N/m	42502	37952	42796
	I	I_f	m^4	1.12E-08	1.12E-08	-
	外径	d_{of}	mm	21.9	21.3	23.0
后悬	稳定杆侧倾刚度	k_{stabr}	N·m/deg	398.9	386.9	-
	弹性模量	E_r	N/m^2	2.1E+11	2.1E+11	2.1E+11
	泊松比	ν_r	-	0.3	0.3	0.3
	稳定杆的几何形状 (图 7 (b))	l_r	m	0.409	0.409	CAD 数据
		l_{1r}	m	-0.044	-0.044	CAD 数据
		l_{2r}	m	0.153	0.153	CAD 数据
		R_r	m	0.060	0.060	CAD 数据
	杠杆比	LR_r	-	0.481	0.481	CAD 数据
	P_A/δ_A	P_{Ar}/δ_{Ar}	N/m	75660	73385	71855
	I	I_r	m^4	5.08E-9	5.08E-9	-
	外径	d_{or}	mm	17.9	17.8	18.0

在悬架车轮弹簧、轮胎特性初步确定的前提下，图 8 给出了基于前悬架横向载荷转移规律计算得到的整车前后侧倾刚度，以及对应所需的稳定杆外径。图中圆形、方形标记分别对应表 7 中理想横向载荷转移分配工况下，稳定杆所需的侧倾刚度与外径。

依据式(4)的设计准则，前稳定杆外径的合理范围为 18.9~22.6 mm，后稳定杆外径范围为 16.8~18.9 mm；本次试验原型车搭载的稳定杆外径为前悬 23 mm、后悬 18.0 m。可见原型车前稳定杆直径超出了设计准则给出的范围，对应表 5 实测得到的前后侧倾刚度分配比低于理想分配比。如前文分析，该偏差源于本文未考虑的悬架各衬套、连杆的弹性变形以及非线性运动机制等。而后稳定杆直径始终落在公式(4)的设计准则范围内。在调校稳定杆直径以匹配目标横向载荷分配比的过程中，图 8 可帮助开发人员无需搭建复杂整车动力学模型，即可快速理清直径匹配思路，具备较高的工程实用价值。



（a）前悬



(b) 后悬

图 8　稳定杆刚度和直径-横向载荷转移比

4 结论

本研究以“零部件-子系统-整车”的层级化正向设计流程，系统完成了底盘基础设计中核心的侧倾梯度特性正向开发。当明确侧倾梯度性能目标后，首先推导得到对应的整车侧倾刚度，再对该刚度进行合理分配，使转向过程中前后横向载荷转移分配比与前后轴荷分配比相等。同时，本文为侧倾

刚度分配引入了量化约束条件：前后横向载荷转移分配比与前后轴荷分配比的差值需控制在 5%以内。进一步地，从已确定的整车前后侧倾刚度中，精准拆分出稳定杆应承担的侧倾刚度分量，利用该分量与稳定杆直径的力学关联关系，完成稳定杆需求直径得定量计算。

目前行业内尚未建立一套清晰、体系化的底盘概念设计理论方法与配套公式体系，传统开发普遍采用“零部件-子系统-整车”的逆向迭代路径，依托商用有限元、多体动力学软件通过反复试错完成设计。而本研究构建了对应的理论体系与适配公式，可在概念设计与详细设计阶段，快速明确侧倾目标性能的调整方向与偏差特性，大幅降低开发迭代成本。

参考文献：

[1] 李美芳. CAE 技术及其发展趋势[J]. 世界制造技术与装备市场,2005(4):82-83.

Li Meifang. CAE technique and its developing trend[J]. WORLD MANUFACTURING ENGINEERING & MARKET,2005(4):82-83.

[2] 朱颜. CAE 技术在汽车轻量化设计中的应用[J]. 农业装备与车辆工程,2008(10):31-34.

Zhu Yan. Application of CAE Technology on Weight Reduction of Automobile[J]. AGRICULTURAL EQUIPMENT & VEHICLE ENGINEERING,2008(10):31-34.

[3] SAKATA K, YAMAMOTO M, GENNAI T. The all-new PRIUS–creating ever-better chassis of Toyota New Global Architecture (TNGA)[C]//7th International Munich Chassis Symposium 2016. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017: 71-88. DOI:10.1007/978-3-658-14219-3_10.

[4] Cai, Z.,Chan,et al. The process of vehicle dynamics development(Conference Paper)[J]. Lecture Notes in Electrical Engineering,2013,Vol.195(7): 13-21.

[5] 张继鹏. 麦弗逊式独立悬架的仿真分析和优化设计[D]. 电子科技大学,2015.

Zhang Jipeng.Simulation Analysis and Optimization Design of MacPherson Independent Suspension [D]. UESTC,2015.

[6] 马芳武,等. 汽车后副车架轻量化概念设计方法研究[J]. 汽车工程,2021,43(5):776-783,790.

Ma Fangwu, et al.Research on Lightweight Conceptual Design Method of Vehicle Rear Subframe[J]. Automotive Engineering,2021,43(5):776-783,790.

[7] 王霄锋. 汽车悬架和转向系统设计[M]. 清华大学出版社,2015.

[8] 王仲宜,等. 汽车车身侧倾控制方法研究[J]. 机电工程技术,2013(7):117-120.

Wang Zhongyi, et al.The Study of the Way to Roll Control[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology,2013(7):117-120.

[9] 肖力军. 基于 ADAMS/CAR 的汽车悬架系统虚拟样机设计与性能分析[D]. 湖南:湖南大学,2006.

[10] 日本自动车技术会编.汽车工程手册 5 底盘设计篇[M].北京：北京理工大学出版社,2010, 32-33.

国内外军用车辆装备智能化无人化发展现状

王玉，赵晓稳，鲁伟

中国兵器工业集团江山重工研究院有限公司

摘　要：本文梳理了国内外军用车辆装备智能化无人化的发展现状及未来趋势。在国内，JY905-S 和 VU-T10 已列装到部队，形成协同作战的装备体系。在国外，由俄乌冲突引起的无人地面车辆发展，推动了战术与技术两方面的创新，乌克兰 2026 年上半年批准 72 种新型无人车辆投入作战；俄罗斯已组建无人系统部队；美国以 ULTRA 等加速多元化部署；欧洲形成软件定义、模块化架构的差异化发展路径。目前车辆装备的智能化无人化关键技术正沿多方面发展。本文揭示了各国在无人地面装备上的共通发展路径，为我国装备技术路线选择与作战体系建设提供了参考依据，未来军用车辆装备将重点攻克极端环境感知与通信受限条件下协同可靠性的技术瓶颈，推动军用车辆装备向实战化应用迈进。

关键词：无人地面车辆，军用无人装备，智能化，无人化

1 引言

以深度学习、多传感器融合、高精度导航及抗干扰通信为代表的人工智能与机器人技术的群体性突破，正推动传统军用车辆装备从“机械化平台”向“智能化作战载体”加速演进。这一技术变革使得坦克、步兵战车、战术卡车及后勤保障车辆等传统地面载具，逐步具备环境感知、自主路径规划、行为决策乃至协同作战等智能化能力，其作战运用方式也从单一的有人操作，向有人/无人、远程遥控、自主行驶并存的多元形态拓展。

在技术进步重塑战场形态的时代，军用车辆装备的智能化无人化发展在实战环境中获得了加速催化。俄乌冲突中，双方大规模投入无人战车、无人运输车辆等地面无人装备，据公开资料统计，乌克兰方已累计接收各类无人地面车辆超过 15000 辆，俄罗斯的 Chelnok 重型无人牵引车、Kultivator 无人火箭系统、Courier 多功能无人作战平台、Impulse 系列无人战车等型号亦在实战中接受检验。冲突实践表明，轻型轮式或履带式无人车辆在前沿侦查、后勤补给、雷场开辟及火力支援等任务中已初步验证其战术价值。在此驱动下，世界主要军事力量加速推进军用无人智能车辆的装备化进程：美国以 ULTRA 等加速多元化部署；俄罗斯将无人车辆纳入新组建的无人系统部队体系；英国、法国、德国等相继启动地面无人车辆研究与试验计划。我国在无人战车、无人运输平台及班组支援无人车等领域亦取得了长足发展。

当前，军用车辆装备的智能化无人化正处在从单装技术验证向体系化运用跃升的关键时期。尽管该领域研究活动活跃，但近两年聚焦于军用车辆装备智能化无人化的系统性综述研究相对匮乏。本文通过广泛调研近年来国内外公开的学术文献、国防白皮书及典型实战运用案例等，梳理美国、俄罗斯、欧洲等国家和地区与我国军用车辆装备智能化无人化领域的发展战略、典型平台技术参数及关键技术攻关进展，重点梳理各国主要力量在无人智能车辆装备的演进路径与技术差异，为我国军用车辆装备智能化无人化领域的技术方向选择、资源投入优先级和中长期规划提供系统性参考，同时也为后续研究提供一个兼具广度与深度的参照系。

2 国内军用车辆装备智能化无人化发展现状

我国军用无人地面车辆装备近年来取得了显著进展，无人战车已从技术验证阶段迈入实际列装与作战运用的新阶段。

2.1 JY905-S 型无线遥控扫雷车

JY905-S 是我国较为成熟的无人扫雷平台，如图 1 所示，由贵州詹阳重工和中国船舶 716 所共

同研发，该车采用履带式底盘，具备良好的越野机动性和复杂地形勘测能力，整车外形重量约为 5.8 吨，全车尺寸为 5.5×2.4×1.8 米，在动力方面，JY905-S 搭载了一台功率约为 150 马力的发动机，在高速状态下的行驶速度可达 5.6 公里/小时，低速行驶速度为 3 公里/小时，扫雷行进速度为 1.3 公里/小时。该车车体前方配备有可升降的打击式扫雷装置，扫雷作业时滚筒转速可达 700 转/分钟。其工作原理是通过高速旋转的链条式扫雷器连续打击地面，利用物理冲击力提前引爆前进路径上的地雷或未爆炸弹药，从而开辟出安全通道。JY905-S 的扫雷作业效率可达 2000 平方米/小时，与俄罗斯“天王星-6”等国际主流扫雷机器人具有相同的作业效率。该车通过远程控制台进行操作，操作人员可在较远的安全距离上对其进行遥控，有效避免了传统人工扫雷过程中人员直接暴露在雷场的风险，由此看来，JY905-S 不仅适用于战场前沿的防步兵雷场清除任务，还可用于未爆装置处理、障碍清理等多种应急抢救作业。JY905-S 的出现标志着我国在无人化扫雷装备领域迈出了重要一步，它不仅与国际主流的扫雷机器人具有相同的功能，而且在外形设计上也处于前端，在扫雷效率等核心指标上实现了与国际先进水平的对标。



图 1　JY905-S 型无线遥控扫雷车

2.2 VU-T10 无人战车

我国在 2024 年珠海航展首次公开新型履带式的无人战车 VU-T10，如图 2 所示，VU-T10 中型履带式地面无人作战系统是我国自主研发的新一代智能化陆战平台，也是东部战区宣传中公开的现役装备。该无人站车搭载混合动力模块，最大续航里程达 200 公里，采用履带式底盘，最大公路速度为 60 公里/小时，越野速度为 40 公里/小时，炮塔主炮为一门 30 毫米高平两用速射机关炮，射速 500 发/分钟，可发射穿甲弹、高爆弹、可编程空爆弹，有效射程 4 公里，可压制步兵、摧毁轻型装甲、拦截低空无人机，具有模块化炮塔预留接口，可搭载红箭-12 反坦克导弹，能够有效打击主战坦克。该车采用稳像式“猎-歼”火控，搭配双通道光电侦察球，具备动对动的射击能力，移动目标命中率超 92%，远超传统有人战车。另外，VU-T10 还具备自主导航、智能识敌、路径规划能力，可在无人工干预下完成侦察、巡逻、目标识别等任务，支持有人-无人协同、集群作战，可自主锁定目标并发起攻击，但最终开火权限由人工决策，符合国际军控伦理。



图 2　VU-T10 中型履带式地面无人作战平台

除 VU-T10 履带式平台外，我国新型 8×8 轮式 105 毫米无人突击炮也已公开亮相，该平台基于国产 8×8 轮式装甲车底盘研发，是中国陆军新一代中型无人化陆战平台。该车型的亮相表明我国在轮式无人战车领域同样取得了重要突破，形成了履带式与轮式并重、轻重结合的发展格局。

此外，在纪念中国人民抗日战争暨世界反法西斯战争胜利 80 周年阅兵中，陆上无人作战方队以独立方队形式首次亮相阅兵场，如图 3 所示。16 辆车以 4×4 编队整齐排列，搭载侦打突击、扫雷排爆、班组支援等无人战车依次受阅。侦打突击无人车是一款可执行多样化军事任务的新型无人装备，是现代无人装备融入现有作战体系的重要组成部分。其中，侦打突击无人车采用履带式底盘，可应对多种战场环境，搭载反坦克导弹，能够支援坦克、战车和步兵班组开展协同作战；扫雷排爆无人车具有扫雷排爆、通路开辟等任务；班组支援无人车则采用智能跟随技术，可自动识别地形并调整行进姿态，为前线作战单元提供精准的弹药补给和伤员输送任务。每辆班组支援无人车身后还配有两个仿生四足机器人与一架多旋翼无人机，不断移动巡逻，保证战线与后方不被偷袭。这套无人作战车辆装备体系的诞生，推翻了过去地面作战基本依赖士兵推进的规则，不仅支撑实时感知、自动驾驶、远程操控、集群协同等智能化能力，还让无人化从概念落地为可用的工程方案，拥有远超传统步兵班排的感知与打击效率，标志着我国在军用无人系统与智能网联融合领域取得了最新成就，反映出无人化与智能化已成为我军主动适应科技发展和战争形态演变的必然选择。



图 3　陆上无人作战方队

3 国外车辆装备智能化无人化发展现状

3.1 俄乌冲突的无人地面装备

俄乌冲突是迄今为止无人地面装备应用规模最大、实战检验最充分的战场，深刻改变了军用无人地面车辆的发展逻辑。实战应用推动了战术与技术两方面的创新，进而扩展了无人地面战车的作战与支援职能范围。俄乌冲突不仅成为交战双方的创新催化剂，也成为众多观察分析此冲突的第三方国家的创新催化剂。

首先面对俄罗斯的人力优势，乌克兰将无人地面系统作为弥补兵力短缺的核心手段，根据乌克兰国防部数据，仅 2026 年上半年就已批准 72 种新型无人地面车辆投入作战使用，数量是 2025 年全年总量的两倍多，其中包括 Ratel H 移动平台、蜘蛛机器人战斗平台、Zmiy Mini Strike 侦察打击无人车和 Ravlyk 无人车等新型无人地面车辆，如图 4 所示。Ratel H 移动平台是一款由 Ratel Robotics 公司制造的通用履带移动平台，能够撤离伤员、运送医疗物资和弹药、运输超过 400 公斤的货物，大约相当于一辆乘用车的重量，并且还可携带并发射光纤控制的 FPV 无人机，把该平台变成一个移动的无人机基站，构成地面-空中复合打击系统，它还能凭借红外大灯和夜视摄像头在夜间运行，完成曾经需要人工直接参与的任务。蜘蛛机器人战斗平台是一款新型履带式火力支援无人地面车辆，用于打击装甲车辆、防御工事、人员和低速空中目标，该平台可通过多种通信渠道远程操作，包括 LTE 网络、无线电链路、Starlink 卫星连接或光纤控制系统，根据战场条件提供操作灵活性，也可搭载勃朗宁 M2 和 PKT 机枪以及自动榴弹发射器等多种武器装备，根据作战强度最长可保持 72 小时的活跃状态。Zmiy Mini Strike 是一种配备榴弹发射器的侦察打击无人车，该平台基于四年以上的作战经验，专为满足战场需求而开发，配备了静音电动驱动、全地形轮式底盘以及日光和热成像摄像

头，既可用于隐蔽侦察，也可用于作战任务，由于其紧凑的尺寸，可以放入面包车或皮卡的货物区，且无需特殊设备即可运输，同时该无人地面车辆也可以安装任何步兵武器的其他作战模块，可以更有效地打击和深入敌军。Ravlyk 无人车由早期的 RSBK-M Myslyvets 无人平台改进而来，后者曾于 2020 至 2021 年在乌东地区前线接受实战测试，验证了其在低强度战场环境下的可靠性，后续 Ravylk 无人车集成了自研的 Wolly 12.7 战斗模块，配备美国制造的 12.7 毫米 M2 式勃朗宁机枪后，能打击 1 公里范围内的目标，这一升级将该无人车从后勤平台转变为具有战斗能力的单位，具有电力驱动、全地形轮胎和低噪音特征，可潜伏 96 小时。



图 4　乌克兰新型无人地面车辆

在俄乌战争中，俄罗斯同样在无人地面战车技术上投入巨资，据乌克兰分析中心 StateWatch 报告显示，俄军在乌克兰战场至少使用了 20 种地面机器人系统，识别出的型号多达 32 种，包括 Chelnok 重型无人牵引车、Kultivator 无人火箭系统、Courier 多功能无人作战平台和 Impulse 系列无人战车等，如图 5 所示。Chelnok 重型无人牵引车是俄军在前线部署的重型无人地面车辆，2026 年 4 月在哈尔科夫方向首次记录到实战使用，该平台是专门为扫雷而设计的车辆装备，配备了 UR-83P 排雷系统，采用典型的两栖全地形平台的轮式底盘，超低压的轮胎使其能够穿越软地面和水障碍，这种配置不仅提升了在复杂地形中的机动性，还降低了触发反坦克地雷的风险，然而其庞大的尺寸使车辆高度显眼，体积与小型汽车相当，在地形中更加难以隐藏。Kultivator 无人火箭系统是俄军在前线投入的一种无人多管火箭系统，由独立的无人系统团“Burevestnik”操作，该平台代表了俄军战场临时方案的最新方案，将航空火箭吊舱与无人地面系统结合，打造远程操作的火箭炮，其中配备了两个 UB-16-57 航空火箭吊舱，每个吊舱包含 16 个发射管，用于发射 S-5 无制导火箭，总共可发射 32 枚火箭，近年来俄罗斯地面机器人还被装配了金属笼结构和伪装网，以防 FPV 无人机的攻击，使无人车辆平台可以在保持相对安全距离的同时，靠近战争区域。Courier 多功能无人作战平台是俄军最新投入实战测试的多功能地面机器人系统，据俄国防部称，该平台可搭载多种武器，包括“Kord”重机枪、卡拉什尼科夫坦克机枪和自动榴弹发射器，还可配置反步兵地雷、补给物资和弹药，2025 年 10 月，俄军在“Courier”平台上展示了“Ignis”激光武器系统，用于在安全距离外摧毁反坦克地雷，此外在 2026 年 4 月，俄军展示了“Courier”平台搭载“Bagulnik-82”82 毫米自动迫击炮模块的实弹测试画面，该模块配备自动装弹系统，每次射击后约 5 秒即可完成装弹，这是俄军首次将带自动装弹机的迫击炮集成到无人地面平台上。Impulse 系列无人战车由俄罗斯国家技术集团开发，已在俄乌前线完成全面作战测试，该系列包括 Impulse BM-A 火力支援机器人和 Impulse-M 后勤运输机器人两个主要型号，

该战车能抵御地雷碎片和自动武器的擦伤，此外由于履带底盘的强大越野能力，能够克服各种坑洞和道路，并在深泥中攀爬坡道，加上超强的载荷能力，该战车能够攀登 30 度的坡度，同时还能拖曳高达一吨半的货物，证实了该战车在无需与操作员通信的情况下能够自主穿越地形的性能。



Chelnok重型无人牵引车



Kultivator无人火箭系统



Courier多功能无人作战平台



Impulse系列无人战车

图 5　俄罗斯新型无人地面车辆

3.2 美国无人地面装备领域的战略调整

在智能科技发展的背景下，美国在军用无人地面车辆领域经历了重要的战略调整，2025 年，美国陆军暂停了“机器人战车”项目，同时加速了灵活低成本无人系统的引入，同年年底，美国陆军向 Forterra、Overland AI 和 Scout AI 三家初创企业授予总额约 1550 万美元的“无人系统自主性”协议，要求各企业将其商业自主解决方案集成到现有陆军步兵支援车辆上，美国各军种和军工企业推出了一系列新型无人地面车辆装备，涵盖侦察突击、后勤补给、反无人机、两栖作战等多个领域。

2026 年 4 月，美国在华盛顿特区举办了现代海军陆战队博览会，德事隆系统公司及其子公司正式发布了专为美海军陆战队打造的 RIPSAW M1 轮式无人战车，如图 6 所示，这是首次采用模块化开放系统的方法架构设计车型，也极大提升了美军两栖与滨海作战能力。RIPSAW M1 采用全电动全轮驱动系统，具有紧凑的外形，使其便于运输和快速部署。RIPSAW M1 被设计为海军陆战队先进侦察车和两栖战斗车辆的“机器人战力倍增器”，可执行硬杀伤反无人机、侦察监视与目标获取、诱饵渗透等任务，其模块化设计允许快速改装为多种作战构型，包括搭载反无人机武器或盘旋弹药等武器系统，该设计展示了无人地面车辆支持海军陆战队任务的发展潜力。



图 6　RIPSAW M1 轮式无人战车

美国 Overland AI 公司为了实现车辆装备在高对抗环境中独立执行后勤任务，设计了 ULTRA 全自主战术车辆，如图 7 所示。该设备能够在从茂密森林到火山脊等多种环境中导航，拥有 1000 磅的载荷能力，最高时速为 35 英里，巡航航程可延伸至 100 英里，其越野自动驾驶软件通过 DARPA RACER 项目的广泛且严格测试开发，使得其在 GPS 限制环境下，能够穿越恶劣地形和条件从而实现无人化平台移动，另一个独特之处在于 ULTRA 在关键地面行动中的多功能性，包括但不限于综合侦察行动、机动作战部队的直接支援、反无人机防护、援助补给以及后勤任务等，车辆系统的网络化能力使得通过本地网络、5G 和卫星上行链路与作战人员和指挥节点进行无缝通信。由此可见，ULTRA 专为抵御电子战而设计，能够在现代战场条件下保持弹性运行，该车的测试过程采用了迭代式“故障-修复”循环以完善系统，体现了车辆装备在智能化无人化方面的创新。



图 7　ULTRA 全自主战术车辆

Diamondback 无人侦察车是 L3Harris 公司与 Carnegie Robotics 合作开发的高度机动多功能的无人侦察平台，如图 8 所示，于 2025 年 10 月在美国陆军协会博览会上首次公开亮相，该平台此后一直在内部进行演示和评估，它通过 AMORPHOUS 和 Perception Kit 实现自主控制，从而减少了直接控制的需求，实现了独立操作。另外，侦察车还采用了模块化设计，通过其模块化开放系统软件实现多种传感器和任务效应器的无缝集成。通过装备多种传感器，包括稳定的 WESCAM MX 10D 多光学传感器球、无人机探测以及视距和非视距的卫星通信，它还具备发射和管理垂直起降无人机的功能，可用于外出侦察任务，美国表示将于 2026 年在德克萨斯州进一步展示 Diamondback 的成熟度和 RSTA 能力。



图 8　Diamondback 无人侦察车

总体来看，美国在军用无人地面装备领域的战略调整呈现出清晰的转型逻辑，一方面，传统的大型机器人战车项目因技术成熟度、成本效益等问题被暂停或调整，反映出军方对重平台路线的审慎态度；另一方面，以 RIPSAW M1、ULTRA、Diamondback 为代表的多元化、模块化、低成本无人系统加速涌现，覆盖了从两栖突击、高对抗后勤到侦察监视多方面领域。这一转型的核心驱动力在于战争冲突，俄乌冲突中的实战经验表明，地面无人系统在电子战密集以及 GPS 受限环境中的生存力与任务弹性至关重要，单一重型平台难以适应多样化战场需求，与此同时，美国陆军积极引入商业领域自主驾驶技术，通过无人系统自主性协议等灵活机制，力图以前所未有的速度将成熟技术

转化为实战能力。因此美国军用无人地面装备的发展将沿着功能模块化和系统开放化的方向持续演进，其多域适配的装备格局正在加速形成，这对全球军用无人地面车辆的发展路径将产生深远影响。

3.3 欧洲无人地面装备领域的加速建设

受俄乌冲突的深刻影响，欧洲各国在军用无人地面车辆领域正以前所未有的速度推进装备的研发与列装。2026 年已成为欧洲无人地面装备从技术演示向规模化部署的关键转折点，德国、英国、法国等主要国家纷纷推出新型装备，欧洲本土军工企业加速崛起。

Hector 中型轮式无人车是德国无人地面车辆初创企业 ARX Robotics 于 2025 年底至 2026 年初推出的新型产品，如图 9 所示，采用软件优先的设计理念，搭载经实战验证的 Mithra 操作系统，该平台的核心创新在于可以自主选择有人或无人操作，可由乘员驾驶至任务区域边缘，随后切换为远程操控或自主监督模式。Hector 配备了两种动力，由内燃机提供的动力最高时速为 120 公里/小时，而全电动的无人车具备低声学与低热信号特征，适合隐蔽作战，可负担有效载荷 500 公斤，能够执行侦察、后勤及武器搭载等多种任务，ARX Robotics 将 Hector 定位为可大规模生产的平台，旨在填补欧洲地面部队在“数量与节奏”方面的缺口。Gereon 履带式无人车则是 ARX Robotics 的另一主力产品，可以将弹药、补给和医疗援助运送到前线，不会让士兵面临危险，2026 年 7 月，ARX Robotics 与 DEUTZ 公司宣布在乌尔姆启动 Gereon 的工业化批量生产，首批产品预计于夏末交付乌克兰。



Hector中型轮式无人车　　Gereon履带式无人车

图 9　德国无人地面车辆装备

英国目前正在正加速构建本土无人地面车辆领域自主创新的能力，以摆脱长期以来对美制系统的依赖。英国本土机器人初创企业 XRC Robotics 于 2026 年 2 月获得英国国防部合同，为其前线部队提供 RHINO 无人地面车辆，如图 10 所示，这是英国国防部首次将本土机器人平台快速纳入前线实验项目。RHINO 是一款模块化无人地面车辆，采用即插即用模块化架构，专为战场设计，能够在侦察、后勤和伤员撤离任务间切换，可在战场环境下数分钟内完成任务载荷更换，而无需返回主基地进行大规模重组。此外，英国 VisionWave 公司于 2026 年 7 月推出了 VARAN 无人地面车辆，VARAN 最突出的特点是采用被动导航与感知架构，通过摄像头、热成像和 3D 视觉组合实现导航，不依赖主动雷达、激光扫描、激光雷达或持续的无线电连接，该设计使其能够在 GPS 信号不可用或通信受干扰时继续执行任务，并最大限度减少可被敌方探测的电磁辐射。VARAN 的设计理念与许多现有的无人地面车辆程序根本不同，该平台从一开始就优先考虑作战简洁性、远征持续性和减轻后勤负担，而非仅仅为技术性能进行优化。因为采用了可调高度底盘与可伸缩轮臂设计，故可根据地形自动调整姿态，在轮臂受损后仍可自行返回。VARAN 与大多数依赖主动雷达、激光扫描、激光雷达或持续无线电连接的地面机器人均不同，极大提高了该设备在电子战中的生存能力。



RHINO无人地面车辆



VARAN无人地面车辆

图 10　英国无人地面车辆装备

法国陆军于 2026 年 1 月在圣西尔科埃基丹军事学院测试下一代 Hermione 无人地面车辆，该测试隶属于法国陆军 Pendragon 项目，该项目旨在将 AI 赋能的战斗系统整合至未来军事行动中，如图 11 所示。Hermione 由 H2X Ecosystems 和 H2X Defense 公司开发，采用模块化轮式设计，基础构型可负担有效载荷 300 公斤，其他变型最多运输 2 吨货物。Hermione 专为崎岖或崎岖地形设计，采用全轮驱动架构，动力系统由氢燃料电池、25 kWh 电池组和 8 kW 轮毂电机组成，最高时速为 24 英里，加氢仅需 3 分钟续航就可达到 20 小时，Hermione 是欧洲为数不多的氢动力军用无人地面车辆，代表了无人装备能源多样化的探索方向。在 2026 年 6 月巴黎 Eurosatory 防务展上，法国 S2M Equipment 公司与 KNDS France 公司联合展示了 REFURBOT 无人化战车，REFURBOT 无人化战车是由冷战时期生产的 AMX-30 主战坦克改造的，改造采用了 KNDS 的 TOXO 机器人套件，取消了原有人工操作的炮塔和四名乘员舱，基于 KNDS 25M811 自动炮的 ARX-25 遥控武器站，可在穿甲弹和杀伤弹之间切换，REFURBOT 展示了将数十年车龄的旧坦克底盘改造为重型无人作战平台的可行路径。



Hermione氢能无人车



REFURBOT：AMX-30坦克无人化改造

图 11　法国无人地面车辆装备

总体来看，欧洲在军用无人地面装备领域的加速建设已形成由实战需求驱动、多国协同推进、军工巨头与科技初创企业并驾齐驱的发展格局。这场以俄乌冲突为直接催化剂的装备变革，正在深刻重塑欧洲防务力量的地面作战形态。

从发展格局来看，欧洲各国呈现出清晰的差异化分工。德国凭借 ARX Robotics、Diehl Defence、Quantum Systems 等企业，构建了覆盖高速轮式突击、履带式后勤伴随、导弹发射、侦察打击等多任务领域的完整装备链条，成为欧洲无人地面装备研发的核心力量；英国则以 XRC Robotics 和 VisionWave 为代表，在模块化快换架构与“零主动信号”被动导航等独创性技术路线上实现了差异化突破，着力摆脱对美制系统的依赖；法国则另辟蹊径，通过氢燃料电池动力探索和冷战旧坦克底盘无人化改造，展示了能源多元化与存量装备增值利用的独特思路。

从技术趋势来看，欧洲新一代无人地面装备呈现出若干共同特征。首先，软件定义成为共识，Hector 搭载的 Mithra 操作系统、Ziesel 集成的 PLATON 自主套件，标志着从硬件主导向软件优先的设计转型。其次，模块化架构普遍应用，RHINO 可在数分钟内完成侦察、后勤、伤员撤离等任务载

荷的战场快速切换，使单一平台具备了多任务的弹性。接着抗电子战能力成为刚需，VARAN 采用被动导航架构，不依赖 GPS、雷达或持续无线电信号，直接呼应了俄乌冲突中电子战高强度对抗的实战教训。最后，动力系统呈现多元化探索，从内燃机、全电动到氢燃料电池，欧洲尚未形成统一技术路径，但电动化与混合动力的趋势已十分明确。

从战略影响来看，欧洲无人地面装备的加速建设正在产生双重效应。一方面，本土军工企业的崛起正在改变长期以来对美国防务技术的依赖格局，ARX Robotics 获得英国陆军合同、XRC Robotics 成为英国国防部首个纳入前线实验的本土平台，均标志着欧洲正在提升自主可控的技术能力。另一方面，欧洲各国之间的协同合作也在深化，跨国防务技术合作正在加速构建内部整合的产业生态。未来随着 2026 年成为欧洲无人地面装备从技术演示迈向规模化部署的关键转折点，欧洲有望在 2030 年前形成较为完整的陆上无人作战装备体系，为全球军用无人地面车辆的发展提供独特的新型产品。

4 关键技术研究进展

无人地面车辆（UGV）的智能化与无人化是一个涉及多学科交叉的系统工程，其核心技术体系通常被划分为感知、决策与控制三大功能模块。近年来，随着人工智能、深度学习、多传感器融合等技术的快速发展，UGV 的自主能力正在从结构化道路场景向非结构化越野环境，从单平台自治向集群协同全面拓展。本节从环境感知、决策规划、运动控制与协同控制四个方面，描述车辆装备智能化无人化的关键技术研究进展。

4.1 环境感知技术

环境感知是 UGV 实现自主运行的首要环节，其目标是通过多种传感器获取车辆周围环境的物理信息，为后续的决策与规划提供数据基础，方便后续的行动。当前，环境感知技术正从单一传感器检测向多传感器深度融合、从单车感知向空地协同感知方向快速发展。

在嵌入式平台优化方面，2026 年发表于《Machine Vision and Applications》的研究提出了一种多模态融合感知算法，通过 Partial Convolution 和卷积门控线性单元集成至 YOLOv8 架构，在 Jetson Orin 平台上端到端延迟低于 73ms。在空地协同感知方面，基于 Transformer 和 BEV 模型的端到端多模态时空联合优化框架，通过交叉注意力机制实现空中与地面特征的跨平台集成，使协同感知平均精度相比单一平台提升 12.7%和 15.7%。此外，北京航空航天大学等机构提出了一种无需标定端到端的框架，通过图基位姿传播模块消除对全局共视或预标定外参的需求，在 GPS 拒止环境中平均相机位姿误差为 1.57m。在非结构化地形感知方面，《工程科学学报》综述归纳了基于外感受信息、内感受信息及跨模态融合的三类技术路径，指出构建多模态融合与感知-规划-控制闭环耦合模型是增强复杂地形适应性的核心方向。

4.2 决策与规划

深度强化学习与大模型的引入正在深刻改变决策与规划的技术面貌。在风险感知路径规划方面，韩国军事学院提出了一种基于轨迹值分解循环近端策略优化的框架，将价值估计拆分为时间效率和风险规避两个独立通道，通过调整单一权重参数实现谨慎与激进模式的无缝切换。在越野动态路径规划方面，结合 LSTM 与分布式 PPO 的 LSTM-DPPO 算法通过构建可通行性地图和动态障碍物预测模块，平均推理时间仅耗费 1.74ms。在无 GPS 视觉导航方面，基于 NoMaD 扩散模型的框架仅靠视觉输入生成多条候选路径，并结合可通行性风险评估选择最优轨迹，这已经在真实车辆实验中验证其有效性。在强化学习无地图导航方面，相干风险感知调节方法使 AGV 在无先验地图的密集动态环境中实现了鲁棒导航。

4.3 运动控制

模型预测控制与滑模控制的深度融合是 2026 年运动控制领域中最重要的趋势。针对六轮独立驱动/四轮独立转向平台的高机动性控制需求，发表于《Robotics and Autonomous Systems》的研究提出了一种集成自适应转向机制与非线性滑模模型预测控制的策略，通过动态-静态双约束确保操作安全，显著提升了跟踪精度和扰动抑制能力。另外，针对 Ackermann 转向 UGV 的轨迹跟踪问题，发

表于《IEEE Transactions on Intelligent Vehicles》的研究提出了一种弹性记忆事件触发预测跟踪控制方法，弹性记忆事件触发预测跟踪控制方法将历史触发信号纳入事件触发方案，确保系统峰值和谷值等关键时刻被触发，通过圆形和“8”字形轨迹跟踪实验验证了有效性。

4.4 协同控制

随着 UGV 应用场景从单平台向多平台协同拓展，协同控制已成为关键技术方向。在空地协同编队方面，发表于《Automatica》的研究提出了基于预定义时间的分布式最优编队控制方案，通过非线性映射与命令滤波反步设计保证 UAV 和 UGV 位置保持在规定安全边界内。中国研究团队针对强扰动与通信受限环境，提出了融合 RBF 神经网络与固定时间超螺旋滑模的动态事件触发方法，扰动抑制能力提升 40%-60%，滑模收敛速度加快 6%-50%。在通信优化方面，分布式无 Zeno 事件触发观测器使每个车辆无需全局通信拓扑信息即可生成参考。关于通信-感知-决策一体化方面的问题，《兵工学报》综述指出陆域无人平台正加速由单平台自治向集群协同演进，逐步构建一体化协同架构。最后，在多 UGV 协同探索方面，2026 年发表于 IEEE 的多 UGV 协同探索框架在未知 GPS 拒止环境中实现了 89.9%的回环检测性能，基于深度强化学习的双 UGV 协同搬运轨迹规划方法也通过自适应目标熵调节实现了协同轨迹优化撑技术。

综上所述，车辆装备智能化无人化的关键技术正沿着感知融合化、决策智能化、控制精细化、协同集群化的方向快速发展。多传感器深度融合、深度强化学习驱动的自主规划、模型预测与滑模控制的集成应用，以及空地异构协同与集群化探索，共同构成了当前技术体系的核心支柱，这为 UGV 从结构化场景向复杂非结构化环境的拓展提供了坚实支撑。

5 未来发展趋势与展望

综合本文各章节的研究分析，军用车辆装备的智能化无人化正沿着清晰的技术与战略路径持续演进。首先，软件优先和硬件模块化已成为各方共同的技术方向，智能化自动驾驶和行为模块等新技术的突破，正推动着无人系统从机器模仿人类向超越人类智能的驾驶模式发展进化；其次在自主能力方面，UGV 已从早期的远程遥控平台逐步发展成为具备高度自主感知、路径规划与威胁评估能力的智能终端，美国 DARPA RACER 项目已实现无 GPS、无预规划路线条件下以任务速度在复杂越野地形中自主导航，而未来依托智能算法与算力升级，无人地面车辆将在通信拒止和 GPS 受限环境中具备更大程度的行动自主能力；最后在作战方面上，大量无人平台的应用正推动人机协同从简单的编组向深度融合发展，无人车辆作战体系将逐渐代替传统的步兵作战体系成为主流。

军用车辆装备的智能化无人化正处于从技术验证向规模化应用全面跃升的历史性机遇期，但该产业的发展也面临着诸多制约因素。未来的技术攻关将聚焦于两大核心方向：一是着力提升无人地面车辆在复杂电磁环境、恶劣气象条件及山地丛林等极端作战环境下的多传感器融合感知能力；二是重点突破通信拒止或受限条件下的装备间协同可靠控制，使无人车辆在强对抗环境中保持任务连续性与系统韧性。上述方向的突破将直接决定军用无人车辆从可用走向好用的关键跨越。

火箭武器装备对越野底盘智能化需求分析

姜孝旺[1,2]，吴俊[1,2]，高军营[1,2]

（1. 中国兵器工业集团江山重工研究院有限公司，襄阳 441005；
2. 湖北省智能集群发射装备技术创新中心，武汉 430000）

摘　要：随着智能化战争推动战场感知、指挥决策、火力打击与毁伤评估加速贯通，作战力量向分布部署、动态编组、有人/无人协同和跨域联动等特征转变，火箭武器装备正由以单车火力性能为中心的发射平台，向可融入侦察指挥网络、实施分布式机动、快速聚合火力并自主完成阵地转换的机动火力节点演变。越野底盘作为承载武器载荷、道路与越野机动、发射稳定、能源供给、信息传输、姿态控制和维修保障的行走单元，其智能化水平直接影响火箭炮的快速反应、生存防护、体系协同和持续作战能力。本文分析传统火箭炮底盘在系统集成、环境感知、驱动控制、协同行驶及健康管理方面的不足，重点论述车炮一体化、复杂越野环境多源感知与通过性探测、分布式电驱动、集群自主与伴随协同行驶、轻量化平台设计等需求，并提出发展建议。研究认为，火箭炮底盘智能化不能停留在传统平台上加装自动驾驶设备，而应以任务效能为牵引，对承载结构、能源系统、电子电气架构、驱动执行系统和保障体系进行正向重构，形成可感知、可决策、可协同、可重构、可持续升级的智能机动底座。

关键词：火箭武器装备；越野底盘；车炮一体化；集群自主行驶；轻量化设计

Analysis of Intelligent Requirements for Off-Road Chassis in Rocket Launcher Systems

Xiaowang Jiang[1,2], Jun Wu[1,2], Junying Gao[1,2]

(1.Jiangshan Heavy Industries Research Institute Co., Ltd., Norinco Group, Xiangyang 441005, China
2.Hubei Technology Innovation Center for Intelligent Swarm Launch Systems, Wuhan 430000, China)

Abstract: Intelligent warfare is accelerating the integration of battlefield sensing, command decision-making, firepower engagement, and battle damage assessment. Combat forces are increasingly characterized by distributed deployment, dynamic task organization, manned–unmanned teaming, and cross-domain coordination. Rocket launcher systems are evolving from launch platforms centered on the firepower performance of individual vehicles into mobile firepower nodes capable of integrating into reconnaissance and command networks, conducting distributed maneuver, rapidly concentrating firepower, and autonomously completing firing-position transitions. The off-road chassis provides fundamental support for launcher-payload carriage, road and cross-country mobility, firing stability, energy supply, information transmission, attitude control, and maintenance support. Its level of intelligence directly affects the rapid-response capability, battlefield survivability, system-of-systems coordination, and sustained combat capability of rocket artillery systems. This paper analyzes the limitations of conventional rocket artillery chassis in system integration, environmental perception, drive control, coordinated movement, and health management. It focuses on the requirements for integrated vehicle–launcher design, multisource perception and traversability detection in complex off-road environments, distributed electric drive, autonomous formation and

leader–follower operation, and lightweight platform design, and proposes corresponding development recommendations. The study concludes that the intelligentization of rocket artillery chassis should not be limited to adding autonomous-driving equipment to conventional platforms. Instead, mission effectiveness should serve as the primary driver for the forward redesign of load-bearing structures, energy systems, electrical and electronic architectures, drive and actuation systems, and support systems, thereby establishing an intelligent mobile platform capable of perception, decision-making, coordination, reconfiguration, and continuous upgrading.
Keywords: rocket launcher systems； off-road chassis； integrated vehicle–launcher design； autonomous formation driving; lightweight design

1 引言

1.1 智能化战争对火箭武器装备的需求

人工智能、无人系统、智能传感、新一代通信和数据融合技术的发展，正在改变战场信息获取、作战决策和武器装备运用模式。智能化战争并非以无人装备简单替代有人作战平台，而是依托数据、算法和通信网络，将侦察预警、指挥控制、火力打击和综合保障整合为具备快速响应、动态重组能力的作战体系。其突出特征体现为战场态势透明度提高、杀伤链周期压缩、作战力量分散部署与动态按需聚合，同时在通信和导航受限条件下，对装备自主作战能力的依赖程度显著增强。

军用地面无人平台的技术研究普遍将环境感知、运动规划和路径跟踪作为基本技术链。陈慧岩、张玉[1]指出，军用地面无人机动平台的技术核心，是车辆能够在复杂环境中实现环境识别、路径决策和自主行驶。胡宇辉等[2]将越野无人驾驶技术归纳为感知与组合导航、路径规划和运动控制三个层面，强调非结构化环境缺少稳定道路边界，地形高程、坡度、土壤属性和附着条件随空间变化，传统道路自动驾驶技术难以直接适用。常宁东等[3]进一步补充，多装备野外路径规划还需同时处理车辆运动学、动力学和任务协同约束。由此可见，装备智能化并非单纯叠加自动驾驶功能，而是对环境、任务、车辆状态和协同关系开展一体化建模。智能化战争条件下，作战单元由固定编组向任务式组合转变。装备可实施分布式空间部署，降低集中暴露风险；依托信息网络和火力协同体系，在特定时域和空域形成局部优势。这要求车辆具备集群自主行驶、协同路径规划、队形拆分与重构能力，同时可在人工驾驶、遥控驾驶、伴随行驶和自主行驶多模式之间切换。车辆间的交互信息也由基础位置、速度参数扩展到规划轨迹、地形风险、健康状态、能源余量和任务优先级等多维数据。

对火箭炮系统而言，上述变化直接重塑其使命任务和体系定位。传统火箭炮主要承担区域压制和集中火力覆盖任务，通常按固定编组行动，在预定地域依次完成占领阵地、火力准备、发射和阵地转移。随着制导弹药、远程侦察和数字化指挥系统发展，其任务逐步扩展到远程精确打击、时敏目标打击、跨区域火力支援、要点封锁和多方向协同等领域。火箭炮的装备定位，也由单一火力发射平台，转变为侦察-决策-打击-评估闭环中的机动火力节点。作为机动火力节点，火箭炮必须快速接收任务信息，根据自身位置、弹药状态、道路条件和威胁态势规划行动方案，在规定时间内完成阵地进驻和发射准备，任务结束后迅速撤离。因此，火力反应时间不仅取决于火控解算效率和发射机构动作响应速度，还取决于路线规划、越野通过、精确停车、车体调平、状态检查和撤收转移时间。高透明战场环境要求车辆规避大规模集结和固定路线使用，在多个临时阵位间实施分布式行动，并在通信受干扰时依据既定任务和局部环境完成有限自主行动。

上述作战需求，最终均由底盘提供基础支撑。底盘承担发射装置、弹药和任务设备的承载，其载质量、车架刚度、布置空间与轴荷分配，直接约束武器系统总体规模；动力、传动、转向、制动、悬架和轮胎决定车辆的道路与越野机动能力；车架、驻车制动和支撑调平机构参与发射载荷传递；底盘同时为通信、计算、感知、调平和上装执行机构提供电力供给、数据接口和热管理保障条件。未来越野底盘需由传统运输平台，转变为火箭炮系统的承载底座、机动底座、能源底座、信息底座

和控制底座。

1.2 国内外现状分析

国内在军用无人车辆、越野环境感知、自主路径规划和底盘控制方面已形成较完整的研究链条。相关研究由障碍检测和路径跟踪，逐步发展到地形类型识别、可通行性评估、车辆-地形耦合建模和多车协同规划等方向。刘辉等[4]融合簧下振动加速度、图像和深度信息，实现越野路面类型识别与可通行区域分割，验证了车辆本体响应可以与外部视觉感知形成互补。Papadakis[5]将无人地面车辆可通行性分析概括为对地形通过可行性及通过代价的判断；Beycimen 等[6]进一步指出，非结构化环境的可通行性评估需要结合传感器特性、地形表征和车辆能力模型。

在车辆执行控制方面，全线控底盘和分布式电驱动成为重要发展方向。张雷等[7]指出，驱动、制动、转向和悬架之间存在明显耦合特性，需围绕操纵稳定性、容错控制、车身姿态和平顺性开展协同控制。赵轩等[8]认为，分布式驱动车辆具有可控自由度高、转矩响应快和底盘集成度高等特点，适合开展多目标动力学控制。针对 8×8 轮毂电机车辆的研究同样表明，结合路面附着识别和各轮转矩控制，可有效提升低附着条件下的驱动协调能力[9]。

国外研究更侧重通用自主软件、模块化改装和任务平台适配。美国陆军“引导-跟随”系统采用有人驾驶领航车辆引导多辆无人车辆，主要用于降低运输车队人员需求；ROGUE Fires 项目则将自主软件系统与远程火力发射车辆结合，车辆可采用远程控制或跟随方式实施机动[14-15]。模块化开放系统方法依托标准化接口和松耦合模块设计，支持部件独立替换与升级[16]。总体看，现有研究已覆盖越野自主驾驶、集群伴随、分布式驱动和开放架构等领域，但直接面向重型火箭炮智能底盘的系统研究相对匮乏，尤其缺少对大质量、高质心、多轴转向、发射调平和战场故障重构等特殊工况的综合性分析。

2 传统火箭炮底盘特征分析

传统轮式火箭炮通常由越野底盘、发射装置、弹药模块、火控通信设备和辅助支撑机构组成，具有重载、高质心、多工况承载和强越野需求等特点。发射装置和弹药模块多集中布置于车架上部和后部，导致质量分布不均。随着弹药口径和射程增加，上装尺寸与质量进一步增大，底盘必须在载质量、运输尺寸、轴荷限制、机动性和发射稳定之间进行折中优化。

火箭炮底盘的载荷工况明显多于常规运输车辆。行驶工况下，底盘承受自重、上装静载、道路冲击、制动惯性、转弯侧向载荷和越野扭转载荷；阵地驻停工况下，需承受支腿展开、车体调平和上装回转俯仰产生的载荷；发射工况下，还需承受短时冲击和振动。不同工况下主要载荷路径不一致，要求车架既具有足够整体刚度，又具备一定扭转适应性。弹药消耗还会改变整车质量和质心位置，使满载、部分发射和空载状态下的轴荷、侧倾稳定性、制动距离和悬架工作点均不相同。传统重型底盘普遍采用发动机、变速器、分动器、传动轴和驱动桥组成的集中式机械传动系统，通过多桥驱动以及轮间、轴间差速锁提高越野牵引能力。该架构成熟可靠，但传动链较长，占用底盘中部空间，各驱动轮转矩主要依靠机械差速和制动干预分配，难以根据每个车轮的垂向载荷和地面附着实施精确控制。在左右地面附着差异较大、部分车轮卸载或严重沉陷工况时，传统系统对单轮滑移和整车姿态的控制能力有限。

传统车辆的越野通过性判断主要依靠驾驶员主观经验。驾驶员根据地形外观、车辙、坡度和车辆反馈选择路线，并手动完成差速锁切换、轮胎压力调节和挡位变换。该模式依赖人员经验，难以标准化和复制，无法适配无人化和多车协同的应用需求。传统车辆系统仅可获取车速、转速、压力和温度等内部状态参数，缺少对地形高程、土壤类型、障碍尺寸和支撑点条件的主动探测能力。同时，传统火箭炮普遍采用“底盘平台+武器上装”的分立式研制方式。底盘负责行驶、制动和基础供电，上装独立设置火控、回转、俯仰、调平和发射控制系统。为适配已有底盘，上装通常通过副车架或安装基座与主车架连接，易造成结构、能源、导航和控制资源的冗余配置。底盘无法充分利用上装质量、姿态和任务阶段信息，上装也难以调用底盘实时轴荷、附着和健康状态。行驶与发射状态切换主要依赖操作人员按固定流程完成。车辆驻停后依次进行驻车制动、支腿展开、车体调平、姿态

确认和上装展开，各环节虽可局部自动化，但缺少以任务时间最短和支撑载荷最优为目标的全流程协调。维修保障也主要依据里程、时间或故障现象，缺少关键部件载荷记录、退化预测和剩余任务能力评估。总体而言，传统底盘能够满足有人驾驶和单车作业需求，却难以全面支撑火箭炮自主化、集群化和体系化运用。

3 火箭武器装备对智能化底盘需求分析

3.1 车炮一体化系统集成

车炮一体化是在界定清晰功能边界前提下，对结构、能源、信息、控制和热管理开展一体化设计，其目标是减少重复资源，实现底盘机动性能随武器载荷状态自适应调控，同时支撑上装系统实时调用底盘的位置、姿态、能源和支撑工况信息。

在结构层面，需系统梳理道路行驶、越野扭转、紧急制动、起吊运输、支腿调平和发射工况下的载荷路径。将底盘车架、上装基座与支撑装置构建为一体化联合承载系统，避免形成“主车架-副车架-发射基座”多层重复结构。关键连接区重点保证刚度、疲劳寿命和装配精度，对非主承载舱体和设备支架，通过薄壁化、多功能集成和材料替代实现减重。在能源层面，建立车辆驱动、线控转向、制动、主动悬架、调平、上装回转俯仰、通信计算和环境控制等负载统筹管理体系。道路行军时牵引功率占主导，阵地机动阶段需兼顾低速驱动、转向和调平，待机阶段主要维持通信、导航和计算。一体化能源架构应根据任务阶段分配功率，在能源不足时优先保障制动、转向、撤离和任务通信等关键功能。在信息层面，底盘系统应向任务系统提供位置、姿态、轴荷、支撑状态、剩余能源、故障等级和可用机动能力信息；上装系统同步反馈载荷质量、质心变化、回转俯仰状态、弹药余量和作业阶段数据。底盘控制器据此修正动力学模型和安全边界。例如，上装偏向一侧时降低相应横坡和转弯速度，上装未完全回收到运输位置时限制高速行驶。在控制层面，需建立从任务指令到底盘执行的分层机制。任务系统可以提出到达时限、阵位位置和撤离方向等目标，但车辆转向角、车轮转矩和制动力应由底盘控制系统根据稳定性和执行器状态自主分配。火力控制与车辆运动控制应保持安全隔离。电子电气架构采用模块化开放设计，统一机械、电气、能源、通信和软件接口，同时严格管理安全关键接口、时间同步、数据权限和软件版本。

3.2 复杂越野环境多源感知与通过性探测

复杂越野环境缺少稳定车道线和统一路面环境约束，其核心问题并非道路边界识别，而是车辆-地形相互关系判断。视觉、激光雷达和毫米波雷达能够获取地形外部信息，但地面承载能力、轮胎沉陷和附着状态等关键参数难以仅通过外观准确确定，因此需融合外部感知和车辆本体感知数据。相机适合识别地表纹理、植被、积水和车辙，但受光照、烟尘和雨雪影响较大；激光雷达能够构建三维高程和障碍轮廓，但尘雾、水面反射和稀疏植被可能产生错误点云；毫米波雷达环境适应性较好，却难以精细描述低矮障碍和地表起伏。多传感器融合的重点不是简单叠加数据，而是根据环境条件动态调整各传感器可信度。车辆本体感知包括轮速、驱动转矩、制动力、转向角、悬架位移、轮胎压力、车身加速度和角速度等。通过轮速与估计车速比较，可判断车轮滑转；通过转矩、轮速和车辆加速度，可估计地面附着与滚动阻力；通过悬架位移和车身姿态，可判断车轮卸载、地面起伏和侧倾风险。外部感知用于提前预测，本体感知用于验证和修正，两者结合才能形成可靠的越野认知体系。

面向火箭炮的通过性评估至少包括五类指标：几何通过性判断托底、剐碰、越壕不足和车身包络干涉；牵引通过性判断地面能否提供足够驱动力以及是否会严重滑转、沉陷；稳定通过性判断横坡、转弯和地面高差引起的侧翻风险；结构通过性判断道路冲击和车架扭转是否超过允许值；任务通过性则综合通过时间、能耗、暴露风险、通信覆盖和救援难度。通过性不是固定地形属性，而是地形与车辆状态共同决定的结果。同一坡地对轻型车辆可能安全，对满载发射车则可能超过牵引或侧倾极限。因此，需实现在线估计车辆质量、质心、轮胎垂向载荷和附着状态，动态更新可通行代价。车辆通过后，可根据实际滑移率、沉陷趋势、悬架冲击和能耗修正地形模型，形成“预先感知-风险预测-实际响应-模型更新”的闭环。

火箭炮还具有阵地探测需求。车辆接近预定发射区域时，应切换到近场精细感知，测量停车区域坡度、局部高差、支腿展开空间、地面承载条件和撤离方向。若当前位置不满足支撑和撤收要求，系统应在车辆驻停前调整。雨雪、沙尘、烟雾、弱光等复杂环境下，系统还应输出感知置信度，并据此降低速度、扩大安全距离或请求人工接管。

3.3 分布式电驱动与轮毂电机

分布式电驱动通过将多个驱动电机集成于车桥、轮边或轮毂位置，实现各车轮或各车桥转矩能够独立控制。其对火箭炮底盘的价值不只体现为动力形式变化，更赋予提供高响应、多自由度和可重构的底盘执行能力。

在松软和附着不均匀地面上，各车轮垂向载荷与可利用附着力不同。传统固定比例分配动力易引发附着较差的车轮首先滑转。分布式驱动可根据各轮滑移率、垂向载荷、电机状态和附着估计结果，降低易滑车轮转矩，并将动力分配给附着裕度较大的车轮。转矩分配还应兼顾能耗、电机温升和稳定性：普通道路行驶时优先保障效率，越野爬坡时优先附着利用率，横坡转弯时利用差动转矩辅助横摆控制，部分电机失效时则重构剩余驱动力以支持低速撤离。

分布式电驱动与多轴转向结合，可构建前后轴反向转向、同向转向、差动辅助转向等模式。其中，前后轴反向转向能够减小转弯半径，同向转向可实现斜向或近似蟹形行驶，左右轮差动驱动可以辅助原地转向。上述机动特性有利于狭窄阵地、林间道路、舰船甲板或运输平台上的精确对位和快速撤离。高精度线控转向和多轮独立驱动可实现底盘参与方位微调，但只能作为上装回转的辅助。电驱动可提供短时静默行驶和长时间静默值守。混合动力或增程式平台可在远距离机动时使用高能量密度动力源，在接近阵地、隐蔽转移和待机期间由储能系统供电，降低发动机声学和热特征。静默能力需依托任务能源预算，明确静默行驶距离、待机时间和关键设备功耗。轮毂电机方案存在非簧载质量、越野冲击、防水密封、低速大转矩散热、高压安全和维修更换等问题。重型底盘不宜将轮毂电机作为唯一技术路线，应根据吨位和环境对轮毂电机、轮边电机及集成电驱桥进行比较。全线控底盘则是分布式电驱动发挥作用的前提，宜采用“整车运动目标-广义力分配-执行器闭环控制”的分层架构，并具备局部故障后的控制重构能力。

3.4 集群自主与伴随协同行驶

火箭炮作战体系由发射车、指挥车、侦察车、弹药车、维修车和通信保障车等组成，属于典型异构车辆群。不同车辆的质量、尺寸、转弯半径、制动性能和越野能力存在差异，因此集群自主行驶不能理解为所有车辆按照同一轨迹保持固定间距。道路行军阶段可采用相对紧凑的纵队，提高通行效率；进入越野区域后，需根据地形和车辆能力扩大间距，并允许部分车辆选择不同路线；到达任务区域后，车群需要由编队状态转为分散部署状态，任务完成后再重新聚合。集群控制系统需具备编队形成、保持、拆分、重构和会合能力，并根据车辆故障与任务变化重新分配角色。

集群协同规划宜采用分层架构。上层完成任务分组、目标区域和到达时限分配；中层规划各车或各组通行走廊，处理桥梁、窄路和路口的通行时序；下层根据具体车辆动力学进行轨迹跟踪与避障。为避免计算和通信负担以及单点失效，应采用集中任务协调与分布式局部决策相结合的方式。车辆间可实时共享规划轨迹、制动意图、地形识别结果、健康状态和剩余能源。先行车辆通过某一区域后，可发送实际轮胎滑移、车身姿态、悬架冲击和通过速度，后续车辆根据自身质量和轮胎特性修正风险，而不能机械复制前车结论。轻型指挥车可适配的松软区域，重型发射车往往难以满足牵引与承载约束；重型车辆形成的深车辙，也可能改变后续保障车的通行条件。

伴随行驶主要包括相对位置跟随、目标视觉跟随和轨迹复现。相对位置跟随依赖车间通信共享位置、速度和航向；视觉跟随利用相机、激光雷达和毫米波雷达识别目标车辆；轨迹复现则记录领航车辆历史轨迹，使后续车辆延时沿同一通道行驶。对于狭窄道路、泥泞车辙或已确认的安全通道，轨迹复现具有较高价值。火箭炮车辆进行轨迹复现时，需考虑车辆几何参数差异。后续车辆不能只跟踪领航车辆质心点，因为不同轴距和转向形式会形成不同内轮差和车身扫掠区域。轨迹应根据后车轴距、转向轴布置和整车外廓重构通行轨迹，并进行完整车身碰撞检测。通信受限工况下，车辆应利用最近轨迹和本车传感器维持低速行驶；通信持续下降时扩大间距；完全失联后前往会合点、

沿可靠轨迹返回或进入隐蔽等待状态。车间安全距离还需根据速度、质量、制动能力、道路坡度、附着和通信延迟动态计算。

3.5 轻量化平台设计

轻量化的目并非单纯降低整车质量，而是释放任务能力余量。减轻的底盘质量可以用于增加弹药、储能、通信和自主驾驶设备，同时满足桥梁、铁路、舰船和航空运输限制。对于电驱平台，减重还能降低峰值驱动功率和储能容量需求。轻量化应以功能集成为首要优化路径。底盘车架、上装副车架、发射基座和设备支架之间的重复承载结构，应通过车炮一体化重新设计；能源、导航、计算和热管理设备也应提高共享程度。其次，针对车架、支腿连接区和上装基座开展拓扑优化、尺寸优化和载荷传递路径优化，覆盖道路、越野、制动、起吊、调平和发射等工况。在材料应用层面采用分区应用：高强钢用于主承载车架和连接区域，铝合金用于设备舱和次承载结构，复合材料用于非主承载舱体和箱体。轻量化需严格遵循发射稳定、越野可靠、批量制造和现场维修要求，杜绝片面追求低密度材料的设计思路。

4 发展建议

4.1 底盘与载荷一体化集成设计

基于完整任务周期而不是单项车辆指标牵引设计，覆盖道路行军、越野接近、阵地探测、精确占位、调平、发射、撤收、转移和补给全过程，将任务完成时间、车辆暴露时间、单位任务能耗和故障后剩余能力作为总体指标。采用基于模型的系统工程方法统筹管理质量、质心、功率、热量、通信带宽和计算资源，精准界定底盘、上装和任务系统之间的功能边界。推进机械、电气、能源、通信和软件接口标准化。机械接口明确载荷、定位、锁紧和快速换装要求；能源接口统一电压等级、峰值功率和故障隔离规则；数据接口定义车辆状态、载荷状态和控制请求；软件接口适配模块独立升级需求。平台谱系可通过共用控制器、软件架构、传感器接口和驱动模块实现跨吨位通用，而车架、悬架和能源配置保持差异化。

4.2 面向重型越野车辆的多源感知体系

传感器配置不能直接复用城市自动驾驶车辆感知方案，需重点覆盖车辆近地盲区、车轮前方地形、车身两侧包络和支腿展开区域。建立几何、语义和力学融合的地形模型：几何层表征坡度、高程和障碍，语义层划分地面类型，力学层量化承载能力、附着、沉陷和滚动阻力，并保存不确定度。建设适用于重型多轴车辆的越野数据集和场景库，覆盖满载、部分载荷和空载状态，以及雨雪、沙尘、夜间、松软地面、横坡、深车辙和积水等复杂工况。评价指标除识别准确率外，还需包括危险漏判率、可通行判断正确率、实际通过成功率和感知降级后的安全性。

4.3 线控底盘协同控制与分布式驱动

驱动、制动、转向和驻车系统的可靠线控化是保障线控接口具备位置或力矩反馈、状态监测、冗余供电和独立应急制动链路配置的前提。研究重点突破附着系数在线估计、单轮滑移控制、多目标转矩分配、横摆与侧倾协调、轮端热管理和故障重构，并解决重型底盘低速大转矩、长时间爬坡和轮端冲击条件下的可靠性难题。系统验证遵循模型在环、软件在环、硬件在环和实车场地试验分级开展。评价不应局限于轨迹误差单一指标，还应考核轮胎滑移、车身姿态、能耗、执行器温升和故障后剩余机动能力。

4.4 集群自主与伴随协同

集群协同按照“驾驶辅助-伴随行驶-小规模编队-异构集群自主”的路线发展。短期重点解决有人领航引导、轨迹复现、自动保持距离和通信中断安全处置技术；中期实现不同车型之间的协同规划和队形重构；长期开展通信受限条件下的分布式任务决策研究。通过构建标准化车间协同数据协议，实现位置、车辆外廓、规划轨迹、制动意图、地形风险、健康状态和能源余量的信息共享。采用集中与分布式结合的控制架构，上级节点负责任务和道路资源协调，单车负责局部避障、稳定控制和应急处置。验证需覆盖丢包、时延、定位不一致、错误目标识别和部分节点异常等情况，并依托本车传感器对车间信息交叉校验。

4.5 智能健康管理与故障降级体系

智能健康管理由传统单一故障报警扩展为状态监测、故障诊断、退化预测和任务能力评估于一体的全链路管控机制。监测范畴涵盖车架、悬架、轮胎、转向和支腿等机械系统，同时覆盖电机、电池、高压配电、控制器、感知数据质量、时间同步、定位可信度和通信状态等参数。建立健康管理结果与规划控制联动机制。电机温度过高时降低大坡度路线权重；轮胎压力异常时限制高速和急转弯；部分转向轴故障时更新最小转弯半径；定位性能下降时限制自主驾驶模式并切换到伴随或遥控状态。构建单车数字履历，并根据健康状态建立任务能力分级评级，使指挥系统能够依据车辆剩余能力分配任务。

5 结论

智能化战争形态的演进，推动火箭炮由相对独立的火力发射平台，向分布式、网络化和可自主机动的火力节点发展。其主要需求包括快速机动与分散部署、集群自主与伴随协同、复杂越野环境自主通行、通信受限条件下的韧性运行以及轻量化和持续保障等维度，上述能力的实现均依托底盘提供基础支撑。传统火箭炮底盘具有重载、高质心、多工况承载和高越野通过性等特点，但在环境感知、精确执行、系统集成、多车协同和健康管理方面存在不足。智能化升级并非在传统车辆基础上简单增加传感器和自动驾驶控制器，而是对承载、能源、信息与控制架构开展系统性重构，其中车炮一体化是总体设计主线，多源感知与通过性评估解决“能否走”的问题，分布式电驱动和全线控底盘解决“如何精确、稳定地走”的问题，集群自主与伴随协同解决“多车如何共同走”的问题，智能健康管理解决“发生退化和故障后还能完成什么任务”的问题。未来需以完整任务为牵引，遵循辅助驾驶、伴随行驶、单车自主和异构集群自主的顺序推进技术成熟，逐步构建集承载、机动、能源、信息、控制和保障于一体的智能越野底盘体系。

参考文献：

[1] 陈慧岩，张玉. 军用地面无人机动平台技术发展综述[J]. 兵工学报，2014，35（10）：1696-1706.

[2] 胡宇辉，王旭，胡家铭，等. 越野环境下无人驾驶车辆技术研究综述[J]. 北京理工大学学报，2021，41（11）：1137-1144.

[3] 常宁东，程鹏达，冯春，等. 装备野外通行路径优化算法研究进展[J]. 光学精密工程，2023，31（5）：776-792.

[4] 刘辉，刘聪，韩立金，等. 基于多传感器融合的越野环境路面信息识别[J]. 北京理工大学学报，2023，43（8）：783-791.

[5] PAPADAKIS P. Terrain Traversability Analysis Methods for Unmanned Ground Vehicles: A Survey[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2013, 26（4）: 1373-1385.

[6] BEYCIMEN S, IGNATYEV D, ZOLOTAS A. A Comprehensive Survey of Unmanned Ground Vehicle Terrain Traversability for Unstructured Environments and Sensor Technology Insights[J]. Engineering Science and Technology, an International Journal, 2023, 47: 101457.

[7] 张雷，徐同良，李嗣阳，等. 全线控分布式驱动电动汽车底盘协同控制研究综述[J]. 机械工程学报，2023，59（20）：261-280.

[8] 赵轩，王姝，马建，等. 分布式驱动电动汽车底盘集成控制技术综述[J]. 中国公路学报，2023，36（4）：221-248.

[9] ZHANG Z, LIU C G, MA X J, et al. Driving Force Coordinated Control of an 8×8 In-wheel Motor Drive Vehicle with Tire-road Friction Coefficient Identification[J]. Defence Technology, 2022, 18（1）: 119-132.

[10] YAMAKAWA J, WATANABE K. A Method of Optimal Wheel Torque Determination for Independent Wheel Drive Vehicles[J]. Journal of Terramechanics, 2006, 43（3）: 269-285.

[11] SIENGCHIN S. A Review on Lightweight Materials for Defence Applications: Present and Future Developments[J]. Defence Technology, 2023, 24: 1-17.

[12] TAUB A, DE MOOR E, LUO A, et al. Materials for Automotive Lightweighting[J]. Annual Review of Materials Research, 2019, 49: 327-359.

[13] Zio E. Prognostics and Health Management: Where Are We and Where Do We Need to Go in Theory and Practice[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2022, 218: 108119.

[14] U.S. ARMY. The Future Is Now at JRTC: Modernizing the Force with Tactical Wheeled Vehicle Leader-Follower Technology[EB/OL]. 2021.

[15] U.S. ARMY. Marines Adopt Army Autonomous Software for ROGUE Fires[EB/OL]. 2021.

[16] S. DEPARTMENT OF DEFENSE. Modular Open Systems Approach[EB/OL].

面向中国体征的爆炸冲击下人体胸部防护装备研究

肖森[1]，王志强[1]，肖华[1]，莫富灏[2]，侯程明[1]，杨小朋[3,4]

1. 河北工业大学机械工程学院，天津市 300401；2. 湖南大学机械与运载工程学院，湖南省长沙市 410082；
2. 天津大学机械工程学院，天津市 300354；4. 中国北方车辆研究所，北京市 100072）

摘　要：开发人体胸部防护装备对高危作业下的人员安全保护具有重要的意义。本文基于中国体征数据建立胸部有限元模型，通过与 Hamit 爆炸事故中人员损伤对比，验证有限元模型的有效性。利用该模型分析胸部重要器官与骨骼在爆炸冲击下的损伤特征，结果表明肺部压力峰值超过死亡阈值，肋骨皮质骨应变峰值达 2.8%。基于损伤最重工况的载荷，建立三种不同排布顺序的复合防护装备模型，系统对比不同防护装备下胸部力学响应差异。爆炸冲击下 PU（聚脲）-陶瓷-Kevlar（凯夫拉）、陶瓷-PU-Kevlar 与陶瓷-Kevlar-PU 三种结构的胸骨峰值速度相较于无防护分别降低了 66.1%、53.6%、75.9%。研究揭示了复合防护结构层间排布对冲击衰减效果的影响规律，为抗爆防护装备的优化设计提供了参考依据。

关键词：爆炸冲击；胸部有限元模型；胸部损伤；防护装备；

Research on Thoracic Protective Equipment for Chinese Character Under Blast Impact

Xian Sen[1]，Wang ZhiQiang[1]，Xian Hua[1]，Mo FuHao[2]，Hou ChengMing[1]，Yang Xiaopeng[3,4]

(1. School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China;
2. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, Hunan, China;
3. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, 300354, China;
4. China North Vehicle Research Institute, Beijing, 100072, China

Abstract: Developing thoracic protective equipment is of great significance for personnel safety protection under high-risk operations. In this paper, a thoracic finite element model was established based on Chinese anthropometric data, and the validity of the finite element model was verified through comparison with personnel injuries in the Hamit explosion accident. The model was utilized to analyze the injury characteristics of vital organs and bones in the thorax under blast impact. The results indicate that the peak pressure in the lungs exceeds the mortality threshold, and the peak strain of the rib cortical bone reaches 2.8%. Based on the loading conditions of the most severe injury scenario, three composite protective equipment models with different layer stacking sequences were developed to systematically compare the differences in thoracic mechanical responses with different protective equipment configurations. Under blast impact, the peak sternal velocities of the PU-ceramic-Kevlar, ceramic-PU-Kevlar, and ceramic-Kevlar-PU structures were reduced by 66.1%, 53.6%, and 75.9%, respectively, compared to the unprotected condition. The study reveals the influence of interlayer arrangement of compositeprotective structures on blast attenuation performance, providing a reference basis for the optimal design of anti-blast protective equipment.

Keywords: Blast Impact; Thoracic Finite Element Model; Thoracic Injury; Protective Equipment

引言

爆炸冲击波所致胸部损伤在军事冲突、恐怖袭击及工业事故中占据极高比例。超压与负压是原发性爆炸伤的主要致伤因素，主要损伤含气器官，如肺、胃肠道以及听觉器官[1]。肺组织因富含空气，在冲击波超压与负压交替作用下尤为敏感，易发生肺泡壁及毛细血管破裂，导致通气功能障碍与缺血缺氧[2]。在 2008-2013 年阿富汗战争中爆炸性肺损伤（Blast Lung Injury，BLI）发生率达 11.2%[3]。由军事或民用爆炸引起的 BLI 已成为爆炸伤患者死亡的主要原因之一[4]。因此，开展爆炸冲击下胸部损伤机制与防护装备研究具有紧迫的现实需求。

围绕爆炸冲击下胸部损伤的力学机制，国内外学者已开展大量研究工作。Connolly 和 Clutter[5]开发了人体有限元模型并提出了适用于该模型的爆炸伤准则。

Chang 等[6]基于微型 CT 的密度分析方法研究了爆炸合并烧伤条件下的肺损伤情况，为肺组织损伤程度的量化评估提供了重要技术手段；Zhou 等[7]人利用胸部有限元模型分析了爆炸载荷下肺组织最大应力分布和胸壁向内运动速度峰值，明确了胸壁速度可作为肺损伤风险的有效预测指标；Greer 和 Josey[8, 9]，Thom[10]开展了肺损伤研究，并提爆炸载荷的响应机制，Zhang 等[13]采用有限元模型评估了有无防护装备的情况下模型对爆出了爆炸伤准则的适用条件；Roberts 等[11]研究了人体模型器官在爆炸载荷下的力学响应。Boutillier 等[12]研究了爆炸载荷下胸壁的力学响应并评估了肺损伤，该评估方法对本研究防护装备减伤效果的量化评价具有重要意义。

身着防护装备是降低爆炸冲击致人体损伤的重要途径。围绕防护装备对炸载荷的响应，其评价体系为本研究防护结构对比提供了重要的技术路径。现代防护装备结构逐渐从原来的单一材料构成转变成为复合材料构成，主要由 Kevlar、陶瓷等材料组成，防爆抗震等力学性能得到明显改善[14]。

鉴于此，本文旨在研究防护装备不同组成结构及层间排布顺序对抗冲击性能的影响，系统分析其在爆炸载荷下对胸骨速度、肋骨应变及肺部压力的衰减效果，为减轻爆炸冲击所致胸部损伤、提升高危作业人员安全防护水平提供理论依据与数据支撑。

1 人体胸部模型建立及验证

1.1 人体胸部模型建立

本文以中国体征人体志愿者体型数据为基础，构建了包含器官、骨骼、肌肉的精细化中国人体有限元模型，胸部模型如下图 1 所示：

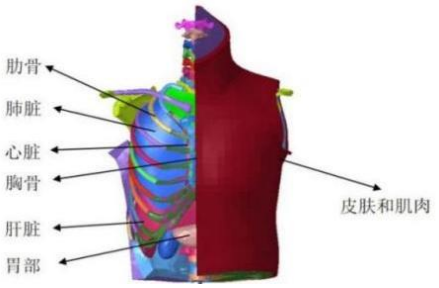


Figure 1　Skeletal and organ structures of the thoracic FE model

图 1　胸部有限元模型骨骼和器官图

材料本构模型方面，肋骨、胸椎和胸骨皮质骨采用分段线性塑性模型*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY（MAT24）模拟其变形行为，皮质骨模型引入了 Cowper-Symonds 系数，来修正不同应变率下材料的力学响应。骨骼松质骨内部呈多孔结构，冲击载荷作用下易发生损伤累积，使用*MAT_DAMAGE_2（MAT105）材料模拟其性质。肌肉组织采用*MAT_OGDEN_RUBBER（MAT77）超弹性材料模拟其大变形和弹性特性，同时对于肝脏、肾脏等实体器官，由于其近似不可压缩性和非线性特征，MAT77 材料模型能够有效模拟其力学特性。肺脏、心脏等器官则表现出较好的压缩性

和柔韧性，因此采用*MAT_LOW_DENSITY_FOAM_TITLE（MAT57）泡沫材料模拟其在压力下的变形行为。

1.2 人体胸部模型验证

Hamit 等[15]记录了一起爆炸事故，事故具体细节如表 1 所示：施工人员在爆破积冰时因操作失误导致约 1.6 kg 炸药提前爆炸。1 名伤者因位于爆点附近当场死亡，判断 1 号伤者遭受致命性损伤。另一名伤者位于 3m 外且无遮挡，爆炸后即刻意识丧失，体表多处外伤，双肺弥漫性肺门浸润，但心脏及骨骼完好。入院后进行外伤处理和输血，未针对肺部采取特殊治疗。24 小时后咳血停止，胸片显示肺浸润逐渐吸收，13 天后康复，损伤程度介于轻度和中度之间。

Table 1　Incident record table

表 1　事故情况记录表

伤者	爆炸 TNT 当量/kg	爆炸高度/m	爆炸距离/m	损伤情况
1 号	1.6	1.2	1	致命性损伤
2 号	1.6	1.2	3	轻度和中度之间

参考上述表格所记录的 1 号、2 号伤者的真实事故设置两组工况，分别为 TNT 当量为 1.6 kg，爆炸距离为 1 m；TNT 当量为 1.6 kg，爆炸距离为 3 m，爆炸冲击胸部有限元模型示意图如下。

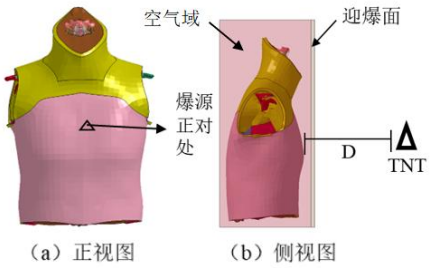


Figure 2　Schematic of the blast impact thoracic finite element model setup

图 2　爆炸冲击胸部有限元模型设置示意图

提取模型的胸骨速度-时间曲线如图 3 所示。结果显示，工况 1 的胸骨峰值速度高达 11.15m·s^{-1}，根据损伤等级，该数值已显著超过 7.1m·s^{-1} 的临界阈值，表示其致死风险高于 50%，极易发生由于胸骨速度过快导致的肺部损伤，进而导致死亡。相比之下，工况 2 因冲击波能量随距离增加而大幅衰减，其胸骨峰值速度降至 3.52m·s^{-1}，处于“轻微伤至轻伤”的判定区间（2.3m·s^{-1}-4.6m·s^{-1}），虽仍存在肺挫伤等病理风险，但急性致死概率显著降低。将仿真结果和 Hamit 记录的事故进行对比，仿真中的 1 号和 2 号伤员损伤情况和事故实际相吻合，验证了爆炸冲击下胸部损伤评价模型的有效性，表明该胸部模型适用于爆炸冲击工况。

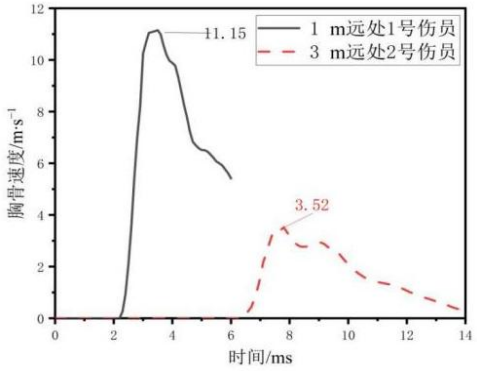


Figure 3　Time history curve of sternal velocity

图 3　胸骨速度随时间变化曲线

Table 2　Comparison of simulation and accident injury assessment

表 2　仿真与事故损伤评价对比

伤者	胸骨峰值速度/m·s	事故损伤情况	速度区间/m·s	仿真评价
1 号	11.15	致命性损伤	>7.1	致死率高于 50%
2 号	3.52	轻度和中度之间	2.3-4.6	轻微伤至轻伤

2 防护装备有限元模型建立及材料参数

2.1 不同防护装备的材料参数

2.1.1 凯夫拉材料参数

由于具备出色的比吸能特性与抗冲击性能，Kevlar（凯夫拉）常被选作抗冲击防护装备的首选增强材料。本文选取*MAT_022(COMPOSITE_DAMAGE)损伤模型进行表征，其对应的线α弹性损伤应力-应变本构方程如式（1）所示。

式（1）中：ε 和 γ 为正应变和剪应变，σ 和 τ 为正应力和剪应力，G 为剪切模量，E 为杨氏模量，下标 1、2、3 表示材料的弹性主方向。

$$\begin{bmatrix}\varepsilon_1\\ \varepsilon_2\\ \varepsilon_3\\ \gamma_{23}\\ \gamma_{31}\\ \gamma_{12}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}1/E_1 & -\mu_{12}/E_2 & -\mu_{13}/E_3 & 0 & 0 & 0\\ -\mu_{21}/E_1 & 1/E_2 & -\mu_{23}/E_3 & 0 & 0 & 0\\ -\mu_{31}/E_1 & -\mu_{32}/E_2 & 1/E_3 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{23} & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{31} & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{12}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\sigma_1\\ \sigma_2\\ \sigma_3\\ \tau_{23}\\ \tau_{31}\\ \tau_{12}\end{bmatrix} \tag{1}$$

Kevlar 纤维材料参数如表 3.1 所示。

Table 3　Material parameters of Kevlar fiber composite[16]

表 3　Kevlar 材料参数[16]

密度/ kg·mm-3	E1/GPa	E2/GPa	E3/GPa	μ_{12}	μ_{13}	μ_{23}	G1/GPa	G13/GPa	G23/GPa
1.35e-6	21	21	4.6	0.31	0.14	0.14	1.2	1.2	1.2
Kf/GPa	Sc/GPa	Xt/GPa	Yt/GPa	Yc/GPa	α	SN/GPa	S13/GPa	S23/GPa	
2	0.25	1.2	1.2	0.8	0.5	0.55	0.55	0.55	

2.1.2　陶瓷与聚脲材料参数

不同于凯夫拉材料的性质，Al2O3 陶瓷材料具有高硬度、高抗压强度、低密度等特性。有学者[17]针对陶瓷材料开发了详尽可信的材料卡片，同时开展了相关的验证，参考该学者的设置，陶瓷材料采用 Johnson-Holmquist(JH-2)模型描述，主要材料参数如表 3.2 所示。表中：G 为材料剪切模量；A 为无量纲未损伤强度系数；B 为无量纲断裂强度系数；C 为应变率系数；M 为断裂强度指数；N 为未损伤时强度指数；β 为膨胀因子；D_1、D_2 为损伤常数。

Table 3.2　Material parameters of the ceramic material[17]

表 4　陶瓷材料参数[17]

密度/ kg·mm-3	G/GPa	A	B	C	M	N	β	*D*1	*D*2
3.8e-6	135	0.989	0.77	0.0	0.14	0.14	1.2	0.01	1.0

聚脲（Polyurea, PU）材料本质上是一种高性能合成弹性体，其低模量、高弹性以及粘弹性特性使其成为性能良好的能量吸收介质。其特长在于粘弹性和极佳的抗冲击波能力，因此采用 MAT24 分段线性塑性材料模型描述。有学者[18]针对该材料的屈服特性和应变率相关特性已做了大量工作，为建立准确的数值模型奠定了基础。PU 的材料参数如表 5。

Table 5　Material parameters of the Polyurea material[18]

表 5　聚脲材料参数[18]

密度/kg·mm-3	*E*/GPa	μ	C/S^{-1}	p
1.07e-6	150	0.465	98.16	4.52

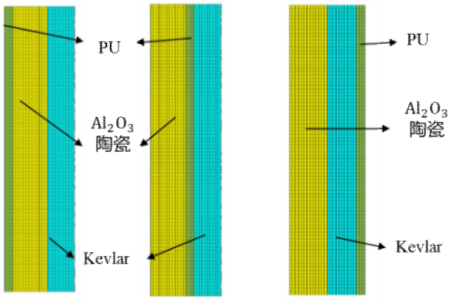
2.2　防护装备有限元模型建立

模型所设置的接触需要根据具体的受力情况而调整。用*CONTACT_TIEBREAK_SURFACE_TO_SURFACE 自动面-面固连失效接触，其界面破坏通常依据法向与切向应力共同控制的失效准则进行判定，如式(2)。

$$\left(\frac{|\sigma_n|}{NFLS}\right)^2+\left(\frac{|\sigma_s|}{SFLS}\right)^2\geq 1 \tag{2}$$

式中 σ_n 为法向应力，σ_s 为切向应力；$NFLS$ 为层间法向强度，$SFLS$ 为切向强度，分别取 $NFLS$ 为 93 MPa 和 $SFLS$ 为 45.8 MPa。

本研究所设计的模型参考硬质防弹衣的厚度，基于各材料的力学性质设计了三种总厚度为 26 mm，长宽为 250mm×250mm，每层单元厚度为 1 mm 的高性能复合装甲结构，采用三层硬质-韧性-弹性的协同作用机制。三种结构分别是 PU-Al2O3 陶瓷-Kevla（图 4（a））、Al2O3 陶瓷-PU-Kevla（图 4（b））以及 Al2O3 陶瓷-Kevla-PU（图 4（c））。其中氧化铝陶瓷层厚度为 13 mm，利用其较高的动、静态硬度耗散冲击的大部分瞬态动能。Kevlar 作为结构支撑与拦截层，其厚度为 10 mm，旨在提供足够的弯曲刚度以延缓防护装备结构的过早崩溃，同时利用纤维的高拉伸强+度实现动能的二次吸收。PU 层厚度为 3 mm，利用 PU 材料显著的粘弹性与应变率敏感特性分散载荷。



（a）PU-AL_2O_3 陶瓷-Kevla（b）AL_2O_3 陶瓷-PU-Kevla（c）AL_2O_3 陶瓷-Kevla-PU

Figure 4　Schematic diagram of the protective equipment structure

图 4　防护装备结构示意图

3 爆炸载荷下胸部防护结构抗冲击性能评估

3.1 不同防护构型下肺部动力学响应特征分析

提取爆炸冲击 T1.6D1000（TNT 当量 1.6 kg，爆炸距离 1000 mm）下不同防护装备结构肺部最大压力分布云图如图 5 所示。各工况下肺部压力均呈现明显的分布不均匀性，高压带集中分布于受冲击侧肺前叶及肋骨笼内侧区域，沿肋骨走向呈现多条带状高值区，表明冲击载荷主要通过肋骨笼的变形传递至肺实质，肋骨的条状构型对肺组织应力分布具有导向作用。

在无防护条件（图（a））下，肺部压力幅值最高，峰值超过 250kPa，且高压力区范围较广，肺前部上叶区域出现明显红色集中带，同时伴随较高的拉应力峰值，为-190kPa。压-拉力交替分布反映出冲击波在胸腔内部发生了反射与叠加，因而肺组织经历了压缩与回弹过程。这种压-拉循环将可能引发肺挫伤和肺部组织损伤。有防护装备后，肺部压力水平和损伤风险相较无防护装备均下降，

但不同结构组合的减伤效果存在差异。PU-陶瓷-Kevlar 构型（图（b））下，压力峰值降至 45kPa，拉压力峰值降至-6kPa，高压力区域明显缩小。陶瓷-Kevlar-PU（图（d））结构进一步降低了整体压力，峰值 33.4kPa，肺实质大部分区域处于低压力状态，在前部边缘部分邻近胸壁处出现条带状应力集中区域，这和肺前部的形状有关。陶瓷-PU-Kevlar（图（c））局部可见条带状高值区，峰值为 54.2kPa，是三种结构下的最高值，并未出现大范围集中区域。

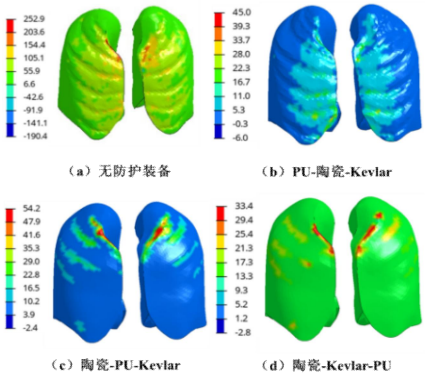


Figure 5　Lung pressure contours under four conditions (unit: kPa)

图 5 有无防护装备下肺部最大压力云图（单位：kPa）

3.2 不同防护构型下胸骨动力学响应特征分析

不同防护装备下胸骨速度响应曲线的对比分析如图 6 所示，可以发现所有防护组均表现出显著的减伤效果，有效降低了胸骨速度的峰值并产生了一定的时间滞后。在无防护状态下，胸骨速度在约并在 3.5ms 左右达到 11.2 $m \cdot s^{-1}$ 的峰值，相比之下，各防护装备大幅削减了冲击能量，其中陶瓷-Kevlar-PU 结构的性能最为卓越，达峰时刻为 4.7ms，显著滞后。

图 7 中给出了爆炸冲击 T1.6D1000 工况不同防护装备结构下胸骨峰值速度的对比结果。可以看到，在无防护条件下，胸骨峰值速度达到 11.2 $m \cdot s^{-1}$，胸部获得了较高的动能，此时人体死亡风险大于 50%。在引入多层结构复合装甲后，胸骨峰值速度显著降低。PU-陶瓷-Kevlar 结构将峰值降至 3.8 $m \cdot s^{-1}$，较无防护情形降低 66.1%；陶瓷-PU-Kevlar 结构峰值为 5.2 $m \cdot s^{-1}$，降幅为 53.6%；而陶瓷-Kevlar-PU 结构效果最为明显，峰值仅为 2.7 $m \cdot s^{-1}$，相对无防护装备下降 75.9%。

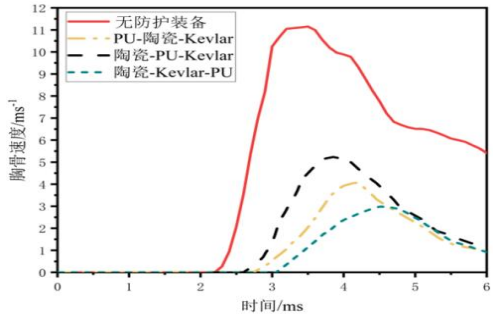


Figure 6　Sternal velocity–time curves with and without protective equipment

图 6　有无防护装备胸骨速度时间曲线

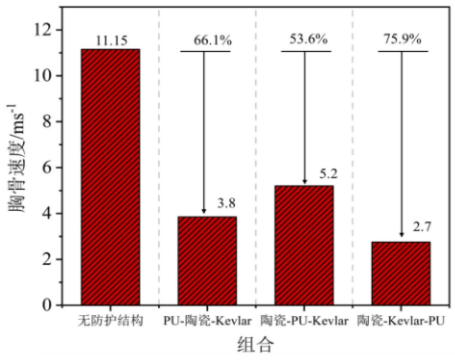


Figure 7　Peak sternal velocities under different protective structure configurations

图 7　不同防护装备组合下的胸骨速度峰值

从动力学角度看，峰值速度越低，表明防护装备对冲击波能量的衰减与耗散能力越强，传递至人体的有效载荷越小。对比三种层合顺序可以发现，陶瓷-Kevlar-PU 构型在降低胸骨峰值速度响应方面表现最优。相反，当软质 PU 位于陶瓷与 Kevlar 之间时，层间抗冲击能力减弱，更多冲击波动能传递至后方结构，因此胸骨峰值速度响应相对较大。综合分析可知，防护装备不同排布顺序对抵抗冲击载荷影响有作用。以胸骨峰值速度为评价指标，陶瓷-Kevlar-PU 结构在减缓胸骨峰值速度方面优势最为明显，体现出更优的抗爆防护性能。

3.3 不同防护构型下肋骨动力学响应特征分析

图 8 中给出了爆炸冲击 T1.6D1000 工况下不同防护装备结构肋骨的最大应变分布云图。在无防护下（图（a））， 肋骨应变水平显著高于其余三种构型，峰值应变为 2.8%，应变高值区范围较广，前部多根肋骨均出现明显的高应变区域，表明冲击载荷几乎未被削弱，胸廓整体参与变形，结构承受了较大的弯曲与拉伸效应。引入防护装备后，肋骨应变水平明显降低。PU-陶瓷-Kevlar 构型（图（b））下，应变峰值下降至 0.7%，高应变区域收缩，主要局限于胸骨和肋骨前弓位置，表明 PU-陶瓷-Kevlar 复合层对冲击波能量起到了有效衰减作用。陶瓷-PU-Kevlar 结构（图（c））的峰值应变略高于前者，为 0.8%，应变集中程度更加明显，在肋骨中下段第六、第七肋中也产生了应变集中，结合图 5.4 胸骨速度峰值可知该结构下胸骨速度也略高，可知该结构下抵抗冲击波的能力较弱。相比之下，陶瓷-Kevlar-PU 构型（图（d））下肋骨整体应变水平最低，峰值为 0.5%，应变分布更为均匀，局部集中现象减弱，显示出较好的载荷分散能力。

从应变分布特征分析可以看出，防护装备降低了高应变的分布区域，使冲击能量在进入胸廓前得到分散和耗散。综合应变幅值与分布范围判断，陶瓷-Kevlar-PU 构型对抑制肋骨弯曲变形最为有效，其次为 PU-陶瓷-Kevlar，而陶瓷-PU-Kevlar 相对较弱，与上文结论保持一致。上述结果表明，在材料参数一致的前提下，复合结构材料分层顺序对胸骨应变响应有影响。

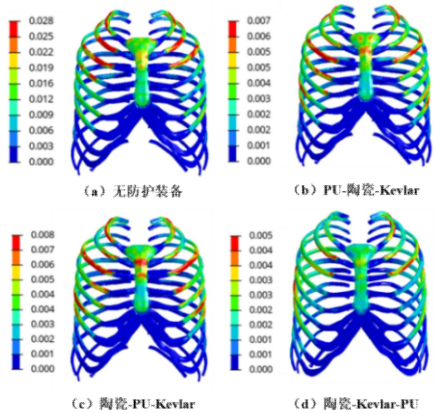


Figure 8　Rib strain with and without protective structures

图 8　有无防护装备下的肋骨最大应变

4 总结

本研究基于中国体征人体数据构建了精细化胸部有限元模型，并通过 Hamit 真实爆炸事故案例验证了模型在爆炸工况下的有效性。

研究了 PU-陶瓷-Kevlar、陶瓷-PU-Kevlar 以及陶瓷-Kevlar-PU 三种结构的防护效应。阐结果表明，无防护时胸骨峰值速度达 11.2 m/s，超过致死风险阈值；加装防护装备后，胸骨速度、肋骨应变及肺部压力均显著降低。通过对比层合顺序发现，以高硬度陶瓷为迎爆面、Kevlar 为中间约束层、聚脲为缓冲底层的“陶瓷-Kevlar-PU”构型减伤效果最为突出，胸骨速度峰值降至 2.7 m/s，降幅达 75.9%，肋骨应变与肺部压力亦为最低。该研究证明，在材料参数不变的情况下，合理的层合顺序设计能有效耗散冲击波能量、抑制胸壁动态响应，为抗爆防护装备的结构优化提供了明确的力学依据。

参考文献(References)：

[1] Beaven A, Parker P. Blast injuries: a guide for the civilian surgeon[J]. Surgery (Oxford), 2024, 42(7): 461-470.

[2] Scott R A H. Primary Blast Lung Injury[M] BULL A M J, CLASPER J, MAHONEY P F. Blast Injury Science and Engineering: A Guide for Clinicians and Researchers. Cham: Springer International Publishing, 2016: 275-280.

[3] 蒋建新, 曾灵. 肺爆炸冲击伤机制与防护研究进展[J]. 陆军军医大学学报, 2022, 44(05): 395-398.

[4] Sasser S M, Sattin R W, Hunt R C, Krohmer J. Blast Lung Injury[J]. Prehospital Emergency Care, 2006, 10(2): 165-172.

[5] Connolly T J M, Clutter J K. Criteria to determine likelihood of brain injury during explosive events[J]. Safety Science, 2010, 48(10): 1387-1392.

[6] Chang Y, Zhang D H, Hu Q, Liu L Y, Yu Y H, Chai J K. Usage of density analysis based on micro-CT for studying lung injury associated with burn-blast combined injury[J]. Burns, 2018, 44(4): 905-916.

[7] Zhou J ,Tao G .Biomechanical modeling for the response of human thorax to blast waves[J].Acta Mechanica Sinica,2015,31(4):589-598.

[8] Greer A. Numerical modeling for the prediction of primary blast injury to the lung[D]. Glasgow: University of Strathclyde, 2007.

[9] Josey T. Investigation of blast load characteristics on lung injury[D]. Glasgow: University of Strathclyde, 2010.

[10] Thom C. Soft materials under air blast loading and their effect on primary blast injury[D]. Glasgow: University of Strathclyde, 2009.

[11] Roberts J, Harrigan T, Ward E, Taylor T, Annett M, Merkle A. Human head-neck computational model for assessing blast injury[J]. Journal of biomechanics, 2012, 45(16): 2899-2906.

[12] Boutillier J, Deck C, De Mezzo S, Magnan P, Prat N, Willinger R, Naz P. Lung injury risk assessment during blast exposure[J]. Journal of biomechanics, 2019, 86: 210-217.

[13] Zhang L, Makwana R, Sharma S. Brain response to primary blast wave using validated finite element models of human head and advanced combat helmet[J]. Frontiers in neurology, 2013, 4: 88.

[14] Dolez P I, Marsha S, McQueen R H. Fibers and textiles for personal protective equipment: review of recent progress and perspectives on future developments[J]. Textiles, 2022, 2(2): 349-381.

[15] Hamit H F, Bulluck M H, Frumson G, Moncrief J A. Air blast injuries. Report of a Case[J]. Journal of Trauma and Acute Care Surgery, 1965, 5(1): 117-124.

[16] 胡年明, 陈长海, 侯海量, 朱锡. 高速弹丸冲击下复合材料层合板损伤特性仿真研究[J]. 兵器材料科学与工程, 2017, 40(3): 66-70.

[17] 王晓东, 徐永杰, 董方栋, 王昊, 郑娜娜. 凯夫拉与陶瓷复合结构抗侵彻性能数值仿真[J]. 兵工学报, 2022, 43(9): 2360-2366.

[18] Jiang Y, Zhang B, Wei J, Wang W. Study on the dynamic response of polyurea coated steel tank subjected to blast loadings[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2020, 67: 104234.

基于可拓理论的多轴复合转向无人平台协同控制方法

杨锦霞[1]，王涛[1]，周荣良[2]，冯焕秦[2]，韦超[2]，景晖[2]

(1. 广西柳工机械股份有限公司 装载机研究院，柳州 545007；2. 桂林电子科技大学 机电工程学院，桂林 541004)

摘　要：针对 8×8 分布式驱动无人平台中阿克曼几何转向与差速驱动转向的协调问题，提出一种基于可拓理论的分层复合转向协同控制方法。上层采用模型预测控制（Model Predictive Control，MPC）计算轨迹跟踪所需的等效转角和附加横摆力矩，并采用 PID 控制器调节纵向速度；协调层以质心侧偏角及其变化率构成的相平面状态为依据，结合车速和路面附着系数确定稳定域边界，将车辆状态划分为经典域、可拓域和非域。在此基础上，协调层把 MPC 名义控制量对应的总横摆作用分配给阿克曼几何转向和差速驱动转向通道。执行层在总纵向驱动力不变和目标横摆力矩约束下分配八个车轮的转矩，并根据非线性轮胎侧向力关系反求前两轴转角。在初始车速 60 km/h、目标车速 72 km/h、路面附着系数 0.8 的 TruckSim－Simulink 双移线联合仿真中，复合转向方案相较两种单一转向方案表现出较小的前轮转角需求，且轨迹和横摆响应较为平滑。仿真结果表明，所提方法在设定模型和工况下具有可行性；其在低附着、宽车速范围和参数摄动条件下的适用性仍需进一步验证。

关键词：复合转向；无人平台；稳定性控制；可拓理论

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Coordinated Control of Multi-Axle Compound Steering for Unmanned Ground Platforms Based on Extenics Theory

Jinxia Yang[1], Tao Wang[1], Rongliang Zhou[2], Huanqin Feng[2], Chao Wei[2], Hui Jing[2]

（1. Wheel Loader Research and Development, Guangxi Liugong Machinery Co., Ltd., Liuzhou 545007, China; 2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin 541004, China）

Abstract: A hierarchical compound-steering control method based on Extenics theory is proposed to coordinate Ackermann-geometry steering and differential-drive steering for an 8×8 distributed-drive unmanned ground platform. At the upper level, Model Predictive Control (MPC) determines the equivalent steering angle and additional yaw-moment demand for path tracking, while a PID controller regulates the longitudinal speed. At the coordination level, the phase-plane state defined by the vehicle sideslip angle and its derivative is evaluated against stability boundaries determined by vehicle speed and road adhesion. The vehicle state is then classified into the classical domain, extension domain or non-domain, and the total yaw action associated with the nominal MPC commands is allocated between the Ackermann-steering and differential-drive channels. At the execution level, the torques of the eight wheels are distributed while preserving the total longitudinal driving force and satisfying the target yaw-moment constraint, and the steering angles of the first two axles are obtained from the nonlinear tyre-force relationship. TruckSim – Simulink co-simulation was conducted for a double-lane-change

manoeuvre with an initial speed of 60 km h^{-1}, a target speed of 72 km h^{-1} and a road-friction coefficient of 0.8. Under this condition, the compound-steering scheme required a smaller front-wheel steering angle and produced comparatively smooth path and yaw responses relative to the two single-mode schemes. These results demonstrate the feasibility of the proposed method under the specified model and operating condition. Further validation is required under low-adhesion conditions, across a wider speed range and in the presence of parameter uncertainties.

Keywords: Compound Steering; Unmanned Platform; Stability Control; Extenics Theory

引言

随着智能驾驶技术的快速发展，无人驾驶车辆在复杂环境下的轨迹跟踪精度和行驶稳定性受到广泛关注。对于多轴分布式驱动无人平台而言，各驱动轮的转矩能够独立控制，车辆不仅可以通过传统的阿克曼几何转向改变行驶方向，还可以利用左右两侧车轮的纵向驱动力差产生附加横摆力矩，从而实现差速驱动转向。两种转向方式的协同应用能够充分发挥分布式驱动底盘执行器冗余的优势，为提高车辆的机动性、轨迹跟踪能力和操纵稳定性提供新的技术途径。

主动前轮转向（Active Front Steering，AFS）和直接横摆力矩控制（Direct Yaw-Moment Control，DYC）均可改善车辆的横向动力学响应，但二者的作用机理并不相同。阿克曼几何转向主要通过改变转向轮侧偏角产生侧向力，差速驱动转向则通过左右轮纵向力差形成附加横摆力矩。两类控制通道在响应速度、轮胎力利用方式、控制范围以及执行约束等方面存在差异。当车辆处于稳定区域时，机械转向能够以较小的附加纵向力扰动完成路径跟踪；当车辆逐渐接近稳定性边界时，差速驱动转向能够更直接地调节横摆运动。若两者缺乏统一协调，直接叠加控制量容易引起横摆作用重复计算、执行器竞争以及轮胎附着能力分配不合理等问题。因此，如何根据车辆实时稳定状态合理分配两种转向方式的控制权重，是复合转向控制需要解决的关键问题。

国内外学者围绕 AFS、DYC 及其协调控制开展了大量研究。Termous 等综合考虑主动转向、差动制动和主动悬架，构建了用于改善车辆稳定性、操纵性与安全性的协调控制框架[1]。赵树恩等针对分布式驱动电动汽车，以车辆相平面状态为依据分配 AFS 与 DYC 的控制权重，从而实现稳定性协调控制[2]。Zhao 等采用分层控制思想，对主动悬架、主动前轮转向和直接横摆力矩系统进行集成协调[3]。刘力等将广义预测控制用于 AFS/DYC 底盘一体化控制，改善了车辆在转向过程中的跟踪性能与横向稳定性[4]。针对极限工况下车辆状态变化显著、单一固定权重难以兼顾跟踪与稳定的问题，冯樱等利用可拓理论划分不同状态区域，实现了 AFS 与 DYC 的可拓协调控制[5]。这些研究表明，根据车辆状态对不同底盘执行器进行分层和分区协调，是解决多执行器耦合问题的有效思路。

分布式驱动车辆各轮驱动转矩独立可控，为直接产生和分配附加横摆力矩提供了结构基础。张雷等对全线控分布式驱动电动汽车底盘协同控制进行了系统综述，指出轮胎非线性、子系统耦合、执行器约束和实时控制分配是该类车辆控制中的关键问题[6]。在轮胎建模方面，轮胎侧向力随侧偏角增大将由近似线性区逐步进入饱和区，若控制器仍采用简单线性轮胎模型，容易在较大侧向运动工况下产生模型失配。王玉麟等采用分段仿射方法辨识复合工况下的轮胎非线性力学特性，为控制器中的轮胎力描述提供了参考[7]。张志勇和金博文利用可拓集合描述车辆轨迹跟踪与横向稳定性之间的关系，并根据车辆状态调整两类控制目标的权重[8]；熊斯凯等针对分布式驱动车辆开展了横向稳定性控制研究[9]。余志生对车辆转向动力学、轮胎侧偏特性及操纵稳定性分析方法进行了系统论述，为整车动力学建模提供了理论基础[10]。Chen 等利用可拓理论协调四轮独立驱动车辆的 AFS 与 DYC，验证了可拓分区思想在多执行器协调控制中的适用性[11]；陈无畏等将可拓理论用于汽车差动助力转向系统的协调控制[12]；Smarandache 则对可拓学中的距离和关联函数进行了多维推广[13]，为利用多维车辆状态构建控制域和关联度函数提供了理论基础。

现有研究较多面向两轴乘用车或四轮独立驱动车辆，而多轴无人平台具有轴数多、轮端执行器数量多、转向几何关系复杂以及横摆力矩分配自由度高等特点。对于 8×8 分布式驱动无人平台，既需要解决前两轴机械转向的转角协调问题，又需要在保证总纵向驱动力需求的同时合理分配八个轮端转矩。与此同时，车辆在不同车速和路面附着条件下的稳定边界并不固定，仅以单一阈值切换转向模式容易造成控制突变。为此，有必要将车辆稳定域、可拓关联度和多执行器控制分配结合起来，形成由上层需求计算、中层状态协调和下层执行分配构成的完整控制方法。

本文以 8×8 分布式驱动复合转向无人平台为研究对象，建立包含车身纵向、侧向和横摆运动以及车轮转动的动力学模型，并采用非线性轮胎模型描述较大侧偏角下的轮胎侧向力特性。在控制策略方面，上层采用模型预测控制（Model Predictive Control，MPC）计算车辆轨迹跟踪所需的等效前轮转角和附加横摆力矩，同时采用 PID 控制器实现纵向速度跟踪；协调层以质心侧偏角及其变化率构成的相平面为依据，结合车速与路面附着系数确定车辆稳定域，并利用可拓思想划分经典域、可拓域和非域，据此协调阿克曼几何转向与差速驱动转向；执行层在总纵向驱动力不变和目标横摆力矩约束下完成八轮转矩分配，并根据非线性轮胎侧向力反求前两轴转角。最后，通过 TruckSim－Simulink 双移线联合仿真对三种转向方式进行对比，验证所提方法在设定工况下的控制效果。

1 车辆动力学模型

1.1 车辆结构与建模假设

参考图 1 所示，研究对象为 8×8 分布式驱动复合转向无人平台。每个驱动轮均配置减速器和电机控制器，可根据上层控制器给出的目标转矩独立调节轮端驱动力。车辆前两轴采用机械转向结构，通过转向执行机构改变车轮转角；全部车轮均可利用轮边电机转矩差参与差速驱动转向。因此，该平台能够分别采用阿克曼几何转向、差速驱动转向以及二者协同的复合转向模式，以适应不同的行驶状态和稳定性需求。需要说明的是，本文所建模型仅以前两轴作为机械转向轴，其余两轴在研究工况下不参与机械转向。为兼顾车辆横向动力学特性和控制器实时计算需求，建立 11 自由度整车动力学模型，其中包括车身纵向、侧向和横摆 3 个自由度，以及 8 个车轮的转动自由度。车辆坐标系原点位于质心，x轴沿车辆纵向向前，y轴沿车辆横向，z轴垂直于车辆平面。各轮在车体坐标系中的纵向和横向位置分别以x_j、y_j表示，便于统一描述四轴八轮对整车合力和横摆力矩的贡献。

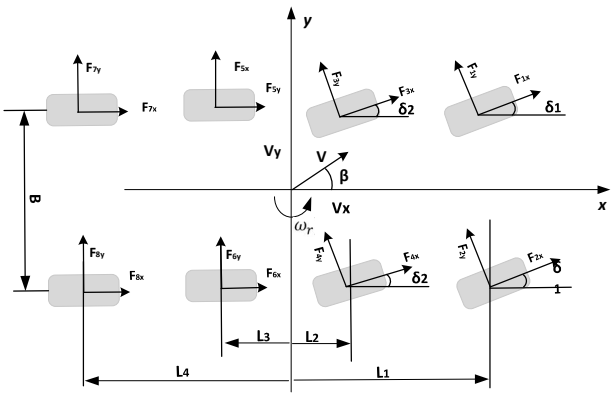


图 1　整车动力学模型

在不影响复合转向控制机理分析的前提下，对车辆模型作如下假设：车辆行驶于平整路面，忽略车身俯仰、侧倾和垂向运动；车身视为刚体，质心位置相对车体保持不变；各车轮所在路面的附着系数相同；忽略空气阻力及其他未建模外部扰动；仅前两轴参与机械转向，后两轴转角为零。上述假设能够突出纵向、侧向和横摆运动之间的耦合关系，但同时限定了模型的适用范围，侧倾载荷转移、分离附着路面和高速空气阻力等因素尚未在本文中考虑。

1.2 整车动力学模型

车辆在转向过程中，各轮纵向力、侧向力及车轮转角共同决定整车的纵向、侧向和横摆运动。

将转向轮坐标系下的轮胎力转换至车体坐标系，并对八个车轮的作用进行求和，可得到整车平面动力学方程。沿车体纵向的力平衡方程为：

$$m(V_x - V_y r) = \sum_{j=1}^{4} \left(F_{xj}\cos\delta_j - F_{yj}\sin\delta_j\right) + \sum_{j=5}^{8} F_{xj} \tag{1}$$

式中，m为整车质量，V_x和V_y分别为车辆质心处的纵向速度和侧向速度，r为横摆角速度；F_{xj}和F_{yj}分别为第j个车轮在轮胎坐标系中的纵向力和侧向力，δ_j为相应车轮转角。沿车体侧向的力平衡方程为：

$$\mathrm{m(V_y + V_x r)} = \sum_{\mathrm{j=1}}^{4} \left(\mathrm{F_{xj}\sin\delta_j + F_{yj}\cos\delta_j}\right) + \sum_{\mathrm{j=5}}^{8} \mathrm{F_{yj}} \tag{2}$$

车辆绕质心的横摆运动由各轮胎力相对质心形成的力矩共同决定，其横摆运动方程写为:

$$I_z r = \sum_{j=1}^{8} \left(x_j F_{yj}^{b} - y_j F_{xj}^{b}\right) + M_{\mathrm{ext}} \tag{3}$$

其中，I_z为车辆绕垂直轴的转动惯量，F_{xj}^{b}和F_{yj}^{b}为第j个轮胎力转换到车体坐标系后的纵、侧向分量，(x_j, y_j)为轮心相对质心的位置，M_{ext}为未由轮胎力求和项显式表示的外部附加横摆力矩。差速驱动转向本质上来源于左右轮纵向力不相等，当各轮纵向力已在式（3）的求和项中逐轮计算时，应取 $M_{\mathrm{ext}} = 0$；只有在不展开轮端纵向力、而将差速驱动作用等效为独立横摆输入时，才使用该项。这样可以避免同一差速横摆作用在动力学模型中被重复计入。

八个车轮的转动动力学分别表示为：

$$J_{wj}\omega_j = T_j - r_w F_{xj}, \qquad j = 1, \ldots, 8 \tag{4}$$

式中，J_{wj}、ω_j、T_j和r_w分别为第j个车轮及其等效旋转部件的转动惯量、角速度、轮端驱动转矩和车轮有效半径。式(1)-(3)描述车身的 3 个平面运动自由度，式（4）描述 8 个车轮转动自由度，共同构成本文所称的 11 自由度模型。轮胎纵向力F_{xj}应由纵向滑移率和路面附着条件计算；若联合仿真中直接使用 TruckSim 输出的轮胎纵向力，需要在模型说明中明确该接口关系。

1.3 非线性轮胎模型

轮胎是车辆与路面之间传递纵向力和侧向力的唯一部件，其非线性特性会直接影响车辆轨迹跟踪和稳定性控制效果。在较小侧偏角范围内，轮胎侧向力可近似认为与侧偏角成线性关系；随着侧偏角继续增大，侧向力增长速度逐渐降低并进入饱和区。为描述复合转向过程中可能出现的轮胎非线性特征，本文采用 Pacejka 型魔术公式近似 TruckSim 轮胎模型的侧向力曲线：

$$F_{yj}(\alpha_j) = D_j \sin\left[C \arctan\left(B\alpha_j - E(B\alpha_j - \arctan\left(B\alpha_j\right))\right)\right] \tag{5}$$

式中，B、C、D和E分别为刚度因子、形状因子、峰值因子和曲率因子。本文模型取$C = 1.9$、$B = 12$、$E = 0.97$；D_j与第j个车轮的垂向载荷及路面附着系数有关，用于确定轮胎侧向力峰值。

各轮侧偏角由车轮指向与轮心速度方向之差确定。考虑车辆质心侧向速度、横摆运动以及轮心相对质心的位置关系，第j个车轮的侧偏角可表示为：

$$\alpha_j = \delta_j - \arctan\left(\frac{V_y + x_j r}{V_x - y_j r}\right), \qquad j = 1, \ldots, 8 \tag{6}$$

对非转向轮取$\delta_j = 0$。将式(6)得到的侧偏角代入式(5)，即可计算各轮侧向力，并进一步用于整车侧向和横摆动力学计算。图 2 给出了所建魔术公式轮胎模型与 TruckSim 轮胎模型输出的对照结果。由图可见，在本文仿真所涉及的侧偏角范围内，两者变化趋势基本一致，说明所建模型能够用于控制器中的轮胎侧向力估计。由于对照数据来源于 TruckSim 内部轮胎模型，而不是独立的台架或道路轮胎试验，本文将其表述为仿真模型对照，不将其作为试验验证或普适精度证明。

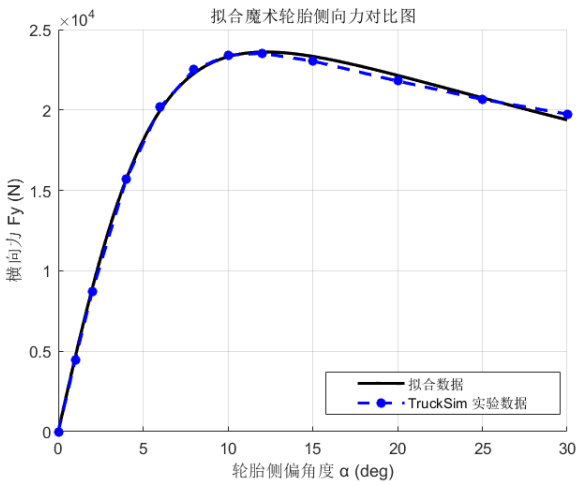


图 2 轮胎侧向力拟合

2 基于可拓理论的复合转向控制策略设计

针对阿克曼几何转向和差速驱动转向在作用机理及适用范围上的差异，设计图 3 所示的分层复合转向控制系统。控制系统由需求计算层、状态协调层和执行分配层构成。需求计算层根据参考路径、车辆状态和目标车速确定车辆所需的纵向驱动力、等效前轮转角及附加横摆力矩；状态协调层根据质心侧偏角相平面判断车辆当前所处的稳定区域，并利用可拓域划分结果计算阿克曼几何转向和差速驱动转向的控制权重；执行分配层根据协调后的控制需求计算各轮驱动转矩和前两轴转角，最终由 TruckSim 整车模型执行。

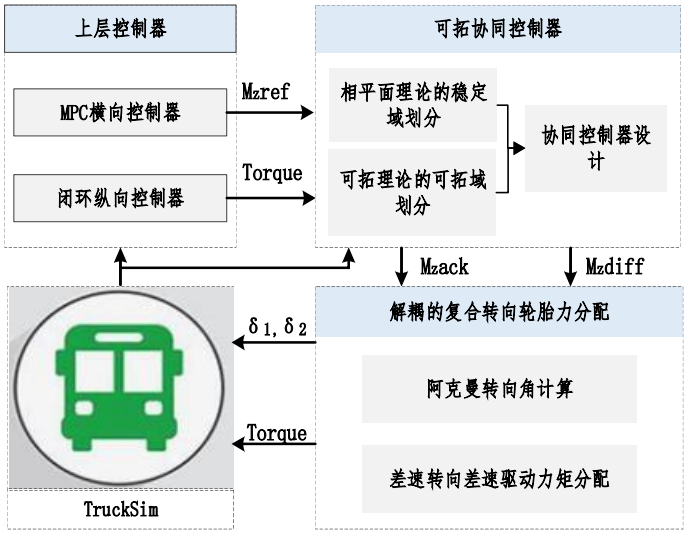


图 3 本文系统框图

在车辆状态位于稳定域内部时，控制器优先采用阿克曼几何转向完成路径跟踪，以保持控制过程平顺并减少不必要的轮端转矩差；当车辆状态接近稳定域边界时，两种转向方式共同参与控制，差速驱动转向逐渐增强；当车辆状态越过可拓域外边界时，则主要利用差速驱动转向产生直接横摆力矩，以抑制车辆横向状态进一步恶化。通过这种连续的权重变化，可以避免在两种转向模式之间进行刚性切换所造成的控制突变。

2.1 纵向速度控制

车辆在完成双移线等路径跟踪任务时，还需要按照给定目标保持纵向速度。考虑到纵向速度控制结构相对简单，本文采用 PID 控制器计算整车总驱动需求。期望速度为$v_{\mathrm{ref}}(t)$，实际速度为$v(t)$，速度误差定义为：

$$e(t) = v_{ref}(t) - v(t) \tag{7}$$

PID 控制器根据当前速度误差、累计误差及误差变化率生成总纵向驱动需求：

$$T_{\mathrm{dem}}(t) = K_p e_v(t) + K_i \int_0^t e_v(\tau)\, d\tau + K_d e_v(t) \tag{8}$$

其中，K_p、K_i和K_d分别为比例、积分和微分系数。比例环节用于快速减小当前速度偏差，积分环节用于消除稳态误差，微分环节用于抑制速度变化过程中的过大波动。T_{dem}作为八个轮端基准驱动转矩分配的总需求，并在差速驱动转向分配过程中保持其对应的总纵向驱动力不变。

2.2 基于 MPC 的横向轨迹跟踪控制

2.2.1 Frenet 误差模型

模型预测控制能够在有限预测时域内综合考虑车辆运动趋势、轨迹跟踪误差和控制输入约束，适用于多变量耦合的车辆横向控制问题。如图 4 所示，首先在参考轨迹上搜索与车辆当前位置对应的匹配点，并在该点建立局部 Frenet 坐标系。参考点的位置和航向角分别为$(X_{\mathrm{ref}}, Y_{\mathrm{ref}})$ 和ψ_{ref}，车辆实际位置和航向角分别为(X, Y)和ψ，由此定义纵向误差、横向误差和航向误差：

$$\begin{aligned} e_x &= \cos\psi_{\mathrm{ref}}(X - X_{\mathrm{ref}}) + \sin\psi_{\mathrm{ref}}(Y - Y_{\mathrm{ref}}) \\ e_y &= -\sin\psi_{\mathrm{ref}}(X - X_{\mathrm{ref}}) + \cos\psi_{\mathrm{ref}}(Y - Y_{\mathrm{ref}}) \\ e_\psi &= \psi - \psi_{\mathrm{ref}} \end{aligned} \tag{9}$$

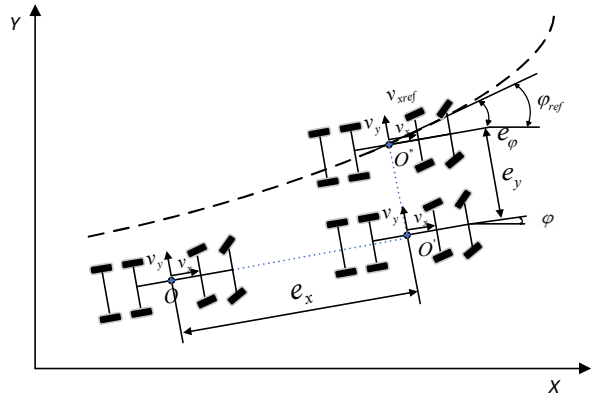


图 4　轨迹跟踪误差模型

2.2.2 连续时间预测模型

选取横向误差、航向误差、侧向速度和横摆角速度作为状态：

$$x = [e_y \quad e_\psi \quad V_y \quad r]^T \tag{10}$$

控制输入为等效前轮转角和附加横摆力矩：

$$u = [\delta \quad \Delta M]^T \tag{11}$$

其中，等效前轮转角反映机械转向通道的总体转向需求，附加横摆力矩反映差速驱动通道可提供的直接横摆控制需求。由于车辆纵向速度、参考路径曲率和轮胎工作点随时间变化，在当前纵向速度和参考曲率附近对车辆横向动力学进行线性化，得到线性时变模型：

$$\dot{x}(t) = A_c(t)x(t) + B_c(t)u(t) + E_c(t)\kappa_{\mathrm{ref}}(t) \tag{12}$$

其中，$A_c(t)$、$B_c(t)$和$E_c(t)$分别为连续时间状态矩阵、控制矩阵和曲率输入矩阵，κ_{ref}为参考路径曲率。各矩阵根据式(2)-(6)在当前车辆状态和轮胎工作点处求得，并随纵向速度及模型参数更新，使 MPC 能够同时计算转角和附加横摆力矩。

2.2.3 离散化与增量模型

以采样周期T_s对式(12)进行零阶保持离散化：

$$x_{k+1} = A_k x_k + B_k u_k + E_k \kappa_{ref,k} \tag{13}$$

轨迹跟踪输出仅包含横向误差和航向误差：

$$y_k = Cx_k, \qquad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{14}$$

为直接约束控制增量，引入增广状态：

$$\xi_k = \begin{bmatrix} x_k \\ u_{k-1} \end{bmatrix}, qquad \Delta u_k = u_k - u_{k-1} \tag{15}$$

对应增量模型为：

$$\xi_{k+1} = \underbrace{\begin{bmatrix} A_k & B_k \\ 0 & I \end{bmatrix}}_{A_k} \xi_k + \underbrace{\begin{bmatrix} B_k \\ I \end{bmatrix}}_{B_k} \Delta u_k + \underbrace{\begin{bmatrix} E_k \\ 0 \end{bmatrix}}_{E_k} \kappa_{\mathrm{ref},k} \tag{16}$$

在预测时域N_p内堆叠输出，可写为：

$$Y_k = \Phi_k \xi_k + \Gamma_k \Delta U_k + \Gamma_{\kappa,k} K_{\mathrm{ref},k} \tag{17}$$

其中，$\Delta U_k = [\Delta u_k^T, \ldots, \Delta u_{k+N_c-1}^T]^T$，$N_c$为控制时域。

2.2.4 目标函数与约束

MPC 目标函数为：

$$J_k = \sum_{i=1}^{N_p} (y_{k+i|k} - y_{\mathrm{ref},k+i})^T Q (y_{k+i|k} - y_{\mathrm{ref},k+i}) + \sum_{i=0}^{N_c-1} \Delta u_{k+i|k}^T R \Delta u_{k+i|k} \tag{18}$$

控制输入约束为：

$$u_{min} \le u_{k+i|k} \le u_{max} \tag{19}$$

控制增量约束为：

$$\Delta u_{min} \le \Delta u_{k+i|k} \le \Delta u_{max} \tag{20}$$

将预测模型代入目标函数，可整理为标准二次规划形式：

$$\min_{\Delta U_k} \frac{1}{2} \Delta U_k^T H_k \Delta U_k + f_k^T \Delta U_k, qquad G_k \Delta U_k \le \hbar_k \tag{21}$$

每个采样周期仅执行最优控制序列的第一项：

$$u_k = u_{k-1} + [I \quad 0 \quad \cdots \quad 0] \Delta U_k^* \tag{22}$$

MPC 输出的等效转角和横摆力矩需求写为:

$$\begin{bmatrix} \delta_{\mathrm{MPC}} \\ M_{z,\mathrm{ref}} \end{bmatrix} = u_k \tag{23}$$

式(18)第一项用于减小预测输出与参考轨迹之间的偏差，第二项用于抑制控制输入在相邻采样时刻的剧烈变化。Q和R分别为跟踪误差权重矩阵和控制增量权重矩阵。式(19)和式(20)用于描述机械转向、附加横摆力矩及其变化率的物理限制。通过将预测模型代入目标函数，可在每个采样周期内求解一个带线性约束的二次规划问题，并仅将最优控制序列的第一项作用于车辆；下一时刻根据新的车辆状态重新预测和优化，从而形成滚动时域控制。

2.3 相平面稳定域与可拓协调

相平面法能够直观反映车辆横向状态的变化趋势，常用于分析车辆在不同初始状态下的稳定性。本文选取质心侧偏角β及其变化率$\dot{\beta}$作为相平面变量。在给定车速和路面附着系数组合下，设置不同的初始质心侧偏角和侧偏角变化率，通过车辆非线性动力学模型获得相轨迹。若状态轨迹随时间逐渐向原点附近收敛，则认为车辆能够恢复至稳定状态；若轨迹逐渐远离原点，则认为车辆状态存在发散趋势。根据收敛轨迹与发散轨迹之间的分界拟合稳定域边界，可将其表示为：

$$\left| \beta + \frac{1}{k} \dot{\beta} \right| = \beta_0(v_x, \mu) \tag{24}$$

其中，k为稳定域边界斜率，β_0为与纵向车速v_x和路面附着系数μ有关的稳定域尺度。车辆速度升高或路面附着能力降低时，可利用的轮胎侧向力裕度通常减小，相平面稳定区域相应发生变化。因此，控制器不能将β_0设为与工况无关的固定常数，而应根据不同车速和附着系数下得到的相图建立二维查表关系，并在控制过程中进行插值。

图 5 给出了 8×8 分布式驱动车辆在典型工况下的稳定性相图。相轨迹在原点附近形成收敛区域，边界外的部分轨迹则表现出远离稳定平衡点的趋势。图 6 进一步描述稳定域尺度β_0随车速和路面附着系数的变化关系。以车速 50 km/h、路面附着系数 0.5 为例，可根据相轨迹的收敛与发散分界确定相应稳定边界，并将所得结果作为协调控制器划分车辆状态区域的依据。

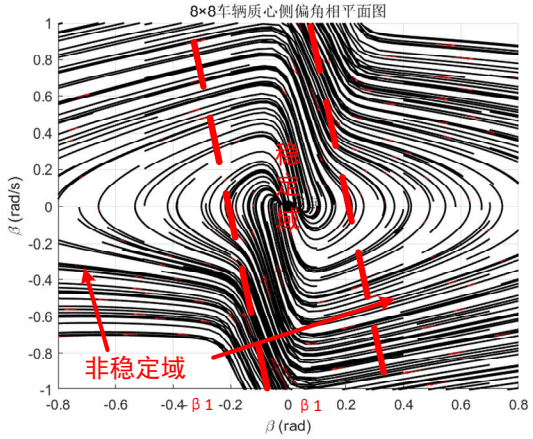


图 5　8×8 分布式驱动车辆稳定性相图

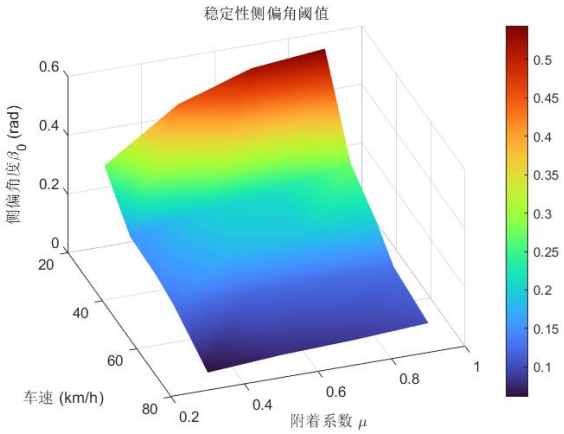


图 6　质心侧偏角 β_0 与路面附着系数、车速的关系 map 图

为使不同车速和路面附着条件下的车辆状态能够采用统一尺度进行比较，定义归一化相平面状态指标：

$$s = \frac{|\beta + \beta/k|}{\beta_0(v_x, \mu)} \tag{25}$$

式(25)给出的s表征当前车辆状态相对于稳定域边界的位置。引入可拓域外边界系数$\lambda > 1$，即可在$\beta - \dot{\beta}$相平面内构建图 7 所示的二维可拓控制集[13]。其中，$s \le 1$ 的区域为经典域，表示车辆状态位于相平面稳定域内部；$1 < s \le \lambda$的区域为可拓域，表示车辆逐渐接近可拓域外边界；$s > \lambda$的区域为非域，表示车辆已经超出设定的可拓协调范围。

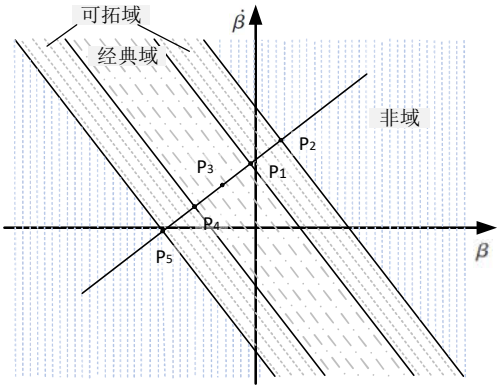


图 7　相平面可拓控制集

根据车辆所处控制域分配两种转向方式的控制作用：经典域内主要由阿克曼几何转向完成路径跟踪；可拓域内逐渐降低阿克曼几何转向权重，同时提高差速驱动转向权重；非域内则主要利用差速驱动转向产生附加横摆力矩。为实现控制权重在区域边界处的连续过渡，定义阿克曼几何转向权重w_A和差速驱动转向权重w_D为

$$(w_A, w_D) = \begin{cases} (1,0), & s \le 1 \\ \left(\dfrac{\lambda - s}{\lambda - 1}, \dfrac{s-1}{\lambda - 1}\right), & 1 < s \le \lambda \\ (0,1), & s > \lambda \end{cases} \tag{26}$$

由式(26)可知，两种控制权重在可拓域内线性连续变化，且始终满足$w_A + w_D = 1$，从而避免两种转向方式在区域边界处发生突变。本文根据车辆模型和仿真标定结果取$\lambda = 1.35$，即将可拓域外边界设置为经典域边界的 1.35 倍。

MPC 输出的δ_{MPC}和$M_{z,\mathrm{req}}$分别表示在预测模型中由机械转向通道和差速驱动通道承担的名义控制量。为避免在协调层忽略δ_{MPC}，首先利用当前车辆状态和式(5)-(6)计算该名义转角对应的横摆作用$M_z^{\delta}(\delta_{\mathrm{MPC}})$，再定义 MPC 的总横摆作用需求：

$$M_{z,\mathrm{req}} = M_z^{\delta}(\delta_{\mathrm{MPC}}) + M_{z,\mathrm{ref}}, \qquad M_A = w_A M_{z,\mathrm{req}}, \qquad M_D = w_D M_{z,\mathrm{req}} \tag{27}$$

式中，M_A和M_D分别为协调后由机械转向和差速驱动承担的目标横摆作用。协调层只对 MPC 名义控制量对应的总横摆作用进行一次分配，执行层分别根据M_A反求转角、根据M_D分配轮端转矩，不再将$M_{z,\mathrm{req}}$作为额外力矩重复加入整车动力学方程。由于机械转向和差速驱动对侧向运动的作用并非严格等价，这一分配属于基于当前工作点的近似协调；MPC 在下一采样时刻利用状态反馈修正由模型近似造成的偏差。

2.4 轮端转矩协调分配

差速驱动转向通过改变左右两侧车轮的驱动转矩，使车辆在总纵向驱动力基本不变的条件下获得附加横摆力矩。由于 8×8 分布式驱动平台具有八个独立轮端执行器，同一目标横摆力矩可以对应多组转矩分配结果，因此需要根据约束和优化目标确定合理的轮端转矩增量。差速驱动通道产生的目标横摆力矩为：

$$M_D = \sum_{j=1}^{8} \frac{\Delta T_j}{r_w} y_j \tag{28}$$

其中，ΔT_j为第j轮相对基准驱动转矩的增量，r_w为车轮有效半径。

在总纵向驱动力不变的条件下，等式约束为：

$$A_{\mathrm{eq}} \Delta T = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \cdots & 1 \\ y_1/r_w & y_2/r_w & \cdots & y_8/r_w \end{bmatrix} \Delta T = \begin{bmatrix} 0 \\ M_D \end{bmatrix} = b_{\mathrm{eq}} \tag{29}$$

式(28)第一行约束八个车轮转矩增量之和为零，用于避免差速横摆控制改变纵向速度控制器给出的总驱动力需求；第二行保证轮端转矩增量产生的横摆力矩等于M_D。在满足上述两个等式约束的多

组可行解中，采用最小二范数方法减小各轮相对基准转矩的整体扰动：

$$\min_{\Delta T} \ 12\Delta T^T \Delta T, \qquad \text{s.t.} \quad A_{\text{eq}}\Delta T = b_{\text{eq}} \tag{30}$$

若A_{eq}满行秩，其最小范数解为：

$$\Delta T = A_{\text{eq}}^T (A_{\text{eq}} A_{\text{eq}}^T)^{-1} b_{\text{eq}} \tag{31}$$

将式(30)所得转矩增量与纵向速度控制器分配的基准转矩叠加，即可得到各轮最终目标转矩。轮端转矩同时受到电机峰值转矩、转矩变化率、轮胎附着能力和电池功率等约束。本文的最小二范数目标用于在给定等式约束下减小整体转矩增量，不涉及载荷转移、摩擦椭圆、电机效率和能量消耗优化。

2.5 前两轴转角反解

阿克曼几何转向通道需要将协调层得到的目标横摆力矩转换为前两轴转角。考虑轮胎侧向力与侧偏角之间存在非线性关系，本文不直接采用固定横摆增益，而是结合式(5)和式(6)计算不同转角下前两轴轮胎侧向力所产生的横摆力矩。各轮侧偏角统一按式(6)计算。前两轴等效转角关系为：

$$\delta_2 = 0.8\delta_1 \tag{32}$$

即第二轴等效转角取第一轴等效转角的 0.8 倍，以协调两转向轴在不同轴距位置上的转向作用。前两轴轮胎侧向力对质心产生的横摆力矩为：

$$M_z^{\delta}(\delta_1) = \sum_{j=1}^{4} x_j \, F_{yj}\big(\alpha_j(\delta_1)\big) \tag{33}$$

由于侧向力是转角和车辆当前运动状态的非线性函数，可在转角物理约束$\delta_{1,min} \le \delta_1 \le \delta_{1,max}$内，通过一维搜索或数值优化求解：

$$\delta_1^* = argmin_{\delta_1}\left[M_z^{\delta}(\delta_1) - M_A\right]^2 \tag{34}$$

求得δ_1^*后，根据式(32)得到第二轴目标转角，并进一步按照车辆实际转向机构的左右轮几何关系生成各转向轮指令。式(28)-(34)在模型层面对两类转向通道的目标横摆作用进行了分离，使阿克曼几何转向承担M_A，差速驱动转向承担M_D。但该分配过程尚未包含完整的转向执行器动态、轮胎纵横向力耦合和所有饱和约束，因此本文将其表述为“协调分配”，不使用“精确解耦”。

3 仿真及结果分析

为验证所设计复合转向控制策略的有效性，基于 TruckSim 与 MATLAB/Simulink 搭建联合仿真平台。TruckSim 用于建立 8×8 分布式驱动无人平台整车模型并输出车辆运动状态，Simulink 用于实现纵向速度控制、MPC 轨迹跟踪、相平面稳定状态判定、可拓权重协调以及轮端转矩和转角分配。两部分通过联合仿真接口在每个采样周期交换车辆状态和控制指令。

仿真选取双移线工况作为参考路径，以比较车辆连续转向和回正过程中的轨迹跟踪与横向稳定性。仿真所用车辆参数见表 1，车辆初始车速为 60 km/h，目标车速为 72 km/h，控制器在行驶过程中将车辆加速至目标车速；路面附着系数设置为 0.8。为保证对比公平，阿克曼几何转向、差速驱动转向和复合转向三种方案采用相同的车辆参数、初始状态、目标车速和双移线参考路径。以下分析用于说明三种控制方案在该参数组合和仿真工况下的相对表现，不将单一工况结果外推为全部车速和路面条件下的普遍结论。

表 1 仿真车辆相关参数

参数	数值
整车质量	20000 kg
整车绕 Z 轴转动惯量	34768.8 kg·m^2
质心至 1、4 轴距离 L1、L4	2.3m
质心至 2、3 轴距离 L2、L3	0.8m
车辆宽度	3.0 m
单轮最大驱动扭矩	20000Nm

3.1 轨迹跟踪结果

图 8 给出了三种转向方式下车辆实际轨迹与双移线参考轨迹的对比结果。总体上，三种控制方案均能够完成双移线轨迹跟踪，说明阿克曼几何转向和差速驱动转向均可为该无人平台提供基本的路径跟踪能力。然而，由于两种转向方式的横摆响应机理不同，其在换道进入、横向位移保持和回正阶段表现出不同特征。采用阿克曼几何转向时，车辆主要依靠前两轴转角建立轮胎侧向力。在换道开始阶段，侧向力和横摆运动逐步建立，车辆能够较快转向目标路径，但在进入目标车道及返回原车道的过渡阶段出现一定超调。采用差速驱动转向时，车辆通过左右轮转矩差直接产生横摆力矩，能够在不改变机械转角的情况下调整行驶方向，但轨迹在切入和切出阶段表现出一定滞后，局部曲线与参考路径之间的偏差相对明显。

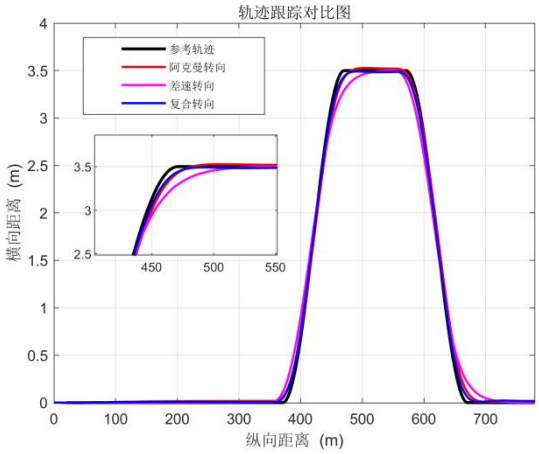
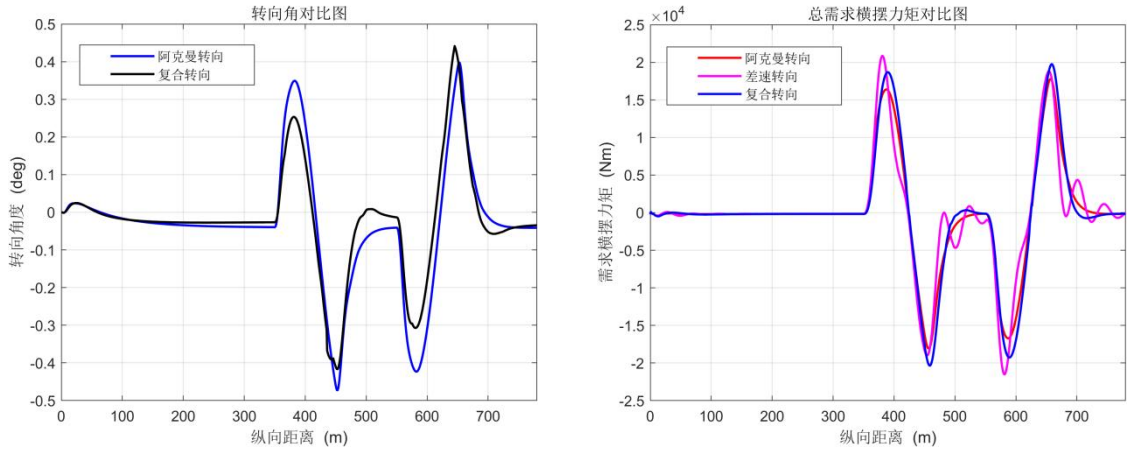


图 8　轨迹跟踪效果图

复合转向方案根据车辆相平面状态在两种转向方式之间分配控制作用：在状态较稳定时以阿克曼几何转向完成主要的路径跟踪，在状态接近稳定边界时增加差速驱动转向的作用。因此，其轨迹在双移线进入和返回阶段均与参考轨迹较为接近，同时降低了单一机械转向的局部超调和单一差速驱动转向的响应滞后。图中曲线表明，复合转向的轨迹变化和航向过渡相对平滑。

3.2 控制量与速度响应

图 9 对比了三种转向方案在双移线过程中的主要控制量。对于阿克曼几何转向方案，车辆横向运动主要依赖前两轴机械转角，其最大前轮转角约为 0.47°；复合转向方案在部分阶段利用轮端转矩差补充横摆力矩，因此所需最大前轮转角下降至约 0.39°。这一结果说明，在当前工况下，差速驱动通道分担了部分横摆控制需求，从而减小了机械转向通道的峰值控制量。从需求横摆力矩变化看，差速驱动转向的峰值最大，阿克曼几何转向的峰值最小，复合转向位于二者之间。差速驱动转向完全依靠左右轮纵向力差改变车辆横摆运动，因此需要较大的直接横摆力矩输入；阿克曼几何转向通过前轮侧向力产生转向作用，其直接横摆力矩需求相对较小；复合转向同时利用两种作用机制，横摆力矩曲线整体较为平滑。



(a) 阿克曼转向角对比图　　(b) 总需求横摆力矩对比图

图 9　控制量对比图

图 10 给出了差速转向作用下各轮驱动转矩的分配结果。为产生目标横摆力矩，左右两侧车轮转矩在纵向速度控制所给基准值的基础上进行差异化调整；与此同时，通过转矩增量和为零的约束保持总纵向驱动力需求不变。启动阶段的转矩瞬态快速衰减，随后各轮转矩主要分布在约 130-200 N·m 范围内，变化方向与所需横摆力矩方向相对应。当前分配方法以最小转矩增量范数为优化目标，不涉及轮胎利用率和电机效率优化。

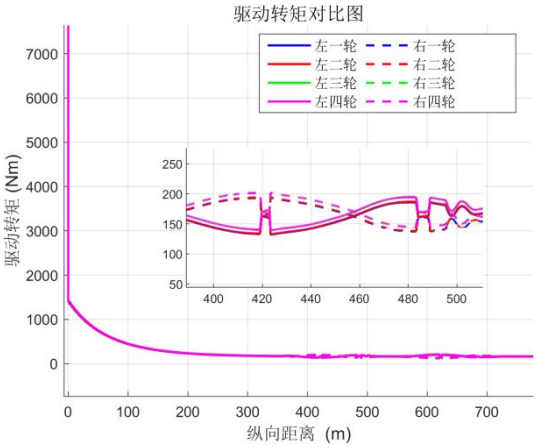
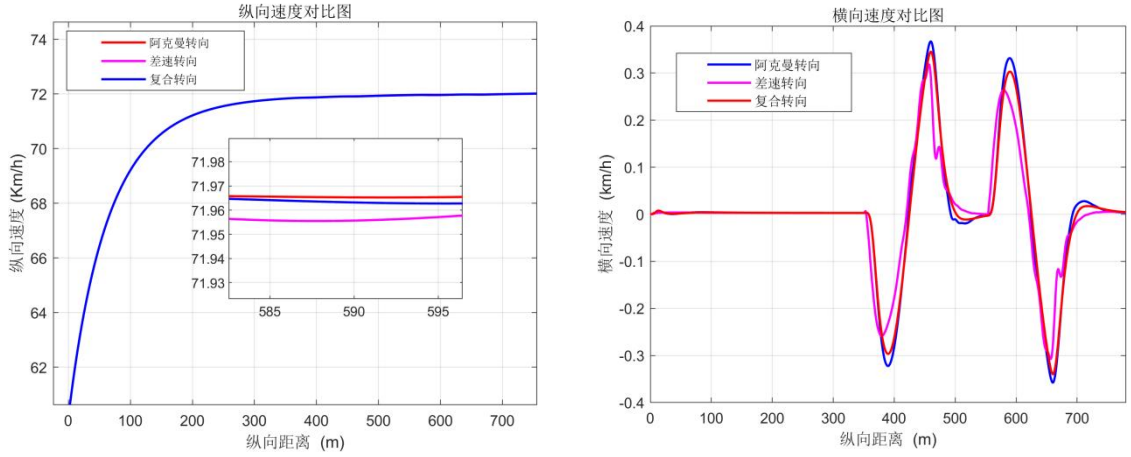


图 10　扭矩分配效果图

图 11 给出了三种转向模式下车辆纵向速度和侧向速度的变化。三种方案均能够在 PID 控制器作用下由初始车速 60 km/h 向目标车速 72 km/h 过渡，表明横摆控制作用没有破坏基本的纵向速度跟踪。阿克曼几何转向主要通过轮胎侧向力完成转向，对纵向驱动力分配影响较小；差速驱动转向需要持续调整左右轮转矩，速度曲线存在相对更明显的波动；复合转向在保持速度跟踪的同时，其纵向和侧向速度变化相对平滑。这与协调控制器避免长期单独依赖差速横摆作用的设计意图一致。

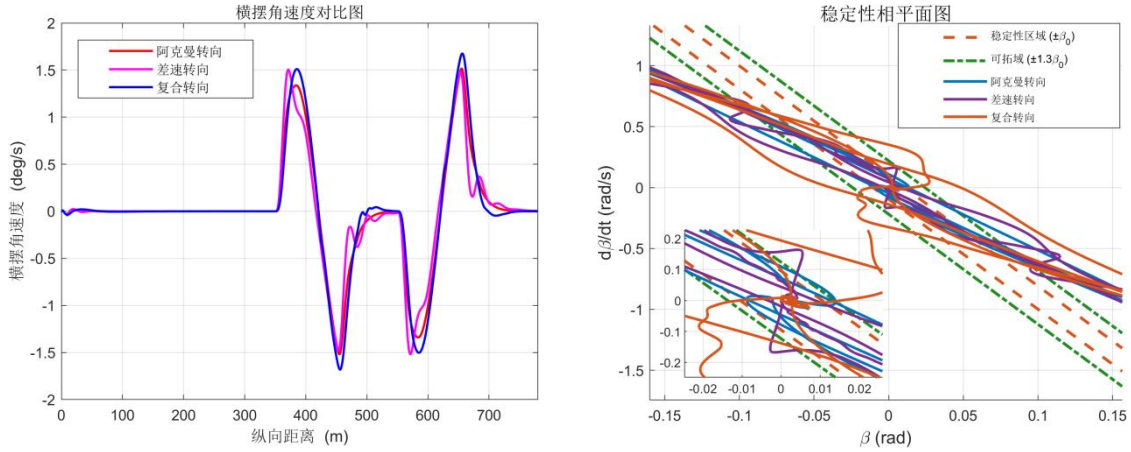


(a) 纵向速度对比图　　(b) 横向速度对比图

图 11　车速控制效果图

3.3 横摆响应与相平面轨迹

图 12(a)给出了三种转向方案下车辆横摆角速度的变化。差速驱动转向能够通过轮端转矩差直接建立横摆力矩，因此横摆响应较快，但曲线波动相对较大；阿克曼几何转向需要经过转向机构运动和轮胎侧向力建立过程，横摆角速度变化较平滑，但部分阶段的响应相对滞后。复合转向方案在稳定域内主要利用机械转向，在接近稳定边界时增加差速驱动作用，其横摆角速度幅值与差速驱动转向较为接近，同时曲线波动得到一定抑制，表现出较快响应与较平滑变化之间的折中。图 12(b)进一步给出了车辆质心侧偏角相平面轨迹，其中横轴为β，纵轴为$\dot{\beta}$，虚线为根据本文车辆模型和相轨迹拟合得到的稳定域边界。三种方案的状态轨迹均未持续向稳定域外发散，并最终向原点附近收敛，说明车辆在该双移线工况结束后能够恢复至侧偏角和侧偏角变化率较小的状态。相比之下，差速驱动转向和复合转向能够利用直接横摆力矩较快改变横向状态，轨迹向原点附近收敛的过程相对较快；阿克曼几何转向的收敛过程较为平缓。



(a) 横摆角速度对比图　　(b) 可拓控制相平面图

图 12　稳定性控制效果图

相平面原点对应$\beta = 0$、$\dot{\beta} = 0$，是本文控制系统的目标稳定平衡点。图 12 所示稳定域由当前车辆模型和设定参数确定，三种控制方案的相轨迹均处于边界内并最终收敛至原点附近，表明车辆在该双移线工况下保持横向稳定。

4 结论

本文提出一种基于可拓理论的多轴复合转向协同控制方法。该方法依据质心侧偏角相平面状态连续调整阿克曼几何转向与差速驱动转向的控制权重，并在保持总纵向驱动力不变的条件下完成八轮转矩协调分配，从而避免两种转向通道的刚性切换。在初始车速 60 km/h、目标车速 72 km/h、路

面附着系数 0.8 的双移线联合仿真中，复合转向方案能够完成参考路径跟踪，最大前轮转角由单一阿克曼几何转向的约 0.47° 降至约 0.39°，横摆角速度和速度响应较为平滑，相平面状态最终收敛至稳定平衡点附近。结果表明，所提方法在设定模型和工况下能够兼顾轨迹跟踪与横向稳定控制；其在低附着、参数摄动和执行器饱和条件下的性能仍需通过多工况试验验证。

参考文献：

[1] Termous H, Shraïm H, Talj R, et al. Coordinated control strategies for active steering, differential braking and active suspension for vehicle stability, handling and safety improvement[J]. Vehicle System Dynamics, 2019.

[2] [1]赵树恩,胡洪银,景东印.AFS/DYC 协调控制的分布式驱动电动汽车稳定性控制[J].华侨大学学报(自然科学版),2021,42(5):571-579.

[3] Zhao J, Wong P K, Ma X, et al. Chassis integrated control for active suspension, active front steering and direct yaw moment systems using hierarchical strategy[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(1): 72-103.

[4] 刘力,罗禹贡,江青云,等.基于广义预测理论的 AFS/DYC 底盘一体化控制[J].汽车工程,2011,33(1):52-55+46.

[5] 冯樱,江子旺,乔宝山,等.极限工况下 AFS 与 DYC 可拓协调控制[J].机械设计与制造,2024,(6):163-169.

[6] 张雷,徐同良,李嗣阳,等.全线控分布式驱动电动汽车底盘协同控制研究综述[J].机械工程学报,2023,59(20):261-280.

[7] 王玉麟,胡伟伟,孙晓强.复合工况下轮胎非线性力学特性的分段仿射辨识[J].汽车安全与节能学报,2022,13(1):70-77.

[8] 张志勇,金博文.分布式驱动电动汽车轨迹跟踪与横向稳定性协同控制[J].长沙理工大学学报(自然科学版),2023,20(6):159-169.

[9] 熊斯凯,吴湘柠,许恩永,等.分布式驱动电动车辆横向稳定性控制策略研究[J].现代制造工程,2025,(9):80-89+79.

[10] 余志生. 汽车理论[M]. 第 6 版. 北京: 机械工业出版社, 2018. ISBN:978-7-111-60239-2.

[11] Chen W, Liang X, Wang Q, et al. Extension coordinated control of four wheel independent drive electric vehicles by AFS and DYC[J]. Control engineering practice, 2020, 101: 104504.

[12] [1]陈无畏,孙晓文,汪洪波.汽车差动助力转向系统的可拓协调控制[J].中国科学:技术科学,2017,47(3):324-335.

[13] Smarandache F. Generalizations of the Distance and Dependent Function in Extenics to 2D, 3D, and nD, viXra. org[EB/OL].(2012)

特种车辆混合动力驱动系统动态稳定性分析及自适应虚拟电容控制的应用研究

陈星，代家旺，景彦霞

重庆文理学院 智能制造工程学院，重庆 402160

摘　要：针对特种车辆混合供电电驱系统在负载突变下易出现直流母线电压波动和稳定裕度下降的问题，建立包含发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线及恒功率负载的八阶平均状态空间模型，采用特征值法分析变换器电感、支撑电容和负载功率对系统小信号稳定性的影响。在此基础上，采用文献[3]的自适应虚拟电容控制方法，并结合本文系统进行仿真验证。结果表明，增大变换器电感和负载功率会降低系统稳定裕度，适当增大支撑电容有利于提高系统稳定性；引入自适应虚拟电容控制后，母线电压跌落幅度减小，暂态恢复性能得到改善。

关键词：特种车辆；混合动力驱动系统；小信号稳定性；恒功率负载；自适应虚拟电容控制

中图分类号：TJ8　　**文献标志码：**A

Dynamic Stability Analysis and Application Research of Adaptive Virtual Capacitance Control for Hybrid Electric Drive Systems of Special Vehicles

CHEN Xing, DAI Jia-wang, JING Yan-xia

School of Intelligent Manufacturing Engineering, Chongqing University of Arts and Sciences, Chongqing 402160, China

Abstract: To address DC bus voltage fluctuations and reduced stability margins of hybrid electric drive systems for special vehicles under load transients, an eighth-order averaged state-space model including an engine-generator set, a battery-side bidirectional DC/DC converter, a DC bus, and a constant-power load is established. Eigenvalue analysis is used to investigate the effects of converter inductance, supporting capacitance, and load power on system small-signal stability. The adaptive virtual capacitance control method proposed in Ref. [3] is adopted and evaluated on the eighth-order model of the special-vehicle hybrid electric drive system established in this paper. The results show that increasing converter inductance and load power reduces the stability margin, whereas an appropriate increase in supporting capacitance improves system stability. The adopted control method reduces DC bus voltage sag and improves transient recovery performance.

Keywords: special vehicle; hybrid electric drive system; small-signal stability; constant-power load; adaptive virtual capacitance control

1 引言

高机动特种车辆可以在没有任何道路的情况下自由穿行于山地、丘陵、沼泽、雪地越野环境，

广泛应用于国防装备、地质灾害救援与森林消防等任务，最大限度的保障国家和人民群众的生命财产安全。新时期特种作业任务的多样化需求，催生了以机电复合传动为基础的新一代高机动特种车辆。

相较于传统机械传动构型新型电驱特种车辆具有结构简单、功率高、节能等优点。整车集发电、储能、分配、控制于一体,构成了车辆综合微电网的源-网-荷系统。系统源侧由发动机-发电机-整流器、动力电池-双向 DC/DC 变换器、超级电容组成，负载侧由驱动器-驱动电机、车载用电器构成，采用直流共母线的方式构成。其具有以下特点：1）变流器种类多，系统非线性强。变流器绝缘栅双极型晶体管（IGBT）的高频通断使得系统呈现强非线性，容易出现发散、震颤、混沌和分岔等不稳定现象。2）系统容量小，具有“弱惯性”。车载电网只能工作在“离网”模式。负荷容量与电源容量具有可比性，其启动和卸载都会对系统的动态特性产生显著影响，使系统呈现出“弱惯性”。3）负载特性各异，电能质量要求高。车辆电气系统既包括驱动系统“负阻尼特性”负载，又包括为整车控制系统供电的“精电源”，还有种类多样的车载用电器，要求具有与负载特性相适应的驱动特性。4）车辆行驶状态多样，工况复杂多变，抗干扰能力弱。系统在负载扰动、启动、变速状态下，能量的瞬变使得母线压极易发生高频振荡，对电子元件造成冲击。

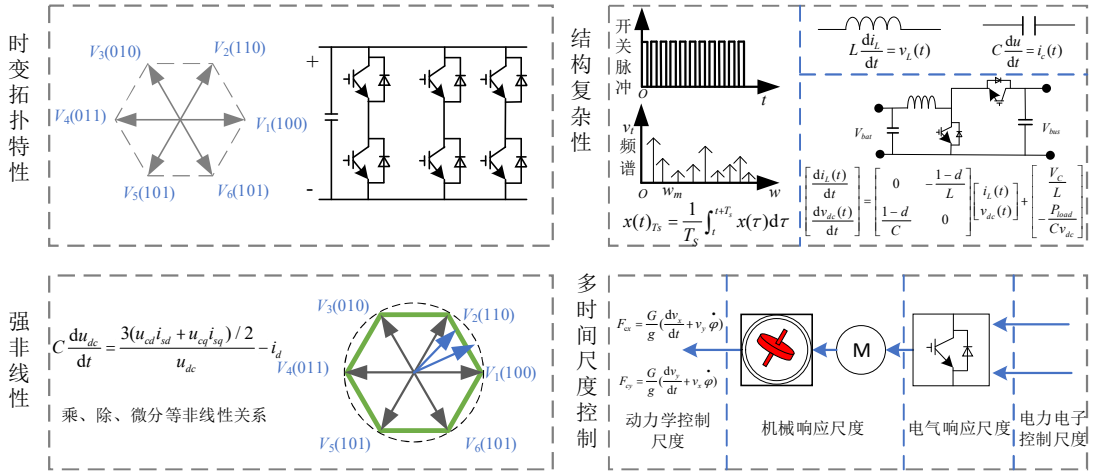


图 1　车载电驱系统特征图

车辆传动系统电气化后，发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线及电驱负载通过电力电子变换器相互连接，形成具有源-网-荷耦合特征的车载直流电驱系统。与传统电网相比，车载电驱系统容量较小、惯性较弱，且各变流器控制环节之间存在较强耦合。当驱动负载采用恒功率控制时，其在平衡点附近表现出负增量阻抗特性，会削弱系统阻尼，使直流母线电压更容易产生振荡，并降低系统的稳定裕度[1-3]。

在上述系统中，DC/DC 变换器电感决定电池侧电流的动态变化速度。电感过大可能导致电流响应变慢，并加剧控制环节之间的相位滞后；支撑电容能够在负载功率突变初期提供能量缓冲，其参数大小会影响直流母线的电压波动和系统阻尼；恒功率负载功率增大时，负增量阻抗效应增强，系统稳定裕度可能进一步下降。因此，变换器电感、支撑电容和负载功率是影响混合动力驱动系统小信号稳定性的重要因素，有必要通过特征值分析明确这些参数对系统稳定边界的影响规律[4-6]。

除参数变化外，特种车辆在加速、越障和负载切换过程中还会出现较大的功率突变。受发动机-发电机组机械惯性和控制响应速度限制，负载突变初期可能出现短时功率缺额，动力电池侧双向 DC/DC 变换器需快速调节输出电流以抑制直流母线电压跌落。常规电流控制的暂态支撑能力有限。针对该问题，李耀恒等[3]在电传动履带车辆 DC/DC 控制回路中引入了基于母线电压偏差及其变化特征的自适应虚拟电容控制方法，以改善母线电压暂态响应。考虑到轮式特种车辆混合供电电驱系统的拓扑结构、控制参数和负载特性与文献[3]的履带车辆系统不同，本文将该方法作为暂态电压控制方案，结合所建八阶平均状态空间模型，分析关键参数的稳定性影响规律，并评估该控制方法在

目标系统中的适用性。

基于上述分析，本文以特种车辆混合供电电驱系统为研究对象，建立包含发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线和恒功率负载的八阶平均状态空间模型；基于平衡点线性化模型，采用特征值法分析 DC/DC 变换器电感、支撑电容和恒功率负载功率对系统小信号稳定性的影响；最后，引入文献[3]的自适应虚拟电容控制方法，仿真评估其在负载扰动下对母线电压暂态性能的改善效果。

2 混合动力驱动系统的状态空间平均模型

2.1 特种车辆混合动力驱动系统总体结构与能量流

本文所研究的特种车辆电驱系统以直流共母线为架构，其构成主要包括发动机-发电机-PWM 整流系统、动力电池-双向 DC/DC 变换器、直流母线以及轮毂电机负载，系统结构简图如图 2 所示。

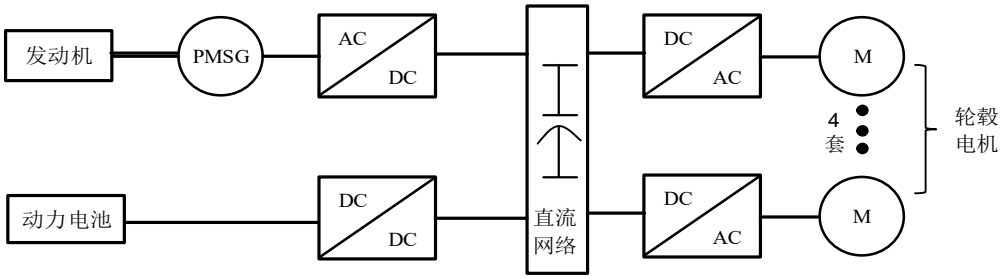


图 2　车辆电驱系统结构拓扑图

系统源侧主要由两部分组成，一是发动机-发电机-PWM 整流系统，二是动力电池-双向 DC/DC 变换器。发动机通过机械耦合方式带动永磁同步发电机进行发电，输出的交流电再经过 PWM 整流器转化为直流电后注入直流母线；动力电池通过双向 DC/DC 变换器与直流母线相连，可根据车辆的运行情况，实现能量的双向流动。

直流母线作为车辆电驱系统的能量汇集与分配中心，是车载电驱系统中连接各子系统的关键节点。其中负载侧主要由逆变器－轮毂电机系统构成，轮毂电机通过逆变器直接连接到直流母线上，以实现车辆驱动转矩的独立输出。与动力集中式驱动结构相比，该结构拥有传动链较短和功率分配更加灵活等特点，同时也能更加直观地表现为多负载并联的运行特点。

在车辆运行过程中，能量会在源侧与负载侧之间持续流动，而能量流动方式也会随着运行工况的变化而相应变化。在车辆正常运行时，轮毂电机依靠直流母线供电，电流通过逆变器变换后驱动电机进而带动车辆旋转，从而实现车辆行驶，直流母线能量可由发动机-发电机组提供，也可由动力电池提供。当车辆运行在混动工况时，能量由发动机-发电机与动力电池共同提供，发电机系统通过 PWM 整流器向直流母线输送电能，以满足车辆持续运行时的主要功率需求；当负载需求较高或者发动机暂态响应能力不足时，动力电池则向直流母线补充能量，以维持系统功率平衡。

直流母线在汇聚能量、分配能量与缓冲过程中扮演着关键角色，其电压波动情况能够直接反映出源侧供能与负载侧功率需求之间的匹配关系，因此直流母线是后续开展系统动态特性与稳定性分析的核心对象。

2.2 整体平均状态空间方程建立

当车辆运行在混动工况下，发动机-发电机组与动力电池共同为直流母线供电。发电机侧通过 AC/DC 变换器连接到母线上，动力电池侧则是经过双向 DC/DC 变换器接入母线，二者通过协同供能满足负载功率需求。当负载功率发生波动时，系统运行平衡点会发生偏移，从而对母线电压及各支路电流的动态响应和稳定状态产生影响。在该工况下，发电机侧的 AC/DC 变换器一般处于发电稳压控制模式，其主要目的是承担维持母线电压的稳定；动力电池侧双向 DC/DC 在功率上升阶段工作于 Boost 放电模式，主要目的是补偿发电机暂态响应不足或者负载突增所造成的功率缺额。

特种车辆电驱系统的小信号模型由电路微分方程和控制系统方程两部分组成，前者用于表征电

路特性，后者用于描述控制策略。以下将基于这两部分建立系统微分方程。

（1）电路微分方程

电路微分方程包括发电机侧 dq 坐标系下的电流方程、直流母线电压方程以及 DC/DC 变换器电感电流方程。根据系统拓扑结构，在 dq 坐标系下可得到电路微分方程如下：

$$\begin{cases} L_d\frac{di_d}{dt} = e_d - R_s i_d + \omega_e L_q i_q - v_d \\ L_q\frac{di_q}{dt} = e_q - R_s i_q - \omega_e L_d i_d - v_q \\ C_{dc}\frac{dv_{dc}}{dt} = \frac{3}{2}\left(i_d v_d + i_q v_q\right) - P_{load} \\ L\frac{di_L}{dt} = dV_c - v_{dc} \end{cases} \tag{1}$$

此时，状态变量包含i_d、i_q、v_{dc}、i_L,为 4 阶微分方程，描述了系统中电感、电容等储能元件的物理动态特性。

（2）控制系统方程

为实现发电机电流控制、直流母线电压稳定以及动力电池功率调节，系统采用多闭环 PI 控制结构，其控制系统方程如下。

$$\begin{cases} (v_{\mathrm{dc}}^* - v_{\mathrm{dc}})K_p + \int_0^T K_i\,(v_{\mathrm{dc}}^* - v_{\mathrm{dc}})dt = i_q^*, \\ Cv_{\mathrm{dc}}\frac{dv_{\mathrm{dc}}}{dt} = 3i_d e_d + 3i_q e_q - 3i_d L_d\frac{di_d}{dt} \\ -3i_q L_q\frac{di_q}{dt} - 3\omega(L_d - L_q)i_d i_q - P_{\mathrm{load}}, \\ i_d^* = 0. \end{cases} \tag{2}$$

动力电池-双向 DC/DC 变换器控制回路状态空间方程如公式（3）所示。

$$\begin{cases} x_8 = K_{i2}\int_0^T \left(\frac{P_{\mathrm{batt}}}{V_c} - i_L\right)dt, \\ d = x_8 + K_{p2}\left(\frac{P_{\mathrm{batt}}}{V_c} - i_L\right). \end{cases} \tag{3}$$

其中，P_{batt} 为车辆行驶过程中由动力电池-双向 DC/DC 所输出的功率。

综上所述，系统由 4 个电路状态变量与 4 个控制器状态变量构成，形成 8 阶非线性状态空间模型，为后续系统稳定性分析奠定基础。

选取系统的状态变量如式（4）所示

$$X = \left[i_d, i_q, x_3, x_4, x_5, v_{dc}, i_L, x_8\right]^T \tag{4}$$

其中，$x_3 = \int_0^T (i_d^* - i_d)\,K_{id}dt$，$x_4 = \int_0^T \left(i_q^* - i_q\right)K_{iq}dt$，$x_5 = K_i\int_0^T (v_{dc}^* - v_{dc})\,dt$，$x_8 = K_{i2}\int_0^T \left(\frac{P_{batt}}{V_c} - i_L\right)dt$

根据公式（1）~（4）可得出电驱系统整体平均状态空间方程：

$$\dot{X} = A_1 X + B_1 \tag{5}$$

其中，

$$A_1 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L_d}K_{pd} & 0 & \frac{1}{L_d} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{L_q}K_{pq} & 0 & \frac{1}{L_q} & \frac{1}{L_q}K_{pq} & -\frac{1}{L_q}K_{pq}K_p & 0 & 0 \\ -K_{id} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{iq} & 0 & 0 & K_{iq} & -K_{iq}K_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1-K_{p2}\frac{P_{batt}}{V_c}}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{i2} & 0 \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$B_1 = \left[0 \quad \frac{1}{L_q}K_{pq}K_p v_{dc}^* \quad 0 \quad K_{iq}K_p v_{dc}^* \quad K_i v_{dc}^* \quad f_1(X) \quad f_2(X) \quad K_{i2}\frac{P_{batt}}{v_C}\right]^T \tag{7}$$

其中，非线性项 $f_1(X)$ 与 $f_2(X)$ 的表达式如下：

$$\begin{aligned} f_1(X) = (&3x_2\omega_e\psi_f + 3K_{pd}x_1^2 - 3x_1x_3 - 3K_{pq}x_2^2\left[(v_{\mathrm{dc}}^* - x_6)K_p + x_5\right] + 3K_{pq}x_2^2 \\ &- 3x_2x_4 - 3(L_d - L_q)x_1x_2\omega_e + x_6x_8\left(1 - x_9 - K_{p2}\left(\frac{P_{\mathrm{batt}}}{V_c} - x_8\right)\right))/(Cx_6) - \frac{P_{\mathrm{load}}}{Cx_6}, \end{aligned} \tag{8}$$

$$f_2(X) = -\frac{1}{L}\left(-x_6x_9 + K_{p2}x_6x_8 - V_c\right) \tag{9}$$

所建立的状态空间模型为 8 阶非线性系统，系统状态变量之间存在明显的耦合关系，且模型中包含功率项及状态变量乘积项，反映了电力电子系统在恒功率负载作用下的非线性特征和弱阻尼特性[5-6]。该模型在平均状态空间意义下能够较好地表征特种车辆混合动力驱动系统在功率突变工况下的动态响应特性。

为了分析特种车辆电驱系统在加速工况下运行情况，使用特征值法对系统进行稳定性分析时，首先需要确定系统的平衡点。平衡点对应系统在稳态运行时各状态变量保持恒定的工作状态，是后续开展小信号线性化分析与暂态稳定性分析的基础，然后，需要在平衡点处对系统进行线性化处理。

本文以轮式装甲车辆加速工况为研究对象，在建模过程中将 4 个轮毂电机统一等效为直流母线侧恒功率负载。结合本文系统参数设定，取单个轮毂电机最大功率为 38 kW。

当系统处于稳态运行工况时，各状态变量不随时间变化，即满足：

$$\dot{x} = 0 \tag{10}$$

由公式（6）、（7）可知，令$\dot{x} = 0$, 求解出各状态变量平衡点为

$$\begin{cases} x_1^* = x_3^* = 0, \\ x_2^* = x_5^* = \frac{2(P_{\mathrm{load}} - P_{\mathrm{batt}})}{3\omega\psi_f}, \\ x_4^* = 0,\ x_6^* = v_{\mathrm{dc}}^*, \\ x_7^* = \frac{P_{\mathrm{batt}}}{V_c},\ x_8^* = 1 - \frac{V_c}{v_{\mathrm{dc}}^*}. \end{cases} \tag{11}$$

所求得的平衡点对应系统在给定功率负载和控制目标下的稳态运行状态。基于该平衡点，下一步将对系统进行线性化处理，以分析特种车辆电驱系统的小信号稳定性。

在稳态工作点处进行线性化处理时，为了便于分析特种车辆电驱系统在恒功率负载条件下的稳定性，需将各状态变量的平衡点平移至原点,令$\tilde{\mathrm{X}} = \mathrm{X} - \mathrm{X}^*$,其中,

$$\begin{cases} X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8]^{\mathrm{T}}, \\ \tilde{X} = [\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \tilde{x}_3, \tilde{x}_4, \tilde{x}_5, \tilde{x}_6, \tilde{x}_7, \tilde{x}_8]^{\mathrm{T}}, \\ X^* = [x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*, x_5^*, x_6^*, x_7^*, x_8^*]^{\mathrm{T}}. \end{cases} \tag{12}$$

为了分析特种车辆电驱系统在稳态运行点附近的动态特性，需要对平移后的状态空间模型在平衡点处进行泰勒展开。通过泰勒展开，可将系统非线性状态方程分解为线性项与高阶非线性项，其中一阶项反映系统在小扰动条件下的主导动态特性，高阶项描述系统在大扰动条件下的非线性影响。对恒功率负载进行泰勒展开，如公式（13）所示

$$\frac{P_{\mathrm{load}}}{\tilde{x}+x^*} = \frac{P_{\mathrm{load}}}{x^*} - \frac{P_{\mathrm{load}}}{x^{*2}}\tilde{x} + \frac{2P_{\mathrm{load}}}{x^{*3}}\tilde{x}^2 + o(\tilde{x}^3). \tag{13}$$

忽略二阶及以上高阶项后，可建立系统的小信号线性模型，进而用于研究系统在平衡点附近的局部稳定性。在保留部分非线性项时，则可进一步开展系统的大信号暂态稳定性分析。因此，通过在平衡点处对系统进行泰勒级数展开，可为稳定性分析提供理论依据，并由此推导出平衡点平移至原点后的状态空间表达式。

$$\dot{\tilde{X}} = A_2\tilde{X} + B_2 \tag{14}$$

式中，

$$A_2=\begin{bmatrix} -\frac{1}{L_d}K_{pd} & 0 & \frac{1}{L_d} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{L_q}K_{pq} & 0 & \frac{1}{L_q} & \frac{1}{L_q}K_{pq} & -\frac{1}{L_q}K_{pq}K_p & 0 & 0 \\ -K_{id} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{iq} & 0 & 0 & K_{iq} & -K_{iq}K_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_i & 0 & 0 \\ A_{61} & A_{62} & 0 & A_{64} & A_{65} & A_{66} & A_{67} & -\frac{P_{\text{batt}}}{CV_C} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{V_C}{Lv_{\text{dc}}^*} & -\frac{K_{p2}v_{\text{dc}}^*}{L} & \frac{v_{\text{dc}}^*}{L} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{i2} & 0 \end{bmatrix} \tag{15}$$

其中，$A_{61}=\frac{-(L_d-L_q)(P_{\text{load}}-P_{\text{batt}})}{\psi_f C v_{\text{dc}}^*}$，$A_{62}=\frac{\frac{3}{2}\omega_e\psi_f+K_{pq}\frac{(P_{\text{load}}-P_{\text{batt}})}{\omega_e\psi_f}}{C{v_{\text{dc}}^*}^2}$，$A_{64}=\frac{-(P_{\text{load}}-P_{\text{batt}})}{\omega_e\psi_f C v_{\text{dc}}^*}$，$A_{65}=\frac{-K_{pq}(P_{\text{load}}-P_{\text{batt}})}{\omega_e\psi_f C v_{\text{dc}}^*}$，$A_{66}=\frac{K_{pq}K_p(P_{\text{load}}-P_{\text{batt}})}{\omega_e\psi_f C v_{\text{dc}}^*}$，$A_{67}=\frac{K_{p2}\frac{P_{\text{batt}}}{V_C}+\frac{V_C}{v_{\text{dc}}^*}}{C}$

$$B_2=[0\ 0\ 0\ 0\ 0\ f_1(\tilde{X})\ f_2(\tilde{X})\ 0]^T \tag{16}$$

在 B_2 中 $f_1(\tilde{X})$、$f_2(\tilde{X})$ 表示二次项,其表达式如公式（17）、（18）所示

$$\begin{aligned} f_1(\tilde{X})=&-\frac{3\omega\psi_f\tilde{x}_2\tilde{x}_6-3K_{pq}x_5^*\tilde{x}_2\tilde{x}_6-3K_{pq}x_2^*\tilde{x}_5\tilde{x}_6+6K_{pq}x_2^*\tilde{x}_2\tilde{x}_6}{2Cv_{\text{dc}}^{*2}}-\frac{P_{\text{batt}}}{Cv_{\text{dc}}^{*3}}\tilde{x}_6^2 \\ &+\frac{3K_{pq}\tilde{x}_1^2-3\tilde{x}_1\tilde{x}_3-3K_{pq}\tilde{x}_2^2\tilde{x}_5+3K_{pq}\tilde{x}_2^2-3\tilde{x}_2\tilde{x}_4-3(L_d-L_q)\tilde{x}_1\tilde{x}_2\omega_e}{2Cv_{\text{dc}}^*} \\ &-\frac{3K_{pq}K_px_2^*\tilde{x}_6^2-3(L_d-L_q)\omega_ex_2^*\tilde{x}_1\tilde{x}_6}{2Cv_{\text{dc}}^{*2}}+\frac{1}{C}\left(-\tilde{x}_7\tilde{x}_8+K_{p2}\tilde{x}_7^2\right), \end{aligned} \tag{17}$$

$$f_2(\tilde{X})=-\frac{1}{L}\left(-\tilde{x}_6\tilde{x}_8+K_{p2}\tilde{x}_6\tilde{x}_8\right). \tag{18}$$

综上所述，基于平均状态空间建模方法，建立了特种车辆电驱系统状态空间模型，并求解了系统的稳态平衡点。通过对系统的平衡点进行平移，并在平衡点处对非线性系统的状态方程进行泰勒展开，可以得到系统在稳态运行点附近的小信号线性化模型。

线性化处理后的模型为自治线性系统，其状态矩阵由系统参数和控制参数共同决定，能够在一定程度上反映系统在小扰动条件下的主要动态特性。在线性化过程中，恒功率负载的负阻抗特性被等效引入系统状态矩阵，并作为影响系统稳定性的重要因素加以考虑。该模型主要适用于平衡点附近的小扰动分析，而当负载功率或直流母线电压出现较大变化时，系统非线性特征会明显增强，线性模型的适用性也会相应减弱。基于这一线性化模型，后续将进一步结合特征值分析方法，对特种车辆电驱系统在不同参数条件下的失稳机理进行研究。

2.3 混合动力工况下稳定性分析

在小信号稳定性分析过程中，状态空间方程中的二次项通常可忽略不计。根据 Lyapunov 第一法，矩阵A_2的特征值能够反映系统在关键参数变化过程中的稳定状态。

在忽略二阶及以上非线性项的情况下，线性化模型能够有效表征系统在小扰动条件下的主导动态特性。对于线性自治系统，其稳定性可通过系统状态矩阵的特征值分布进行判断。因此，本文将对所建立的小信号线性化模型进行特征值求解与分析，以评估特种车辆电驱系统在平衡点附近的稳定性情况。

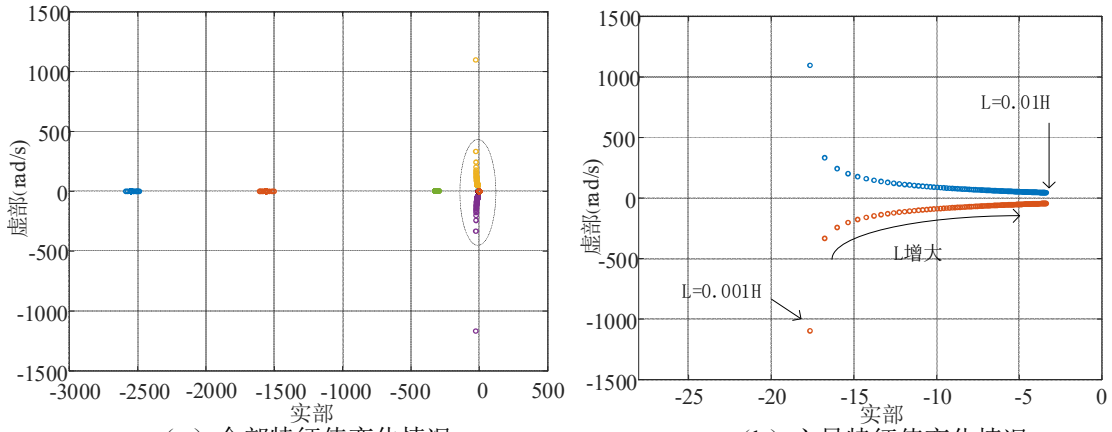
表 1　特种车辆电驱系统部分参数表

参数	数值	单位
动力电池电压 Vc/V	425	V
母线电压 Ubus/V	600	V
DC/DC 电感	1	mH
DC/DC 电容	1	mF

DC/DC 电压环比例系数 Kp1	5	—
DC/DC 电压环积分系数 Ki1	20	—
DC/DC 电流环比例系数 Kp2	0.0135	—
DC/DC 电流环积分系数 Ki2	0.09	—
发电机直轴电感 Ld	0.169	mH
发电机交轴电感 Lq	0.316	mH
支撑电容	10	mF
发电机电压环比例增益 Kp	0.3	—
发电机电压环积分增益 Ki	50	—

基于所建立的小信号模型，可以采用特征值法研究关键参数变化时系统特征值的演化轨迹，从而揭示其对系统稳定性的影响机理，为系统参数设计与优化提供理论支撑[4,6]。在车载电驱动系统中，影响系统稳定性的参数主要包括 DC/DC 变换器滤波电感、支撑电容和恒功率负载等参数，下文将通过对上述参数进行分析，探究系统的稳定性边界。

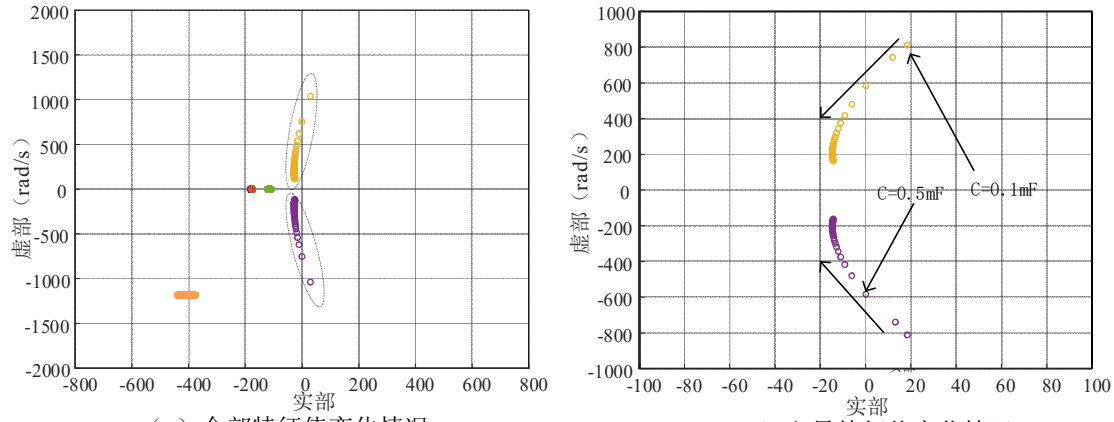
在混合动力工况下，设定系统负载功率为 P = 100 kW，将 DC/DC 变换器的电感参数从 0.001 H 逐渐增大到 0.01 H，然后通过雅可比矩阵求解出对应的特征值对系统的稳定性进行判断，图 3（b）给出了 DC/DC 变换器电感线圈逐渐增大时特征值的变化轨迹。



（a）全部特征值变化情况　　（b）主导特征值变化情况

图 3　电感 L 增大时特征值的变化轨迹

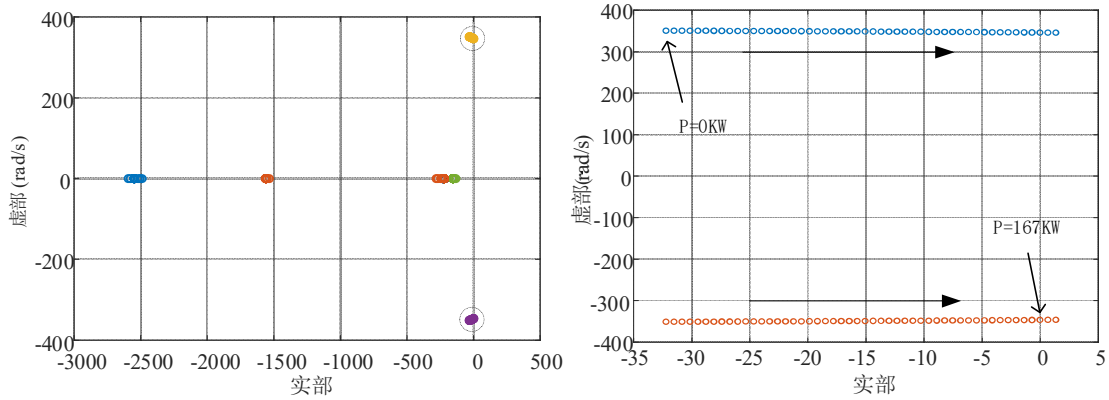
由图可知，随着电感值的逐渐增大，系统特征值整体呈现向右移动的趋势，但在 0~0.01 H 内仍始终位于复平面的左半平面，因此系统保持稳定状态。若电感 L 继续增大，特征值将进一步向右偏移，进入复平面的右半平面，从而导致系统失稳。



（a）全部特征值变化情况　　（b）主导特征值变化情况

图 4　支撑电容 C 增大时特征值的变化轨迹

设定系统负载功率为 P = 100 kW，将支撑电容从 0.1 mF 逐渐增大到 50 mF，其余参数选取表 1 中的值。图 4 展示了支撑电容增大时，系统特征值在复平面上的变化情况。图 4（a）中的虚线部分主要表示影响系统稳定性的特征值随参数变化的轨迹。随着支撑电容容值的不断增大，系统主导特征值逐渐向左半平面移动，其与虚轴之间的距离逐步增加，表明系统的稳定裕度有所提高。与此同时，主导特征值向左移动的幅度逐渐减小。由图 4（b）可知，当容值超过 0.5 mF 时，系统所有特征值均位于复平面左半部分。依据稳定性判据，此时系统处于渐近稳定状态，适当提高支撑电容有助于增强系统稳定性。



（a）全部特征值变化情况　　（b）主导特征值变化情况

图 5　负载功率增大时特征值的变化轨迹

由图 5（a）所示绘制出了在负载功率增大时所有特征值的变化情况，系统稳定性主要由一对共轭复数来决定，由图 5（b）所示，当负载功率增大时系统的特征值逐渐向右移动，当负载功率小于 167 kW 时，当前系统各特征值均位于复平面左半平面，因此系统处于稳定状态。但随着恒功率负载的增加，系统稳定裕度会随之下降，这主要是由于恒功率负载具有明显的负阻尼特性所致[5,7]。

3 电驱系统稳定性优化提升策略

3.1 动力电池侧变换器虚拟电容控制优化

针对动力电池侧变换器控制过程，本节采用文献[3]提出的自适应虚拟电容控制方法，并将其应用于本文所研究的特种车辆混合供电电驱系统。该方法根据直流母线电压偏差及其变化趋势调节虚拟电容值，以增强负载扰动初期的暂态支撑能力。本文重点分析该控制方法的基本原理，并通过仿真评估其在目标系统中的应用效果。

在特种车辆电驱系统中，动力电池通常借助 Boost/Buck 双向 DC/DC 变换器与直流母线实现连接，其拓扑结构已在前文中予以详细说明。针对直流电气系统负载扰动引发的母线电压波动问题，文献[3]提出了自适应虚拟电容控制方法，通过控制算法使变换器等效呈现虚拟电容储能特性，以提升系统暂态性能[3,8]，根据该控制原理并结合本文系统变量定义，重新绘制虚拟电容控制示意图，如图 6 所示。本文在保持该控制方法基本结构的基础上，结合本文系统参数和负载工况进行仿真验证。

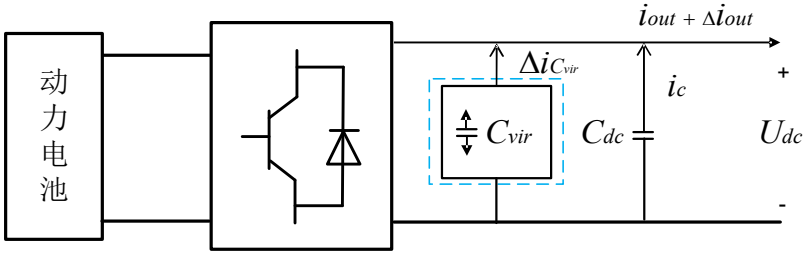


图 6　DC/DC 变换器虚拟电容控制（根据文献 [3]改绘）

当特种车辆电驱系统发生载荷扰动时，可通过调节动力电池输出电流来优化直流母线电压的动态响应。此时，动力电池-DC/DC 变换器输出电流和母线电流之间存在以下关系：

$$i_{out} = i_{in} + i_c \tag{19}$$

式中：i_{in}为动力电池的输出电流；i_{out}为输出到直流母线上的电流；i_c为直流母线连接电容的电流。当系统处于稳定运行状态时，$i_c = 0$，$i_{out} = i_{in}$。当系统发生扰动时，输出电流也会随之产生变化，其变化量记为Δi_{out}，为了进一步优化直流电压的动态响应，本文中引入虚拟电容C_{vir}。此时，变换器直流电容两侧的电流关系可表示为：

$$i_{\mathrm{out}} + \Delta i_{\mathrm{out}} - i_{\mathrm{in}} = i_c + \Delta i_{C_{\mathrm{vir}}} = (C_{\mathrm{dc}} + C_{\mathrm{vir}})\frac{dU_{\mathrm{dc}}}{dt} \tag{20}$$

式中：C_{dc}为母线连接的电容值；C_{vir}为虚拟电容容值；$\Delta i_{C_{vir}}$为虚拟电容控制所对应的电流调整量。由公式（20）可知，在直流电流的变化量Δi_{out}保持不变的条件下，虚拟电容的引入将使直流电压的变化率随之减小。同时，通过调节虚拟电容的取值，能够对直流母线电压的动态响应实现有效调整。图 7 为添加虚拟电容控制环节之后的控制结构框图，根据文献[3]改绘。虚拟电容电流$\Delta i_{C_{vir}}$的表达式为：

$$\Delta i_{C_{\mathrm{vir}}} = C_{\mathrm{vir}}\frac{du_{\mathrm{dc}}}{dt} = C_{\mathrm{vir}}\frac{u_{\mathrm{dc}}(k) - u_{\mathrm{dc}}(k-1)}{T_s} \tag{21}$$

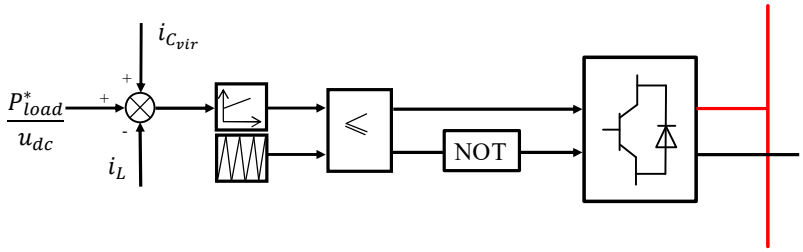


图 7　虚拟电容控制框图（根据文献 [3]改绘）

式中：$u_{dc}(k)$为此时刻直流母线电压值；$u_{dc}(k-1)$是上一时刻直流母线电压值；T_s为电力电子系统控制执行时间。

在实际控制过程中，执行时间通常为固定值，因此可以将虚拟电容值与执行时间的比值视为一个常数变量，记作C^*_{vir}。考虑到电力电子系统的执行时间短、中断频率高，若直接采用上述表达式，可能引发较为频繁的电流波动。因此，本文进一步将分子部分调整为直流侧额定电压与当前电压之间的差值。从而虚拟电容支路电流可表示为：

$$\Delta i_{C_{\mathrm{vir}}} = C_{\mathrm{vir}}\frac{u_{\mathrm{dc}}(k) - u_{\mathrm{dc}}(k-1)}{T_s} \approx C^*_{\mathrm{vir}}(u^*_{\mathrm{dc}} - u_{\mathrm{dc}}) \tag{22}$$

由上式可见，当系统受到的负载扰动增大时，直流电压u_{dc}会下降，此时，虚拟电容的支路电流也将增大，从而提升向直流侧的放电电流，用来满足负载所需的功率需求；反之，当负载突然减小时，直流电压升高，虚拟电容支路电流相应减小，直流侧放电电流也随之减小。

虚拟电容的引入可以提高系统的惯性支撑能力。在负载突变的初期，母线电压波动比较剧烈，系统通常需要较大的电流参与调节，用来减缓母线电压跌落或者抬升的趋势。随着直流母线电压逐步恢复稳定，系统对虚拟电容动态支撑的需求也会随之下降，此时较小的支路电流就可以维持系统的稳定运行，并有助于缩短暂态调整时间。因此，虚拟电容的容值应当根据电压动态变化情况做自适应调整，以满足系统在不同运行阶段下的调节需求。

$$C_{\mathrm{vir}} = C_0 + C_{\mathrm{B}}(u_{\mathrm{dc}} - \hat{u}_{\mathrm{dc}})\frac{du_{\mathrm{dc}}}{dt} \tag{23}$$

式中：C_0为虚拟电容的初始值和稳态值；C_B为系统调节系数。

当系统受到扰动时，扰动初期会经历一段短时间的衰减振荡过程，如图 8 所示。在该控制方法下，在 o-a 阶段，$u_{dc} - u^*_{dc} > 0$，同时 $du_{dc}/dt > 0$.，此时虚拟电容容值增大，系统惯性增强，有助

于抑制电压偏离参考值。在 a-b 阶段，$u_{dc}-u_{dc}^{*}>0$，$du_{dc}/dt<0$，虚拟电容容值减小，系统惯性减弱，从而有利于缩短电压恢复至稳态值所需的时间。其余阶段的响应规律与此类似。通过引入上述参数惯量调节机制，虚拟电容的取值能够随电压变化趋势动态响应，各阶段对应的状态分析如表 2 所示。

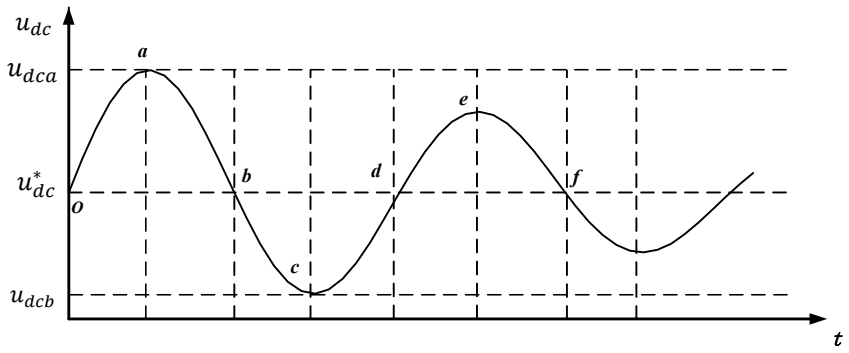


图 8　母线电压波动情况

表 2　不同电压变化趋势下状态分析

阶段	电压变化情况	电压变化率符号	虚拟电容变化情况
o-a	正向增加	正	增大
a-b	正向减少	负	降低
b-c	负向减少	负	增大
c-d	负向增加	正	降低

与虚拟电容支路电流类似，虚拟电容容值的表达式可表示为:

$$C_{\mathrm{vir}}=C_{0}+C_{\mathrm{B}}(u_{\mathrm{dc}}-u_{\mathrm{dc}}^{*})\mathrm{sign}[u_{\mathrm{dc}}(k)-u_{\mathrm{dc}}(k-1)] \tag{24}$$

本节讨论了将文献[3]中的自适应虚拟电容控制方法应用于动力电池侧变换器的实现方式。该方法根据母线电压偏差及其变化趋势调节虚拟电容值，在扰动初期增强等效惯性支撑，在电压恢复阶段减弱支撑作用。仿真结果表明，该方法能够减小负载突变引起的母线电压跌落幅度，并改善暂态恢复性能。需要指出的是，本文主要研究该方法在特种车辆混合供电电驱系统中的应用效果，控制规律本身参考文献[3]。

3.2 控制优化策略验证

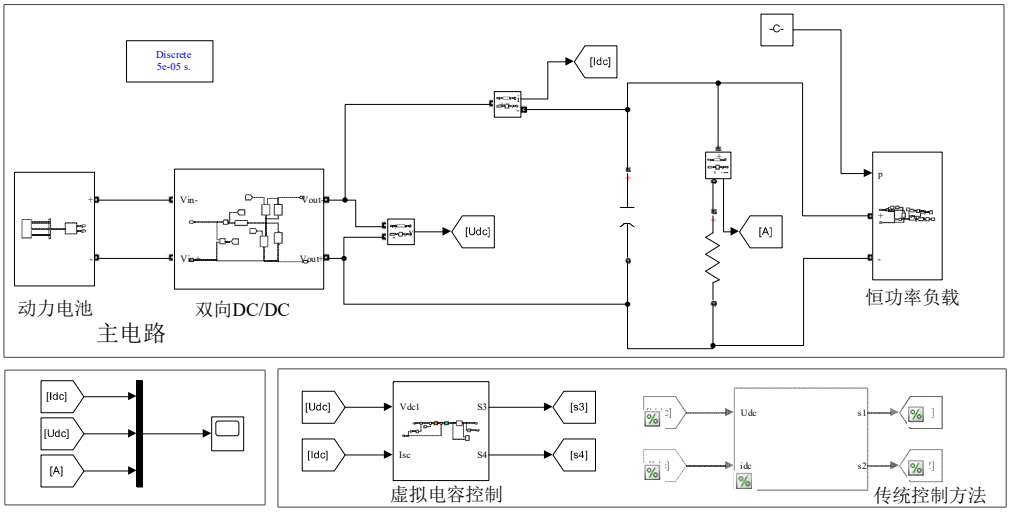


图 9　虚拟电容优化验证模型

为验证在动力电池与 DC/DC 变换器侧引入虚拟电容控制的优化效果，单独对该侧施加前述控制策略。在 Matlab/Simulink 环境中搭建如图 9 所示的仿真模型，通过在控制回路中加入虚拟电容支路，对其改善效果进行验证，相应电压波动范围如图 10 所示。

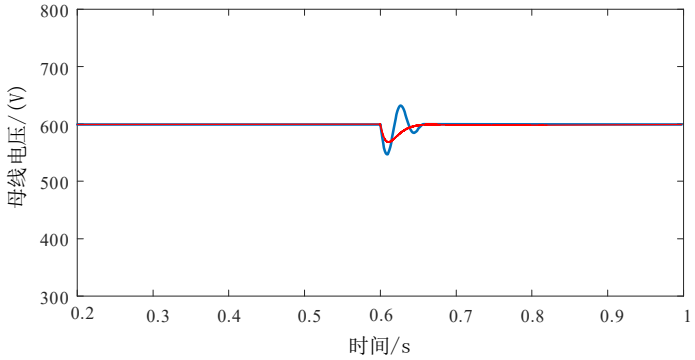


图 10　对 DC/DC 动力电池施加优化提升策略前后的电压变化情况

在控制环节中加入虚拟电容控制支路后，母线电压波动的最低值由 540V 提高至 572V，同时电压波动的持续时间也显著缩短，表明系统电压波动状况获得明显改善。相应阶段中，双向 DC/DC 变换器输出电流的变化情况如图 11 所示。

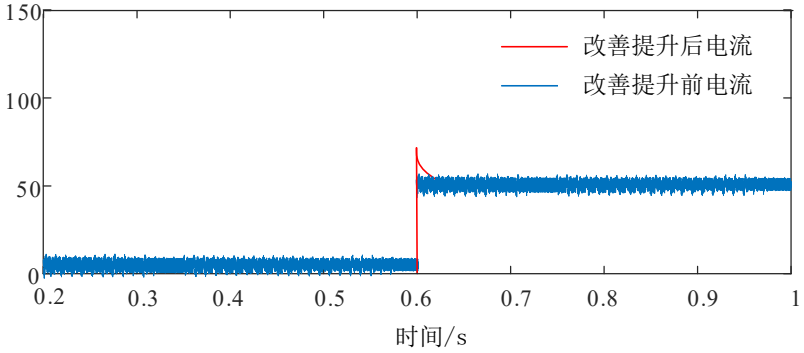


图 11　改善前后双向 DC/DC 的输出电流

在发生负载突变时，系统借助虚拟电容环节向直流侧提供补偿电流$\Delta i_{C_{vir}}$，其电流峰值升高到 75 A，从而使系统能够更快响应直流侧负载功率的变化。之后，随着直流侧电压逐渐减小并趋于稳定，$\Delta i_{C_{vir}}$也逐渐减小并且恢复到稳定状态。

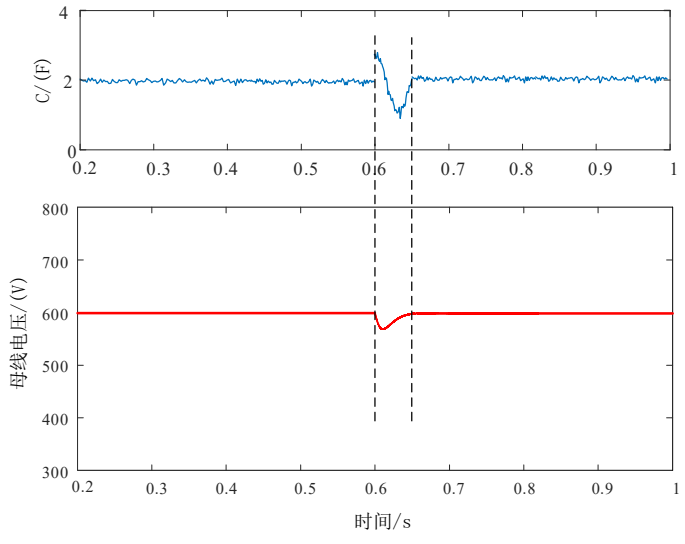


图 12　虚拟电容自适应变化波形

由图 12 可知，在扰动作用下，直流母线电压于暂态初期出现短时跌落。针对该过程，在电压变化前期通过增大虚拟电容容值，提高系统的等效储能能力，以减缓母线电压突变、抑制电压波动幅值；而在电压变化后期，为提高系统恢复速度、缩短调节时间，进一步减小虚拟电容容值，使母线电压能够更快恢复至稳态波动区间。该种虚拟电容控制方式兼顾了暂态支撑性能与动态响应速度，从而改善了系统整体电压调节效果。

4 总结

本文针对特种车辆混合动力驱动系统在负载突变工况下易发生直流母线电压波动的问题，建立了包含发动机-发电机组、动力电池双向 DC/DC 变换器、直流母线和恒功率负载的八阶平均状态空间模型，并采用特征值法分析了 DC/DC 变换器电感、支撑电容和负载功率对系统小信号稳定性的影响。结果表明，增大 DC/DC 电感会使系统特征值向右移动，适当增大支撑电容有利于提高系统稳定裕度，而恒功率负载功率增大将增强其负增量阻抗效应，降低系统稳定性。在完成系统小信号稳定性分析的基础上，将文献 [3] 提出的自适应虚拟电容控制方法引入本文所建立的特种车辆混合动力电驱系统，应用于动力电池侧双向 DC/DC 变换器。仿真结果表明，在相同负载扰动工况下，采用该控制方法后直流母线电压最低值由 540 V 提高至 572 V，电压跌落幅度明显减小，说明文献[3]所述控制方法在本文特种车辆混合供电电驱系统中具有一定的暂态电压改善效果。

参考文献：

[1] KREIN P T, BASS R M. Types of instability encountered in simple power electronic circuits: unboundedness, chattering, and chaos[C]//Fifth Annual Proceedings on Applied Power Electronics Conference & Exposition. Los Angeles, CA, USA: IEEE, 1990: 366-382.

[2] 盖江涛, 李耀恒, 帅志斌. 电传动履带车辆电气系统暂态稳定性分析[J]. 中国科学: 技术科学, 2023, 53(9): 1507-1521.

[3] 李耀恒, 盖江涛, 张楠, 等. 电传动履带车辆电气系统稳定性分析及优化提升策略[J]. 兵工学报, 2024, 45(10): 3397-3414.

[4] 高强, 廖自力, 袁东, 等. 车载综合电力系统关键参数对系统稳定性的影响[J]. 兵工学报, 2020, 41(9): 1727-1735.

[5] MIDDLEBROOK R D. Input filter considerations in design and application of switching regulators[C]//Proceedings of the IEEE Industry Applications Society Annual Meeting. Chicago, IL, USA: IEEE, 1976: 366-382.

[6] WU M, LU D C. A novel stabilization method of LC input filter with constant power loads without load performance compromise in DC microgrids[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(7): 4552-4562.

[7] SUDHOFF S D, GLOVER S F, LAMM P T, et al. Admittance space stability analysis of power electronic systems[J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2002, 36(3): 965-973.

[8] VESTI S, SUNTIO T, OLIVER J A, et al. Impedance-based stability and transient-performance assessment applying maximum peak criteria[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2013, 28(5): 2099-2104.

[9] 高强, 袁东, 刘春光, 等. 车载综合电力系统大信号失稳预测[J]. 兵器装备工程学报, 2020, 41(12): 143-148.

新一代 AI 驱动的智能越野平台

王旭飞，罗清华

重庆赛力斯凤凰智创科技有限公司

摘　要：本文针对传统硬派越野在能耗、舒适、智能化方面与电动化智能化趋势的结构性矛盾，对比了增程分布式驱动、P2 插电混动、解耦插电混动三条新能源越野路线，提出新一代平台五大核心技术：AI 大模型驱动智能越野控制、越野专用电子电气架构、原生车身与轻量化、线控底盘融合控制、宽温域热管理。同时，本文构建了专用越野底盘、两档分布式电驱与 AI 智能控制的高端智能越野底盘平台方案。该平台具备高拓展、高性能、高智能的技术特征，可覆盖越野 SUV、越野皮卡、性能 MPV 产品矩阵。新一代越野车正由机械主导的被动越野向机电耦合协同、物理 AI 平台自主决策的主动越野模式演进。

关键词：新能源；越野平台；线控底盘；智能越野

1 研究背景与意义

1.1 研究背景

1.1.1 越野车市场格局加速重构

越野车自诞生之初即为复杂地形环境设计。奔驰 G 级、Jeep 牧马人、丰田普拉多、路虎卫士等经典车型，以非承载式车身、差速锁、低速四驱等技术构建了完整的硬派越野体系，长期主导全球市场并沉淀了深厚的越野文化。

近年来，中国越野车市场出现两大结构性变化。其一，市场由专业小众向大众化扩展，"露营经济"与户外生活方式兴起，显著扩大了潜在用户群体；其二，市场主导权由进口品牌转向自主品牌。2025 年硬派越野车型销量数据显示，方程豹豹 5 全年零售 54,552 辆，坦克 300 为 48,879 辆，销量前十中自主品牌占据七席。市场规模扩大与竞争格局重塑，使越野车成为当前汽车产业变革最活跃的细分市场。

1.1.2 传统越野车的核心价值与固有矛盾

传统硬派越野车的核心价值主要体现在三方面：极限工况下的通过能力、复杂环境中的机械可靠性与耐久性，以及作为自由探索精神载体的文化属性。非承载式车身与分时/全时四驱系统使其能够应对沙漠、泥泞、岩石、涉水等恶劣路况；结构简单、经久耐用的机械设计形成了长期稳定的使用口碑；"方盒子"造型与改装文化则提供了鲜明的个性化表达空间。

与之相伴的是日益突出的固有矛盾。能耗方面，发动机低速能效低，城市工况油耗普遍达 12～20 L/100 km，与全球减碳趋势及排放法规直接冲突；舒适性方面，非承载式车身重心高，悬架软，操控性、NVH 与乘坐舒适性一半，难以兼顾日常通勤；智能化方面，车机、辅助驾驶等配置落后于主流乘用车，与年轻用户的期待存在落差；此外，油费、维护与大排量税费推高使用成本，分时四驱切换、差速锁启闭等操作依赖专业经验，抬高了普通用户的使用门槛。

1.1.3 用户需求与政策法规的双重驱动

越野消费群体正由专业玩家向大众用户扩展，个人用户占比持续上升。其需求呈现三个特征：一是全场景用车，"城市通勤+周末越野+户外露营"要求车辆兼顾经济性、舒适性与越野能力；二是智能化要求提升，对智能座舱、高阶辅助驾驶、OTA 升级提出更高期待；三是成本与功能并重，关注低能耗成本与 V2L 对外放电等户外功能，同时将电池安全视为核心关切。

政策层面，双积分政策将企业平均燃料消耗量与新能源积分并行考核，2025 年国内乘用车企业 WLTC 工况平均油耗实际值已降至 3.38 L/100 km，高油耗燃油越野车面临持续加大的负积分压力。叠加国六 b 排放标准全面实施、碳达峰与碳中和目标、新能源汽车购置税减免政策，以及海外市场

日趋严格的排放法规，燃油越野车的合规成本不断上升，电动化转型的约束条件逐步收紧。[1]

综上分析，新能源电驱越野成为未来越野车的发展方向，电动化平台能够系统性满足用户对智能化、低能耗与全场景用车的需求；政策层面，双碳目标与双积分制度对燃油越野车形成刚性约束；市场层面，新能源车型销量领先与国际品牌相继推出混动越野车型，国内外趋势相互印证。新能源电驱越野已成为未来越野车发展方向。

2 传统燃油越野平台与技术瓶颈

2.1 传统平台典型架构

主流方案：非承载式车身、纵置燃油发动机、机械分动箱、机械式差速锁、整体桥悬架。

优势：机械结构稳定、整车重量轻、极限工况可靠性高、维修便捷。

2.2 核心技术瓶颈

能耗短板：城市通勤油耗高，难以满足新版能耗法规要求。

控制上限低：机械结构连接无法实现四轮独立矢量控制，控制上限低。

高海拔动力衰退：进气含氧量下降，功率和扭矩明显衰减。

内燃机爆发能力弱：扭矩输出依赖转速和进气量，一定转速下才能爆发最大扭矩。

智能化拓展性差：传统越野车电气架构多为分布式，12/48V 供电，线束复杂，算力分散难以拓展创新功能。

3 新能源越野平台路线对比

3.1 增程分布式驱动越野平台

代表车型：仰望 U8

架构：非承载式车身、四轮独立电机驱动、增程补能系统。

优势：支持扭矩矢量控制，具备原地掉头、应急浮水等功能，动态操控能力强。

短板：车较重导致大软质路面易陷车、亏电动力衰减。

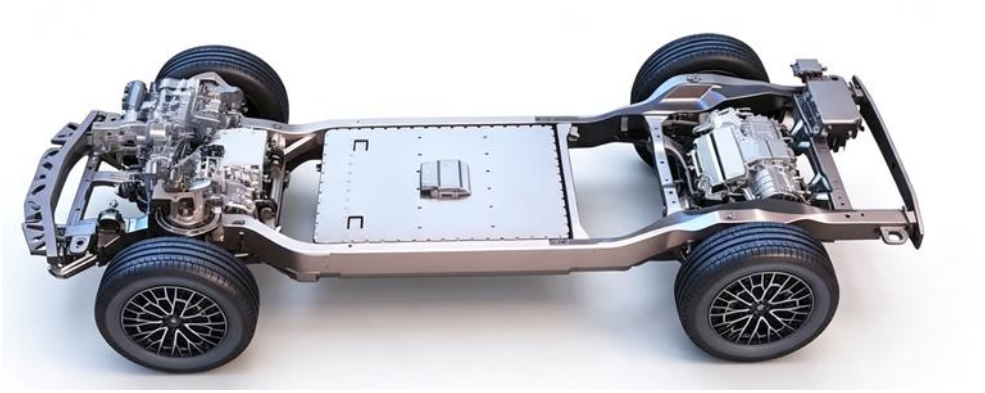


图 3.1.1　增程分布式四驱越野底盘示意

3.2 P2 插电式混动越野平台

代表车型：坦克 400Hi4-T

架构：变速箱前部增加 P2 电机，发动机可直驱，也可油电双驱，保留传统越野车的机械四驱结构。

优势：亏电发动机可直驱动力衰减小、更易实现轻量化。

短板：爆发能力相对弱、智能化拓展性不够灵活。

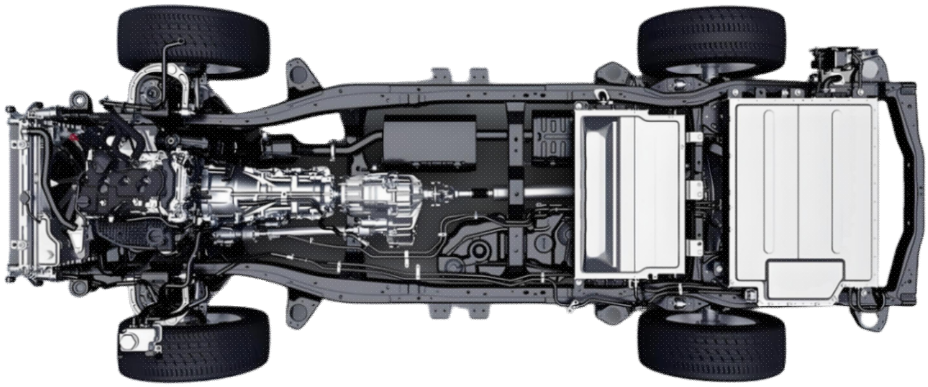


图 3.2.1　机械四驱插混越野底盘示意

3.3 解耦插电式混动越野平台

代表车型：方程豹豹 5、坦克 500Hi4-Z

架构：以电机驱动为主，发动机可直驱，前后轴解耦。

优势：公路和沙漠越野动力强，质心低抗侧翻能力强。

短板：易出现横摆控制、亏电动力衰减等。[2]

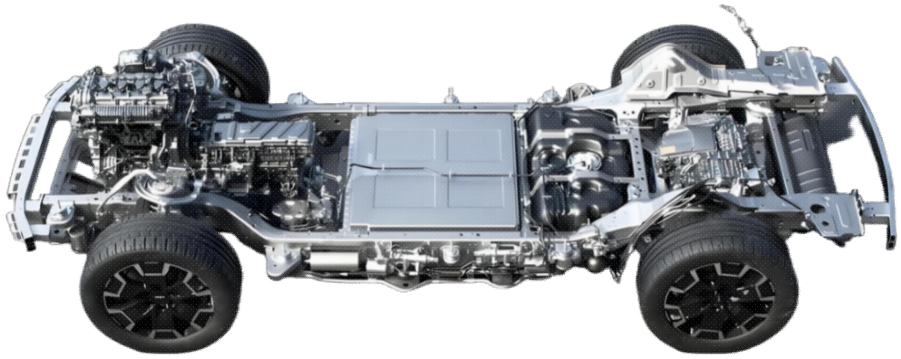


图 3.3.1　解耦四驱插混越野底盘示意

4 新一代越野平台核心关键技术

基于目前主流越野平台的优劣势分析，新一代越野平台应围绕五大核心关键技术展开：AI 大模型驱动的智能越野控制、越野专用电子电气架构、原生车身与轻量化技术、线控底盘及融合控制技术、宽温域热管理技术。

4.1 AI 大模型驱动的智能越野控制

越野环境具有高度非结构化特征，道路边界模糊、地形物理属性连续多变，传统"感知-规划-决策-执行"逐级串联的模块化架构在此面临结构性瓶颈——感知输出难以表达地形连续属性，各模块独立优化导致误差累积，规控算法难以覆盖轮胎-地面接触的非线性极端区域。以世界模型为代表的 AI 大模型技术为上述问题提供了新的解决路径：通过大规模无监督学习构建环境内生表征，使系统能够在内部模拟中进行时序动态预测与推理规划，与越野驾驶中地形变化预判、车辆碾压后地形演化及悬架-车身耦合约束的需求高度契合，构成 AI 大模型驱动越野智能架构的核心价值基点。

AI 大模型的引入要求对整车智能化架构进行系统性重构。在越野平台中央计算-区域控制电子电气架构基础上，形成感知层、决策规划层、执行层与数据闭环层四层协同的智能体系。



图 4.1　AI 大模型驱动的整车架构

感知层采用多模态融合方案，将激光雷达点云、环视图像、4D 毫米波雷达点迹及 IMU 数据统一输入基于 Transformer 架构的感知大模型，通过注意力机制实现异源传感器在特征空间的对齐与融合，直接输出地形语义分割图、可通行概率栅格及关键几何参数。

决策规划层由世界模型与规划大模型协同构成。世界模型接收感知层输出的环境状态编码，结合车辆运动参数，预测未来 3~5 秒内地形状态序列与车身姿态变化轨迹。规划大模型在此基础进行行为决策与路径生成，通过海量越野驾驶数据训练，使模型具备在复杂地形中权衡速度、稳定性与通过性的高阶决策能力。执行层将规划输出解析为驱动扭矩、制动力、转向角及悬架阻尼等指令，通过线控底盘域控制器执行。

数据闭环层是实现持续进化的关键机制。车端基于模型不确定性自动识别高价值场景并触发脱敏上传；云端构建联合训练集，支撑大模型周期性重训练与版本迭代，最终通过 OTA 回馈车端，形成完整进化循环。

4.2 越野专用电子电气架构

电子电气架构是新一代越野平台的技术底座。由分布式架构向中央超算+区域控制架构升级，为线控底盘协同控制、智能驾驶感知计算、AI 大模型端侧推理等提供充足的算力与通信带宽支撑，同时具备持续 OTA 升级能力，支持越野策略、底盘控制算法及智能驾驶模型的持续迭代，实现硬件可拓展、功能可持续进化。

越野专用电子电气架构与通用乘用车架构存在三方面核心差异：一是需要支持低速大扭矩工况下的实时底盘控制指令下发与反馈，通信时延要求更为严苛；二是需要接入车身姿态传感器、水深传感器、底盘倾角传感器等越野专用传感器，对区域控制器的接口数量与类型提出更高要求；三是越野场景常处于无网络覆盖区域，要求车端具备完整的离线决策能力，不能依赖云端实时计算。

中央超算平台集成 AI 域，支持端侧轻量化大模型推理，为 AI 大模型架构提供硬件基础。架构设计采用车云协同框架：车端完成实时感知与决策，同时将脱敏数据回传云端；云端承担大模型训练与仿真验证，通过 OTA 更新车端策略。此外，统一架构为未来 L4 级越野自动驾驶和群体智能多车编队预留了充足的算力和通信冗余。

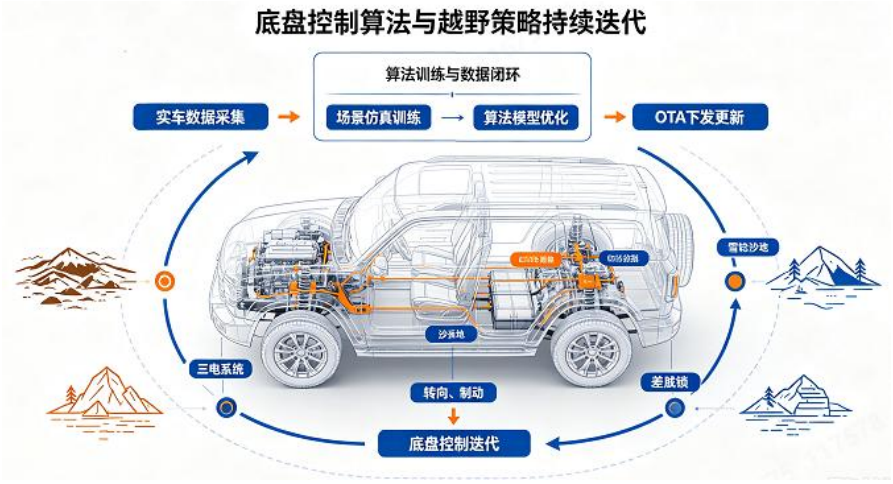


图 4.2　越野专用电子电气架构

4.3 原生车身与轻量化技术

车身结构是越野平台的物理载体，需要在高强度越野工况与新能源动力系统集成之间取得平衡。主流方案采用 CTC 电池底盘一体化与高强度非承载大梁，兼顾托底防护与车身扭转刚度。需要注意的是，CTC 技术通常应用于承载式车身，与非承载式车身（大梁结构）的集成在工程上仍存在挑战，目前部分厂商采用折中方案——将电池包嵌入大梁框架内并采用 CTP（Cell to Pack）技术实现类似效果，严格意义上的 CTC+非承载大梁一体化方案仍处于探索阶段。

在 GB 36980.1-2025《电动汽车能量消耗量限值 第 1 部分：乘用车》（2026 年 1 月 1 日起实施）法规约束下，轻量化成为硬性需求。该标准适用于最大设计总质量不超过 3500kg 的 M1 类纯电动汽车，对超限越野车型不直接适用，但行业趋势表明能耗管控将逐步扩展至更广泛车型。高强度热成型钢、铝合金、复合材料混合应用，通过结构优化控制整车整备质量，破解"电池增重—电耗超标"恶性循环。同时，AI 健康监测系统通过应变传感器实时评估车架疲劳状态，预测结构性损伤，为主动安全预警提供依据。

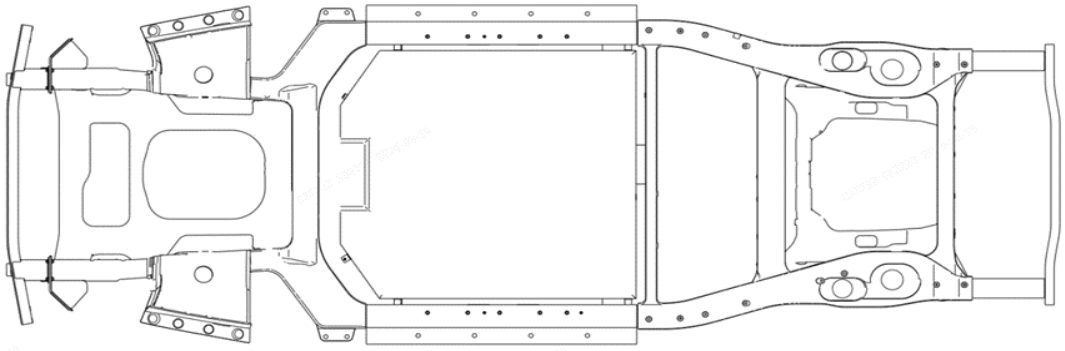


图 4.3　钢铝混合车架

表 4.1　车架性能参数（参考）

类别	指标	本品	竞品
模态	一阶扭转（Hz）	24.1 (+25%)	19.28
	一阶弯曲（Hz）	24.3 (+18%)	20.47
刚度	弯曲刚度（N/mm）	2677 (+75%)	1524
	扭转刚度（N·m/deg）	6800 (+50%)	4541
重量	车架（kg）	200.9 (-46kg)	247.2

4.4 线控底盘与融合控制技术

在电子电气架构提供算力与通信支撑、车身结构提供可靠物理载体的基础上，线控底盘构成越野平台的执行层核心。前轮线控转向、后轮转向、线控制动及主动液压悬架已逐步成为高端越野平台的典型执行层硬件配置。基于中央域控制器，可构建驱动、制动、转向与悬架系统的 XYZ 多维度协同控制架构，突破传统分布式 ECU 独立控制局限，根据地形条件动态调节车轮扭矩、制动力与悬架行程，从而在越野通过性与公路驾乘舒适性之间实现综合优化，并为高阶智能越野提供硬件执行基础。

进一步结合 AI 算法，部署模型预测控制（MPC）与神经网络补偿算法，可在线拟合轮胎非线性特性，预测车身姿态变化，并提前生成多系统协同控制指令，使底盘控制由被动响应向主动预判转变。同时，通过对用户驾驶行为进行建模，可实现底盘运动特性的自适应调校，满足不同驾驶风格下的个性化操控需求。[3]

4.5 宽温域热管理技术

热管理系统为上述电子电气架构、车身电池系统及底盘动力系统提供全工况运行保障。越野车需要面对高原、极寒、高温、持续低速大负荷工况。新一代平台采用多回路集成热管理系统，实现电池、电机、电控、增程器余热互通，保障-30℃～50℃环境下动力系统正常工作，缓解极端环境功率衰减问题。需要说明的是，该温度范围为系统工作环境温度目标，实际动力输出水平在极端温度下仍会有一定衰减，具体衰减幅度取决于电池化学体系和热管理策略。

引入 AI 热状态预测模型，融合气象预报、驾驶意图、地形坡度，提前规划热管理策略，实现从被动响应到主动预调的跨越。在沙地、雪地等剧烈工况下，AI 动态调节水泵转速、风扇占空比及制冷剂流向，确保关键部件始终工作在最佳温度窗口，同时兼顾整体能耗最优。



（1）沙地戈壁　（2）高原山地　（3）雪地高寒　（4）泥地涉水

图 4.4　典型越野工况

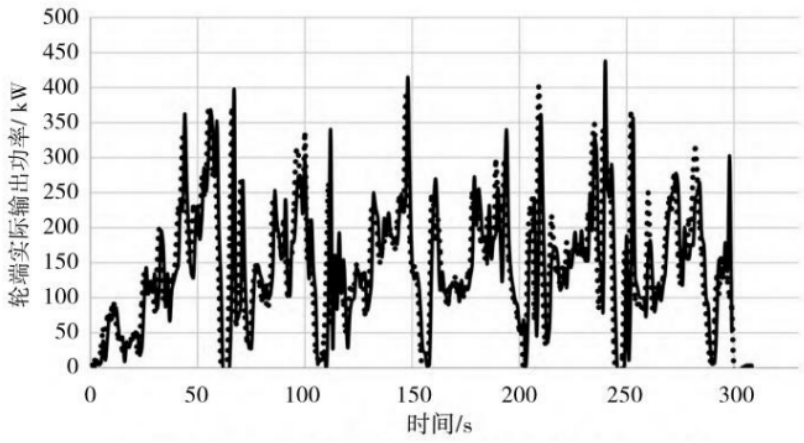


图 4.5　某越野车沙地工况

5 智能越野滑板底盘平台方案构建

5.1 智能越野滑板底盘平台方案

在汽车产业电动化、智能化转型的背景下，传统硬派越野依托机械结构，构建以通过性为目标的技术路线正在重塑，集成专用越野底盘、两档分布式电驱与智能 AI 控制的高端智能硬派越野平台，成为新时代越野车辆技术迭代的重要方向。新一代越野平台依托机电一体化架构突破了纯机械越野的性能边界，推动越野车辆技术体系向模块化、高性能、智能化方向演进。[4]

新一代高端智能硬派越野平台构建了三层核心技术体系：专用越野底盘技术通过上下车体刚性连接与转向、制动系统机械解耦优化（图 5.1.1），保障复杂非铺装工况下整车结构刚度与行驶稳定性；两档分布式电驱系统兼容纯电、增程两类动力方案，搭配四电机分布式布局（图 5.1.2），实现低速大扭矩脱困与高速高功率巡航的动力匹配，使车辆越野性能、动力响应与主动被动安全性能达到行业先进水平；智能 AI 控制系统整合底盘域控制器、液压主动悬架、线控制动、线控转向与 AI 热管理模块（图 5.1.3），完成整车底层执行机构数字化协同调控，为智能越野决策提供硬件支撑。

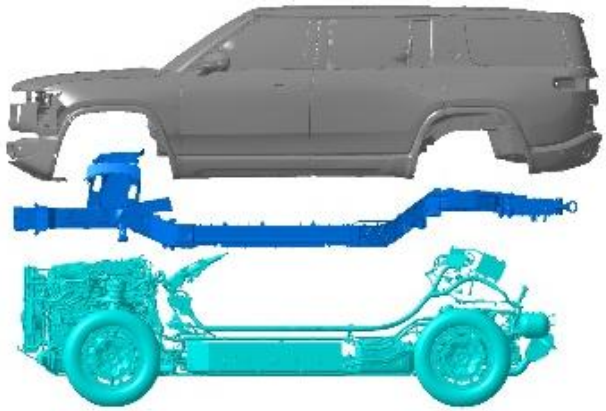


图 5.1　上下车身解耦

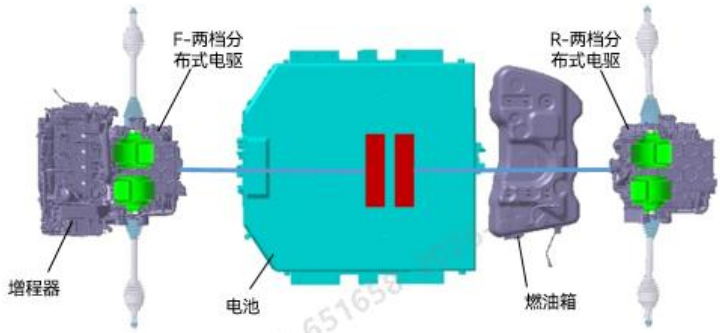


图 5.2　纯电/增程式 + 两档分布式四驱

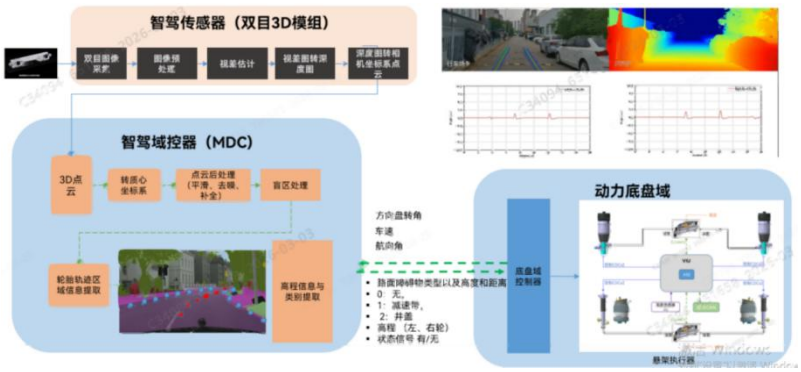


图 5.3　AI 越野向导

平台方案应具备高拓展、高性能、高智能的技术特征。高拓展性依托柔性模块化底盘，实现多品类车型适配，较高的零部件通用化率有效平衡研发周期与制造成本，可覆盖越野 SUV、越野皮卡、性能 MPV 等产品矩阵；高性能定位坚守硬派越野核心能力，通过动力优化与防护结构设计，满足全地形穿越的使用需求；高智能以全线控底盘为载体，融合场景化智能控制、高阶自动驾驶与 AI 越野向导功能，依托场景记忆与动态智能决策，将越野经验转化为车辆自主控制策略，降低复杂地形的驾驶操作门槛。

5.2 智能越野滑板底盘平台展望

电动化与智能化并拓展了越野性能边界拓展。新时代越野平台正由机械主导的被动越野，转向机电耦合协同、AI 自主决策的主动越野模式。面向未来，高端智能硬派越野平台将持续驱动越野汽车技术创新，兼顾户外出行升级与多场景应用需求，引领越野产业迈入电动智能发展新阶段。[5]

6 结论

新一代越野平台技术，硬件以上下车身解耦为核心，赋予上下车体独立优化空间。搭配两档分布式电驱、全线控底盘，兼顾重度越野通过性与公路驾乘舒适性。依托中央超算加区域控制的电子电气架构升级，将分散算力集中整合，支持车端轻量化大模型推理，确保感知、规划与决策的实时闭环运行，云端则承担大规模模型训练与仿真验证，通过 OTA 回传至车端。硬件平台加 AI 大模型沿"需求洞察、算法迭代、OTA 回传、体验升级、新需求识别"闭环持续进化，推动越野车从机械主导的被动越野向机电耦合协同、物理 AI 平台自主决策的主动越野模式演进。



图 6.1　新一代越野平台技术

参考文献：

[1] GB 36980.1-2025，电动汽车能量消耗量限值第 1 部分：乘用车[S].

[2] 比亚迪汽车. DMO 超级混动越野平台技术白皮书[R].2024.

[3] 中汽信科. 越野汽车市场与技术发展趋势白皮书[R].2026.

[4] 王震坡. 新能源汽车底盘域控制技术发展综述[J].汽车工程.

[5] 汽车工程学会. 中国智能底盘技术发展路线图.

基于运动反馈与时序记忆的越野 VLA 长时域规划修正方法

赵士捷[1]，郭万金[1]，王力[2,3]，宋子盈[4]，张玉行[1]，吴培良[4]，

王伟达[2,3]，徐彬[2]

（1 长安大学机械工程与智能装备学院，西安 710064；2 北京理工大学机械与车辆学院，北京 100081；3 北京理工大学重庆创新中心，重庆 401120；4 燕山大学人工智能学院（软件学院），秦皇岛 066004；）

摘　要：弱结构化越野环境中，视觉-语言-动作（VLA）模型的逐帧动作预测易产生波动，并在长时域积分中形成轨迹漂移。本文提出 ROVER-VLA，一种面向冻结 VLA 的反馈感知动作修正方法。该方法以按索引指数滑动平均构造时序锚点，利用车辆实际运动更新历史方案可靠性并进行时序对齐，再结合中位数共识、视觉风险和运动连续性，对远期动作施加有界修正。在 ORAD-3D 上，相较 Raw，ROVER-VLA 将 ADE@6 和 6 s 终点位移误差分别降低 13.5%和 16.6%。场景级与分条件结果表明，性能提升覆盖多种地形、运动状态和多数场景，说明轻量级时序反馈能够有效增强冻结 VLA 的长时域规划稳定性。

关键词：越野自动驾驶；视觉-语言-动作模型；长时域规划；时序一致性

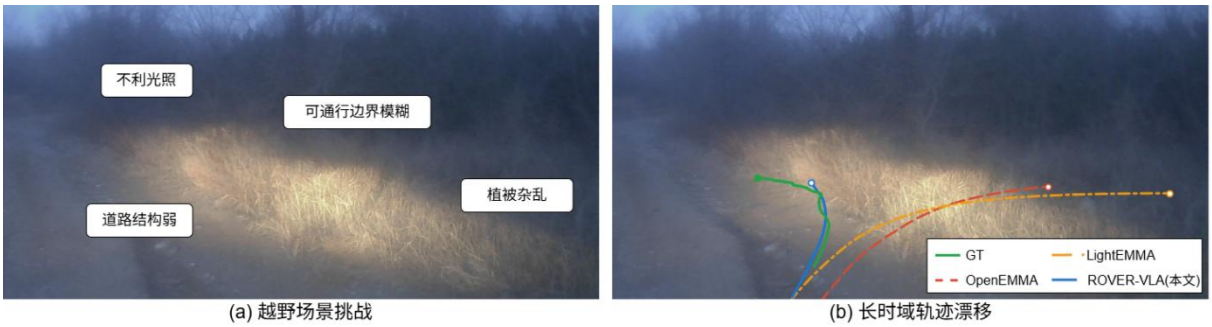
1 引言

与城市道路相比，越野环境能够依赖的结构化先验明显更弱。农田道路、林间小径、矿区道路和灾害救援通道通常缺少车道线、规则拓扑和可靠地图线索，并伴随复杂地形、光照变化及模糊可通行边界[1-6]。在此类弱结构化环境中，感知结果与长时域运动可行性紧密耦合：单帧动作即使局部合理，微小的速度或曲率误差仍会随轨迹积分持续累积，使车辆在远期逐步偏离可通行区域。因此，越野规划不仅需要识别当前地形，还需要保证跨帧动作具有足够的一致性，使累积运动在较长预测时域内保持稳定。

图 1 展示了低照度条件下的典型情况：道路结构与可通行边界均较弱。相同前视观测下，OpenEMMA 和 LightEMMA 的速度-曲率误差在积分后逐步放大，而 ROVER-VLA 更接近真实转向轨迹，说明近期规划可作为时序信息，但其可靠性需要随车辆实际运动动态判断。

尽管所有方法接收相同的前视观测，但预测速度-曲率序列中的微小差异会在积分过程中逐步累积：OpenEMMA 和 LightEMMA 在远期预测端逐渐偏向植被区域，而 ROVER-VLA 则更接近真实轨迹（GT）的转向趋势。该现象说明，可将近期规划结果作为时序证据使用，但同时必须显式判断这些历史信息是否仍然可靠。

端到端驾驶已由多模态感知-规划架构逐步发展到语言引导的场景理解、推理与动作生成[7-13]。近期 VLA 模型进一步利用多模态基础模型表征驾驶上下文并输出数值规划，越野扩展则通过视觉提示和结构化推理增强地形理解[14-17]。这些方法提升了当前帧的语义推理能力，但并未自然消除跨帧动作波动：相邻帧分别合理的速度-曲率序列仍可能存在差异，并在长时域积分后形成明显的横向或终点漂移。



(a) 越野场景挑战　　(b) 长时域轨迹漂移

图 1　越野场景挑战及 VLA6.0 s 积分轨迹对比

针对这一问题，ROVER-VLA 在不更新 VLA 参数的情况下，将近期动作视为可验证的时序信息。方法先利用车辆已经实际发生的运动更新历史方案可靠性，再将仍可信的方案对齐到当前规划时域；随后结合视觉风险与运动连续性判断历史信息是否仍适用于当前场景，仅在条件满足时对远期动作进行有界修正。这样既利用历史信息抑制瞬时波动，又减少车辆状态变化或新风险出现时旧方案持续影响当前规划的情况。

本文主要贡献如下：

（1）提出 ROVER-VLA，在冻结 VLA 输出端进行反馈感知动作修正，提高长时域越野规划的时序稳定性。

（2）构建反馈感知方案记忆，利用实际运动更新历史可靠性，经时序对齐和中位数共识形成修正参考，并由视觉风险、运动连续性和可靠性门控共同控制远期残差。

（3）在 ORAD-3D 上进行多层次评测，相较 Raw，ADE@6 和 6 s 终点位移误差分别降低 13.5% 和 16.6%。

2 相关工作

2.1 越野自动驾驶

越野自动驾驶缺少稳定道路边界和规则路面，可通行性判断通常需要联合地形语义、几何形态及其与车辆路径的关系。RELLIS-3D 揭示了类别不平衡和不规则地形对城市道路感知模型的挑战[5]；OFFSEG 进一步细分草地、水洼、泥土和碎石等可通行地形[18]。近期研究将语义可通行性与模型预测控制、鲁棒感知及三维地形路径规划结合[19-23]。ORAD-3D 则覆盖多类地形、天气和光照条件，为越野感知与规划提供统一评测[6]。

OFF-EMMA 通过语义分割视觉提示和多路径自一致性增强越野 VLA 对当前观测的路径相关推理[17]。ROVER-VLA 与其关注点互补：前者主要提升当前帧的越野语义理解，本文则关注动作生成之后的跨帧时序可靠性，即近期数值方案在车辆继续运动后是否仍可作为当前规划参考。

2.2 基于 VLA 的自动驾驶

VLA 自动驾驶将视觉理解、语言推理和数值规划统一起来。GPT-Driver 将运动规划表述为语言建模问题，DriveGPT4 和 Dolphins 进一步引入驾驶指令微调与场景推理[12,24-25]；EMMA 在统一语言空间中表示轨迹、目标和道路结构，OpenEMMA 将思维链推理与关键目标定位结合，LightEMMA 则同时关注规划精度、推理效率和成本[14-16]。这些工作说明多模态基础模型能够直接参与数值驾驶规划。

近期工作又引入失败反馈、世界模型和动作条件未来预测[26-28]，基础模型推理与强化学习反馈也被用于改进驾驶决策[29-32]。与这些训练阶段方法不同，ROVER-VLA 不改变 VLA 训练过程，而是在冻结模型完成动作生成后，根据实测运动和当前风险判断历史数值方案是否继续使用。

2.3 长时域规划

长时域规划的关键是抑制误差随时间累积，并保持连续规划周期之间的一致性。BEVFormer、ST-P3、MILE、MomAD 和 MFPAD 分别利用历史特征、时空表征、潜在动力学以及记忆/遗忘机制

增强时间建模[9,33-36]；动态图、扩散与流模型、统一预测规划以及世界模型进一步提高了长时域轨迹生成和未来建模能力[37-52]。这些方法多依赖可训练特征、潜在状态或候选轨迹。ROVER-VLA 则只处理冻结 VLA 输出的速度-曲率序列，以车辆实际运动反馈筛选历史方案，再将可靠历史作为远期修正依据。

3 方法

冻结 VLA 在规划帧根据当前前视 RGB 观测、近期自车运动和动作生成提示，输出长度为 T 的速度-曲率序列，记为 Raw。本文直接在该数值动作空间进行后处理，语言推理过程不进入后续修正：

$$\mathbf{a}_t^{\mathrm{raw}} = \left[\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{raw}}\right]_{i=1}^{T} = \left[\left(v_{t,i}^{\mathrm{raw}}, \kappa_{t,i}^{\mathrm{raw}}\right)\right]_{i=1}^{T} \in \mathbb{R}^{T\times 2}. \tag{1}$$

对任意动作序列，以采样间隔Δt 从当前自车原点执行速度-曲率运动学积分，得到预测位置与航向。局部纵向轴与当前车辆朝向一致，横摆角速度由速度与曲率乘积确定：

$$\begin{aligned} x_i &= x_{i-1} + v_i \cos(\theta_{i-1})\Delta t, \\ y_i &= y_{i-1} + v_i \sin(\theta_{i-1})\Delta t, \\ \theta_i &= \theta_{i-1} + v_i \kappa_i \Delta t. \end{aligned} \tag{2}$$

式（2）采用前向欧拉离散。由动作积分得到的轨迹与位姿推导的未来自车轨迹统一变换到当前局部坐标系，用于后续误差计算。本文目标是在不保留过时历史的前提下提高长时域动作稳定性，因此历史信息必须先经过实际运动验证，再决定是否影响当前规划。

ROVER-VLA 直接作用于 Raw 动作，流程如图 2 所示。阶段 1 构造按索引 EMA 时序锚点；阶段 2 利用车辆实际运动更新父方案的一致性评分，剔除低可靠历史并进行时序对齐，形成中位数共识；阶段 3 结合视觉风险、运动连续性和历史可靠性，通过共享准入门控仅对远期索引施加有界残差。近端预测保持 EMA 结果不变。

3.1 EMA 时序锚点

Raw 动作在相邻帧间可能波动。为获得稳定参考，ROVER-VLA 在施加记忆修正之前，对具有相同相对预测索引的动作进行指数滑动平均。首个有效规划用于初始化，之后按式（3）更新：

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{t_0,i}^{\mathrm{ema}} &= \mathbf{a}_{t_0,i}^{\mathrm{raw}}, \\ \mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{ema}} &= \alpha \mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{raw}} + (1-\alpha)\mathbf{a}_{t-1,i}^{\mathrm{ema}}, \qquad t > t_0. \end{aligned} \tag{3}$$

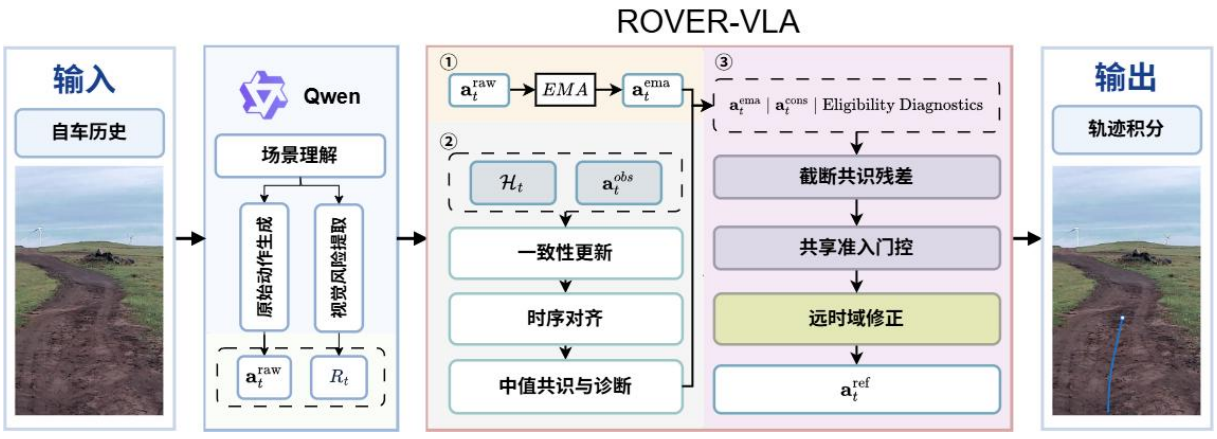


图 2　ROVER-VLA 总体框架

按索引 EMA 对连续规划周期中“相同相对时域位置”的速度和曲率分别平滑。与直接在世界坐标系平均轨迹不同，每一帧仍从当前自车原点重新积分，因此不会把上一帧轨迹原点误差带入当前规划，同时保持速度-曲率动作的运动学结构。该锚点是后续记忆残差的默认输出基准，其与其他构造方式的比较见第 4.3.1 节。

3.2 反馈感知方案记忆与时序共识

方案记忆保存近期父方案、来源帧、实测运动一致性评分和有效反馈次数。条目最多保留预设规划周期；获得有效反馈后，评分低于拒绝阈值即被删除。记忆存储父方案而非最终修正输出，且当前父方案在本帧输出形成后才写入，以避免平滑与残差被递归叠加。

实测运动一致性更新。车辆连续位姿用于估计最新实际速度和有符号曲率：

$$\begin{aligned} v_t^{\mathrm{obs}} &= \frac{\| \mathbf{p}_t - \mathbf{p}_{t-1} \|_2}{\delta \tau_t}, \\ \kappa_t^{\mathrm{obs}} &= \frac{4\mathcal{S}(\mathbf{p}_{t-2}, \mathbf{p}_{t-1}, \mathbf{p}_t)}{\| \mathbf{p}_{t-1} - \mathbf{p}_{t-2} \|_2 \, \| \mathbf{p}_t - \mathbf{p}_{t-1} \|_2 \, \| \mathbf{p}_t - \mathbf{p}_{t-2} \|_2}. \end{aligned} \tag{4}$$

曲率采用连续三个位姿的有符号外接圆估计，速度由最新位姿间位移与时间间隔计算。若位姿间距离过小、时间间隔无效或几何关系退化，本次反馈不参与评分更新。

对每个历史方案，根据帧龄确定当前已实际执行到的动作索引，并将其预测速度、曲率与式（4）的观测动作比较。两类误差按固定尺度归一化，得到瞬时一致性，再通过指数平滑更新存储评分，见式（5）。偏差越大，历史评分越低，其后续影响随之减弱。

$$\begin{aligned} e_{j,m} &= \frac{\left| v_{j,m}^{\mathrm{parent}} - v_t^{\mathrm{obs}} \right|}{\sigma_v^{\mathrm{fb}}} + \frac{\left| \kappa_{j,m}^{\mathrm{parent}} - \kappa_t^{\mathrm{obs}} \right|}{\sigma_\kappa^{\mathrm{fb}}}, \\ \hat{\rho}_{j,m} &= \exp\left(-e_{j,m}\right), \\ \rho_j &\leftarrow \begin{cases} \hat{\rho}_{j,m}, & n_j = 0, \\ \alpha_{\mathrm{fb}} \rho_j + (1 - \alpha_{\mathrm{fb}}) \hat{\rho}_{j,m}, & n_j > 0, \end{cases} \\ n_j &\leftarrow n_j + 1. \end{aligned} \tag{5}$$

预测与实际运动偏差越大，历史评分越低，其后续影响随之减弱。

时序对齐与中位数共识。完成评分更新和剔除后，根据历史方案帧龄将其前移到当前规划时域，尾部采用末值保持。只有对齐历史数量达到最小要求时才形成可用共识。速度和曲率分别取逐分量中位数，以降低单个异常方案的影响：

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{a}}_{j \to t,i} &= \mathbf{a}_{j,\min(i+\Delta_j, T)}^{\mathrm{parent}}, \\ v_{t,i}^{\mathrm{cons}} &= \mathrm{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\mathrm{aligned}}} \tilde{v}_{j \to t,i}, \qquad A_t > 0, \\ \kappa_{t,i}^{\mathrm{cons}} &= \mathrm{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\mathrm{aligned}}} \tilde{\kappa}_{j \to t,i}, \qquad A_t > 0. \end{aligned} \tag{6}$$

对齐方案的平均实测运动一致性按式（7）计算，并参与后续共享准入门控。若没有有效对齐历史，该量置为 0，直接关闭记忆残差。

$$\bar{\rho}_t = \begin{cases} A_t^{-1} \displaystyle\sum_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\mathrm{aligned}}} \rho_j, & A_t > 0, \\ 0, & A_t = 0. \end{cases} \tag{7}$$

共识离散度采用速度和曲率的中位数绝对偏差（MAD）衡量，并按固定尺度归一化得到式（8）的共识置信因子。历史分歧越大，父方案中的记忆权重越低。

$$\begin{aligned} \mathrm{MAD}_{t,i}^{v} &= \mathrm{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\mathrm{aligned}}} \left| \tilde{v}_{j \to t,i} - v_{t,i}^{\mathrm{cons}} \right|, \\ \mathrm{MAD}_{t,i}^{\kappa} &= \mathrm{median}_{h_j \in \mathcal{H}_t^{\mathrm{aligned}}} \left| \tilde{\kappa}_{j \to t,i} - \kappa_{t,i}^{\mathrm{cons}} \right|, \\ \gamma_{t,i}^{\mathrm{cons}} &= \left(1 + \frac{\mathrm{MAD}_{t,i}^{v}}{\sigma_v^{\mathrm{mad}}} + \frac{\mathrm{MAD}_{t,i}^{\kappa}}{\sigma_\kappa^{\mathrm{mad}}} \right)^{-1}. \end{aligned} \tag{8}$$

对齐方案越集中，共识置信度越高。

3.3 可靠性控制的远期修正

该阶段根据视觉风险、运动连续性和历史可靠性决定时序共识是否应影响当前规划。父方案采

用软融合保留可靠历史，当前输出则还需通过共享准入门控后才能使用有界残差。

视觉分支提取少量与路径相关的风险条目，将每个条目的检测置信度、路径相关性和紧迫度融合为风险分数：

$$s(x)=\mathrm{clip}_{[0,1]}\big(c^{\mathrm{vis}}(x)\,\ell(x)\,u(x)\big). \tag{9}$$

所有有效条目组成当前视觉风险状态，取最强风险作为当前风险量，其互补量定义为历史信任度。风险越高，对历史方案的信任越低；无效或与路径无关的条目不参与计算。

$$\begin{aligned}\mathcal{R}_t&=\{\big(k(x),s(x)\big):x\in\mathcal{X}_t\},\\ q_t&=\begin{cases}\max\limits_{(k,s)\in\mathcal{R}_t} s, & \mathcal{R}_t\neq\varnothing,\\ 0, & \mathcal{R}_t=\varnothing,\end{cases}\\ s_t^{\mathrm{risk}}&=1-q_t.\end{aligned} \tag{10}$$

风险越高，对历史方案的信任越低。

利用式（4）的观测动作比较 Raw 和时序共识在近端索引上的一致性，并衡量全时域 Raw 与共识的差异。仅当共识变化明显且与最新实际运动更不一致时，连续性因子才按式（11）降权，从而减弱运动状态突变时旧方案的影响。

$$\begin{aligned}E_t^X&=\frac{1}{L}\sum_{i=1}^{L}\left(\frac{\left|v_{t,i}^X-v_t^{\mathrm{obs}}\right|}{\sigma_v^{\mathrm{fb}}}+\frac{\beta_\kappa^{\mathrm{cont}}\left|\kappa_{t,i}^X-\kappa_t^{\mathrm{obs}}\right|}{\sigma_\kappa^{\mathrm{fb}}}\right),\\ \Delta_t^{\mathrm{cont}}&=E_t^{\mathrm{cons}}-E_t^{\mathrm{raw}},\\ \nu_t&=\frac{1}{T}\sum_{i=1}^{T}\left(\left|v_{t,i}^{\mathrm{raw}}-v_{t,i}^{\mathrm{cons}}\right|+\beta_v\left|\kappa_{t,i}^{\mathrm{raw}}-\kappa_{t,i}^{\mathrm{cons}}\right|\right),\\ g_t^{\mathrm{cont}}&=\begin{cases}g_{\mathrm{low}}^{\mathrm{cont}}, & \nu_t\geq\tau_\nu\wedge\Delta_t^{\mathrm{cont}}\geq\tau_{\mathrm{cont}},\\ 1, & \text{otherwise.}\end{cases}\end{aligned} \tag{11}$$

该因子用于抑制运动状态突变时过时历史对当前规划的影响。

基础记忆权重随预测时域递增，使可靠历史对远期预测的影响更强；随后由共识置信度、视觉风险信任度和运动连续性共同调节，最终记忆权重为：

$$\begin{aligned}\lambda_i&=\lambda_{\min}+(\lambda_{\max}-\lambda_{\min})\frac{i-1}{T-1},\\ w_{t,i}^{\mathrm{mem}}&=\mathrm{clip}_{[0,1]}\big(\lambda_i\gamma_{t,i}^{\mathrm{cons}}s_t^{\mathrm{risk}}g_t^{\mathrm{cont}}\big).\end{aligned} \tag{12}$$

据此在 Raw 与时序共识之间插值得到反馈融合动作，并按式（13）构造供后续规划帧复用的父方案。

$$\begin{aligned}\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{fb}}&=\big(1-w_{t,i}^{\mathrm{mem}}\big)\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{raw}}+w_{t,i}^{\mathrm{mem}}\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{cons}},\\ \mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{parent}}&=\mathcal{C}_t^{\mathrm{risk}}\big(\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{fb}}\big).\end{aligned} \tag{13}$$

对于位于路径中心、与行驶方向相关的安全关键风险，进一步对父方案速度施加随预测时域增强的抑制，风险乘子见式（14）；曲率保持不变。

$$\begin{aligned}\eta_i&=\eta_{\min}+(\eta_{\max}-\eta_{\min})\frac{i-1}{T-1},\\ \mathcal{C}_t^{\mathrm{risk}}\big(v_{t,i},\kappa_{t,i}\big)&=\big(\max\{0,v_{t,i}[1-\beta_{\mathrm{risk}}z_t\eta_i]\},\kappa_{t,i}\big).\end{aligned} \tag{14}$$

父方案在当前输出形成后写入记忆，供后续帧使用。

共享准入门控与有界修正。EMA 始终作为默认输出，时序共识只提供残差方向。门控综合检查对齐历史数量、平均实测运动一致性、视觉风险信任度、运动连续性及本轮拒绝历史数量，条件同时满足时才开启：

$$\mathbf{r}_{t,i}=\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{cons}}-\mathbf{a}_{t,i}^{\mathrm{ema}}=\big(r_{t,i}^{v},r_{t,i}^{\kappa}\big). \tag{15}$$

门控开启后，共享可靠性系数由平均实测运动一致性、视觉风险信任度和运动连续性的乘积确

定，并限制在[0,1]内。速度和曲率共用该可靠性系数：

$$\chi_t = \mathbb{I}\begin{bmatrix}\mathbf{a}_t^{\text{cons}} \in \mathbb{R}^{T\times 2}, \quad A_t \geq A_{\min}, \quad N_t^{\text{rej}} \leq A_t, \\ \bar{\rho}_t \geq \tau_\rho, \quad s_t^{\text{risk}} \geq \tau_s, \quad g_t^{\text{cont}} \geq \tau_g\end{bmatrix}, \\ c_t = \chi_t \text{clip}_{[0,1]}\left(\bar{\rho}_t s_t^{\text{risk}} g_t^{\text{cont}}\right). \tag{16}$$

速度和曲率残差分别按预设上限截断，以限制单帧修正幅度：

$$\text{clip}_{\delta_v,\delta_\kappa}\left(\mathbf{r}_{t,i}\right) = \begin{pmatrix}\text{clip}_{[-\delta_v,\delta_v]}\left(r_{t,i}^{v}\right) \\ \text{clip}_{[-\delta_\kappa,\delta_\kappa]}\left(r_{t,i}^{\kappa}\right)\end{pmatrix}. \tag{17}$$

最终修正动作为：

$$\mathbf{a}_{t,i}^{\text{ref}} = \mathbf{a}_{t,i}^{\text{ema}} + \mathbb{I}[i \in \mathcal{I}_{\text{far}}] c_t \text{clip}_{\delta_v,\delta_\kappa}\left(\mathbf{r}_{t,i}\right). \tag{18}$$

修正仅作用于验证集选定的 3.5~6.0 s 远期索引，近端保持 EMA 结果。共享系数和残差上限共同限制单帧修正幅度，并将主要校正能力集中到误差更易累积的远期预测段。

$$\left|v_{t,i}^{\text{ref}} - v_{t,i}^{\text{ema}}\right| \leq c_t\delta_v \leq \delta_v, \\ \left|\kappa_{t,i}^{\text{ref}} - \kappa_{t,i}^{\text{ema}}\right| \leq c_t\delta_\kappa \leq \delta_\kappa. \tag{19}$$

由此在提高远期稳定性的同时限制单次修正幅度。

3.4 推理与实现细节

冻结后端采用 Qwen2.5-VL-7B-Instruct，通过 ModelScope Swift 与 vLLM 运行，不使用 LoRA 或任务特定微调。模型参数在 Raw、EMA 和 ROVER-VLA 三种设置间完全一致，因此性能差异来自动作生成后的时序修正。

模型先依据当前图像和近期运动历史生成场景描述、驾驶意图及速度-曲率序列；视觉风险状态通过独立提示提取，仅用于生成后的可靠性控制。输出在进入轨迹积分前进行结构和数值范围检查，所有固定超参数见表 1。

4 实验与讨论

4.1 实验设置

ORAD-3D[6]包含跨多个季节采集的 145 个越野序列、57,808 帧数据，覆盖多种地形、天气和光照条件。本文以前视 RGB 图像作为 VLA 输入，以 LiDAR 里程计位姿作为轨迹参考；修正参数在验证集选择，最终结果在测试集报告。

原始序列时间戳不规则，因此按 0.5 s 名义间隔重采样。目标时刻只匹配时间偏差不超过 0.15 s 的最近记录帧，偏差过大则结束当前片段并重新建网格；不做时间插值。6 s 预测窗口包含 6 帧历史、12 帧未来及 2 个运动估计辅助位姿，以步长 1 提取 20 帧窗口，片段边界处重置全部时序状态。

最终获得 1,720 个评测窗口，全部用于主要分预测时域比较。为保证分布、分条件和场景级分析中的方法可直接配对，三类诊断统一使用来自 34 个片段级场景的 1,318 个共享窗口。

各方法均在记录序列上离线评测，修正过程只使用当前帧及此前可获得的信息。速度-曲率序列通过结构验证后，由式（2）从当前自车原点积分；参考位姿轨迹转换到同一局部坐标系，再逐预测步计算位移误差。

冻结后端为 Qwen2.5-VL-7B-Instruct，动作上下文包含前 3.0 s 的 6 组速度-曲率观测。动作生成、视觉风险提取以及不完整动作重试采用各自固定采样参数，不设置随机种子或额外确定性生成标志。其余时序、记忆、门控与残差上限见表 1，其中远期修正索引对应 3.5~6.0 s。

表 1　实验配置与数值设置

分组	符号或设置	固定值
时序网格与 EMA	T；Δt；EMA 系数；远期时域索引	12，0.5 s，0.5，索引 7-12（3.5-6.0 s）
动作验证	要求结构；允许速度与曲率	恰好 12 组数值对；[0, 20] m/s 和[-1, 1] m^{-1}

分组	符号或设置	固定值
运动预处理	近零速度阈值；曲率幅值；保留精度	0.2 m/s，0.2 m^{-1}，三位小数
历史与一致性	记忆长度；最少历史数；反馈尺度；平滑系数；一致性阈值	3，2，0.55 m/s，0.14 m^{-1}，0.65，0.85，0.05
共识与连续性	MAD 尺度；近端长度；连续性/新颖性权重及阈值	1.40 m/s，0.32 m^{-1}，2，0.50，2.00 m^2/s，0.48 m/s，0.20，0.80
视觉风险状态	最大条目数：$\mathcal{R}_t$	3
父方案加权	记忆权重范围；风险乘子范围；风险强度	0.35，1.00，0.35，1.00，0.16
残差准入	可靠性、视觉信任度和连续性阈值	0.40，0.80，0.75
有界残差	最大速度与曲率修正量	0.15 m/s，0.15 m^{-1}

评价指标。每个预测步的位移误差为预测位置与参考位置的欧氏距离。ADE@h 表示截至 h 秒所有预测步误差的平均值，用于衡量累计轨迹偏差；FDE@6 表示 6 s 时预测终点与参考终点的距离，直接反映远期终点误差。两者均以 m 计，越低越好；相对改善率均由未四舍五入的原始数值计算。

4.2 总体性能与诊断分析

表 2 比较完整评测列表上 Raw、OpenEMMA、LightEMMA 和 ROVER-VLA 的主要轨迹指标。按索引 EMA 属于 ROVER-VLA 内部模块，因此不作为主表中的独立外部基线，相关贡献在消融实验中单独分析；后续分布、分条件和场景级诊断均使用第 4.1 节定义的共享子集。

表 2　ORAD-3D 总体轨迹规划性能

方法	ADE@3 (m)↓	ADE@4 (m)↓	ADE@5 (m)↓	ADE@6 (m)↓	$\mathbf{FDE}_{6s}$ (m)↓
Raw	0.478	0.666	0.886	1.137	2.565
OpenEMMA	0.830	0.925	1.058	1.227	2.213
LightEMMA	0.476	0.656	0.865	1.102	2.439
ROVER-VLA（本文）	**0.438**	**0.597**	**0.779**	**0.984**	**2.139**

ROVER-VLA 在五项指标上均取得最低误差。相较 Raw，ADE@3/4/5/6 分别降低 8.4%、10.4%、12.1%和 13.5%，FDE@6 降低 16.6%；相较 OpenEMMA 和 LightEMMA，ADE@6 分别降低 19.8%和 10.7%，FDE@6 分别降低 3.3%和 12.3%。ADE 改善幅度随预测时域增长而增大，说明方法主要抑制逐帧误差在长时域中的累积。相较 OpenEMMA，FDE@6 优势较小，也表明本文收益更突出地体现在整段长时域轨迹精度。

4.2.1 尾部误差与大误差发生率

平均 ADE@6 和 FDE@6 可能掩盖少量但幅度较大的远期失误。为考察这类尾部风险，进一步统计共享子集上的 6 s 终点误差分布，并确保所有方法使用完全相同的窗口。

除中位数、90%和 95%分位数外，还统计最大 5%终点误差的均值（CVaR95）以及终点误差超过 2、5 和 10 m 的比例。共享子集包含 1,318 个窗口，因此 CVaR95 对应 66 个最大终点误差的平均值，可用于反映少量严重漂移对系统性能的影响。

表 3　6 s 终点误差分布与超限率

方法	P_{50}^{FDE} (m)↓	P_{90}^{FDE} (m)↓	P_{95}^{FDE} (m)↓	$\mathrm{CVaR}_{95}^{\mathrm{FDE}}$ (m)↓	R_{2}^{FDE} (%)↓	R_{5}^{FDE} (%)↓	R_{10}^{FDE} (%)↓
Raw	1.929	5.614	7.664	10.364	48.6%	12.6%	2.4%
OpenEMMA	**1.501**	5.017	6.817	9.856	**39.2%**	10.1%	2.1%

方法	P_{50}^{FDE} (m) ↓	P_{90}^{FDE} (m) ↓	P_{95}^{FDE} (m) ↓	$CVaR_{95}^{FDE}$ (m) ↓	R_{2}^{FDE} (%) ↓	R_{5}^{FDE} (%) ↓	R_{10}^{FDE} (%) ↓
LightEMMA	1.803	5.065	7.100	9.784	44.5%	10.2%	2.3%
ROVER-VLA（本文）	1.572	**4.580**	**6.423**	**9.115**	39.8%	**8.5%**	**1.3%**

ROVER-VLA 在 90%/95%分位数、CVaR95 以及 5 m 和 10 m 超限率上均取得最低值。相较 Raw，90%分位数、95%分位数和 CVaR95 分别降低 18.5%、16.2%和 12.1%，5 m/10 m 超限率由 12.6%/2.4%降至 8.5%/1.3%。OpenEMMA 在中位数和 2 m 超限率上更低，说明 ROVER-VLA 的主要优势集中在上尾大误差抑制，而非误差分布的所有区域。

4.2.2 分条件分析

表 4、表 5 分别从地形和运动状态分析共享子集，均报告 ADE@6/FDE@6。地形分层用于观察方法在常规路面和视觉挑战地形中的稳定性，运动分层则关注方向变化和纵向状态变化时历史信息是否仍能可靠使用。

表 4　不同地形条件下的 ADE@6/FDE@6

地形条件	窗口数	场景数	Raw	OpenEMMA	LightEMMA	ROVER-VLA（本文）
常规地形	1154	31	1.222 / 2.791	1.296 / 2.364	1.146 / 2.551	**1.050 / 2.313**
挑战性地形（汇总）	164	9	0.763 / 1.711	0.927 / 1.618	0.787 / 1.734	**0.635 / 1.380**
受积雪影响	85	1	0.693 / 1.621	0.888 / 1.470	0.748 / 1.722	**0.648 / 1.466**
受岩石影响	60	6	0.961 / 2.050	1.124 / 2.087	0.953 / 1.985	**0.701 / 1.422**

在常规和挑战性地形中，ROVER-VLA 的两项指标均最低。相较 Raw，常规地形 ADE@6/FDE@6 降低 14.1%/17.1%，挑战性地形降低 16.8%/19.3%；岩石影响窗口改善最明显，相较 LightEMMA 的 ADE@6 和 FDE@6 分别降低约 26.4%和 28.4%。

积雪窗口同样取得最低误差，但 85 个窗口均来自同一场景，且 FDE@6 仅比 OpenEMMA 低 0.004 m；草地影响窗口只有 19 个，因此两类结果主要作为补充观察。

表 5　不同运动状态下的 ADE@6/FDE@6

运动条件	窗口数	场景数	Raw	OpenEMMA	LightEMMA	ROVER-VLA（本文）
方向运动						
直行	1106	32	1.038 / 2.339	1.116 / 1.880	0.956 / 2.073	**0.848 / 1.814**
转向	212	14	1.829 / 4.315	1.954 / 4.313	1.861 / 4.416	**1.784 / 4.198**
纵向运动						
稳态	911	33	0.960 / 2.138	1.035 / 1.736	0.904 / 1.940	**0.792 / 1.666**
加速	200	20	1.794 / 4.251	1.903 / 3.939	1.757 / 4.071	**1.673 / 3.933**
减速	207	20	1.462 / 3.400	1.569 / 3.014	1.338 / 3.124	**1.255 / 2.855**

ROVER-VLA 在直行、转向、稳态、加速和减速五种状态下均取得最低误差。相较 Raw，直行和稳态窗口的 ADE@6/FDE@6 分别降低 18.3%/22.4%和 17.5%/22.1%，减速窗口降低 14.2%/16.0%，说明当车辆运动较连续时，时序历史能够提供更稳定的远期参考。

转向和加速仍是较难状态：转向窗口相较 Raw 仅降低 2.5%/2.7%，其 FDE@6 达到 4.198 m，明显高于直行的 1.814 m；加速条件下 FDE@6 虽然最低，但与 OpenEMMA 仅相差 0.006 m。快速运动

状态变化会降低历史方案的可复用性，也是后续改进的重点。

4.2.3 场景级配对分析

为减小不同场景窗口数量差异带来的权重偏置，对 34 个片段级场景进行等权配对分析。每个场景先分别计算方法误差，再统计 ROVER-VLA 相对各基线的胜出场景数、配对差和场景宏平均降幅，使较长序列不会因窗口更多而在总体统计中占据过高权重。

表 6　场景级配对对比

对比方法	ADE@6 胜出场景数	均值 Δ ADE@6	中位数 Δ ADE@6	ADE@6 宏平均降幅	FDE_{6s} 胜出场景数	均值 Δ FDE_{6s}	中位数 Δ FDE_{6s}	FDE_{6s} 宏平均降幅
Raw	32/34	−0.1560	−0.1340	16.2%	33/34	−0.4129	−0.3355	19.4%
OpenEMMA	33/34	−0.2765	−0.1761	25.5%	21/34	−0.2296	−0.0914	11.8%
LightEMMA	29/34	−0.0993	−0.0810	11.0%	27/34	−0.2323	−0.1938	11.9%



图 3　代表性越野场景的积分轨迹对比

表 7　EMA 锚点设计对比

方法	ADE@6 ↓	FDE_{6s} ↓	抖动 ↓
按索引 EMA	**1.024**	**2.303**	0.659
对齐动作 EMA	1.077	2.326	0.658
自车运动补偿轨迹 EMA	1.126	2.366	**0.551**

相较 Raw，ROVER-VLA 在 32/34 个场景中降低 ADE@6、在 33/34 个场景中降低 FDE@6，场景宏平均降幅分别为 16.2%和 19.4%。相较 OpenEMMA，ADE@6 在 33/34 个场景中更低，宏平均降低 25.5%；FDE@6 胜出 21/34 个场景，宏平均仍降低 11.8%，说明终点误差改善在场景间存在差异。

相较 LightEMMA，ROVER-VLA 在 29/34 个场景的 ADE@6 和 27/34 个场景的 FDE@6 上胜出，对应宏平均降幅为 11.0%和 11.9%。表 6 中的配对差均值和中位数整体指向 ROVER-VLA 更优，说

明总体收益分布于多数场景，而不是由少数极端样本拉动。

4.2.4 定性轨迹可视化

图 3 给出森林弯道、积雪路口、乡村土路和夕阳道路四种代表性场景。ROVER-VLA 在弯道中减少过早转向，在积雪边界模糊时保持正确分支，在乡村土路和复杂光照下也更接近 GT 轨迹。

各方法在近端预测较为接近，随预测时长增加，速度和曲率误差不断积分，轨迹在终点附近逐渐分开。ROVER-VLA 在这些示例中的主要差异也集中在远期，与表 2 中 ADE 改善随预测时域增大的趋势一致。

表 8　ROVER-VLA 组件消融

配置	记忆	EMA	修正头	ADE@6 ↓	FDE_{6s} ↓	$CVaR_{95}^{FDE}$ ↓	已对齐方案不一致性 ↓
Raw	否	否	无	1.137	2.565	9.937	0.903
仅记忆	是	否	父方案	1.062	2.351	9.496	0.652
仅按索引 EMA	否	是	无	1.024	2.303	9.357	0.538
ROVER-VLA（本文）	是	是	共享准入门控 + 分量级残差	**0.984**	**2.139**	**8.768**	**0.373**

4.3 消融实验

4.3.1 EMA 锚点设计

为验证按索引 EMA，比较两种替代方案。对齐动作 EMA 先将上一帧速度-曲率序列前移一个预测索引，尾部保持末值，再与当前动作平滑；自车运动补偿轨迹 EMA 则先积分上一动作，将轨迹依据实际自车运动变换到当前坐标系，再按当前绝对预测时刻重采样并在位置空间平滑。三者使用相同输出与平滑系数，以区分动作索引对应关系和轨迹空间平滑带来的影响。

表 7 同时比较轨迹误差和经自车运动补偿后的跨帧抖动。

按索引 EMA 取得最低 ADE@6 和 FDE@6。对齐动作 EMA 的跨帧抖动几乎没有进一步改善，但两项位移误差均上升；自车运动补偿轨迹 EMA 虽然抖动最低，轨迹误差却更高，说明单纯追求轨迹平滑并不等价于提高规划精度。

轨迹空间平滑会受到上一轨迹与当前自车原点约 0.190 m 交接偏差的影响，直接平均位置还可能破坏由速度-曲率动作保证的运动学一致性。按索引 EMA 始终从当前自车原点重新积分，因此在本实验中获得更好的精度-稳定性折中。

4.3.2 组件消融

表 8 比较 Raw、仅方案记忆、仅按索引 EMA 和完整 ROVER-VLA。除 ADE@6、FDE@6 外，还统计终点误差上尾指标和相邻同场景帧经时序对齐后的规划不一致性，以分别观察精度、尾部鲁棒性和跨帧稳定性。

相较 Raw，仅方案记忆使 ADE@6/FDE@6 降低 6.6%/8.4%，并明显降低对齐规划不一致性；仅按索引 EMA 使 ADE@6/FDE@6 降低 10.0%/10.2%，说明简单时序平滑已能提供较强基线。完整 ROVER-VLA 在全部指标上最优；相较仅 EMA，终点误差上尾进一步降低 6.3%，对齐规划不一致性进一步降低 30.8%。

结果表明，EMA 主要负责抑制连续帧的短期波动，反馈感知方案记忆则利用实际运动区分“可复用历史”和“过时历史”，共享门控与有界残差进一步控制其对当前远期动作的作用幅度。三者组合后同时改善平均误差、尾部误差和跨帧一致性。

4.4 局限性

当前实验仅基于 ORAD-3D 和单一 Qwen2.5-VL 骨干，部分地形子集样本有限，且积雪窗口集中于一个场景。后续将扩展到更多越野数据集、不同 VLA 骨干和交互式闭环驾驶，以进一步验证方法在运动突变、复杂地形和跨模型条件下的适用性。

5 结论

本文提出 ROVER-VLA，通过按索引 EMA、反馈感知方案记忆和可靠性控制的有界远期修正，提高冻结 VLA 在越野长时域规划中的时序稳定性。方法以车辆实际运动持续校验历史方案，只有在历史可靠、当前视觉风险较低且运动连续性满足条件时，才利用时序共识修正远期动作。ORAD-3D 实验表明，相较 Raw，ADE@6 和 FDE@6 分别降低 13.5%和 16.6%，并在多类地形、运动状态和多数场景中保持优势。结果说明，无需重新训练 VLA，轻量级动作空间时序反馈也能有效降低长时域轨迹漂移。

参考文献：

[1] Maggie Wigness, Sungmin Eum, John G. Rogers, David Han, Heesung Kwon. A RUGD Dataset for Autonomous Navigation and Visual Perception in Unstructured Outdoor Environments. 2019 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS): 5000-5007 (2019). https://doi.org/10.1109/IROS40897.2019.8968283

[2] Peter Mortimer, Raphael Hagmanns, Miguel Granero, Thorsten Luettel, Janko Petereit, Hans-Joachim Wuensche. The GOOSE Dataset for Perception in Unstructured Environments. 2024 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 14838-14844 (2024). https://doi.org/10.1109/ICRA57147.2024.10611298

[3] Samuel Triest, Matthew Sivaprakasam, Sean J. Wang, Wenshan Wang, Aaron M. Johnson, Sebastian Scherer. TartanDrive: A Large-Scale Dataset for Learning Off-Road Dynamics Models. 2022 International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 2546-2552 (2022). https://doi.org/10.1109/ICRA46639.2022.9811648

[4] Kavisha Vidanapathirana, Joshua Knights, Stephen Hausler, Mark Cox, Milad Ramezani, Jason Jooste, Ethan Griffiths, Shaheer Mohamed, Sridha Sridharan, Clinton Fookes, Peyman Moghadam. WildScenes: A Benchmark for 2D and 3D Semantic Segmentation in Large-Scale Natural Environments. The International Journal of Robotics Research, 44(4): 532-549 (2025). https://doi.org/10.1177/02783649241278369

[5] Peng Jiang, Philip Osteen, Maggie Wigness, Srikanth Saripalli. RELLIS-3D Dataset: Data, Benchmarks and Analysis. 2021 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 1110-1116 (2021). https://doi.org/10.1109/ICRA48506.2021.9561251

[6] Chen Min, Jilin Mei, Heng Zhai, Shuai Wang, Tong Sun, Fanjie Kong, Haoyang Li, Fangyuan Mao, Fuyang Liu, Shuo Wang, Yiming Nie, Qi Zhu, Liang Xiao, Dawei Zhao, Yu Hu. Advancing Off-Road Autonomous Driving: The Large-Scale ORAD-3D Dataset and Comprehensive Benchmarks. 2025. arXiv:2510.16500. https://doi.org/10.48550/arXiv.2510.16500

[7] Aditya Prakash, Kashyap Chitta, Andreas Geiger. Multi-Modal Fusion Transformer for End-to-End Autonomous Driving. 2021 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 7077-7087 (2021). https://doi.org/10.1109/CVPR46437.2021.00700

[8] Hao Shao, Letian Wang, Ruobing Chen, Hongsheng Li, Yu Liu. Safety-Enhanced Autonomous Driving Using Interpretable Sensor Fusion Transformer. Proceedings of the 6th Conference on Robot Learning, 205: 726-737 (2023).

[9] Shengchao Hu, Li Chen, Penghao Wu, Hongyang Li, Junchi Yan, Dacheng Tao. ST-P3: End-to-End Vision-Based Autonomous Driving via Spatial-Temporal Feature Learning. Computer Vision - ECCV 2022, 13698: 533-549 (2022). https://doi.org/10.1007/978-3-031-19839-7_31

[10] Yihan Hu, Jiazhi Yang, Li Chen, Keyu Li, Chonghao Sima, Xizhou Zhu, Siqi Chai, Senyao Du, Tianwei Lin, Wenhai Wang, Lewei Lu, Xiaosong Jia, Qiang Liu, Jifeng Dai, Yu Qiao, Hongyang Li. Planning-Oriented Autonomous Driving. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 17853-17862 (2023). https://doi.org/10.1109/CVPR52729.2023.01712

[11] Bo Jiang, Shaoyu Chen, Qing Xu, Bencheng Liao, Jiajie Chen, Helong Zhou, Qian Zhang, Wenyu Liu, Chang Huang, Xinggang Wang. VAD: Vectorized Scene Representation for Efficient Autonomous Driving. Proceedings of the

IEEE/CVF International Conference on Computer Vision (ICCV): 8340-8350 (2023). https://doi.org/10.1109/ICCV51070.2023.00766

[12] Jiageng Mao, Yuxi Qian, Junjie Ye, Hang Zhao, Yue Wang. GPT-Driver: Learning to Drive with GPT. 2023. arXiv:2310.01415. https://doi.org/10.48550/arXiv.2310.01415

[13] Hao Shao, Yuxuan Hu, Letian Wang, Guanglu Song, Steven L. Waslander, Yu Liu, Hongsheng Li. LMDrive: Closed-Loop End-to-End Driving with Large Language Models. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 15120-15130 (2024). https://doi.org/10.1109/CVPR52733.2024.01432

[14] Jyh-Jing Hwang, Runsheng Xu, Hubert Lin, Wei-Chih Hung, Jingwei Ji, Kristy Choi, Di Huang, Tong He, Paul Covington, Benjamin Sapp, Yin Zhou, James Guo, Dragomir Anguelov, Mingxing Tan. EMMA: End-to-End Multimodal Model for Autonomous Driving. Transactions on Machine Learning Research (2025).

[15] Shuo Xing, Chengyuan Qian, Yuping Wang, Hongyuan Hua, Kexin Tian, Yang Zhou, Zhengzhong Tu. OpenEMMA: Open-Source Multimodal Model for End-to-End Autonomous Driving. Proceedings of the Winter Conference on Applications of Computer Vision Workshops (WACVW): 1001-1009 (2025).

[16] Zhijie Qiao, Haowei Li, Zhong Cao, Henry X. Liu. LightEMMA: Lightweight End-to-End Multimodal Model for Autonomous Driving. 2025. arXiv:2505.00284. https://doi.org/10.48550/arXiv.2505.00284

[17] Liangdong Zhang, Yiming Nie, Haoyang Li, Fanjie Kong, Baobao Zhang, Shunxin Huang, Kai Fu, Chen Min, Liang Xiao. A Vision-Language-Action Model with Visual Prompt for OFF-Road Autonomous Driving. 2026. arXiv:2601.03519. https://doi.org/10.48550/arXiv.2601.03519

[18] Kasi Viswanath, Kartikeya Singh, Peng Jiang, Sujit P. B., Srikanth Saripalli. OFFSEG: A Semantic Segmentation Framework For Off-Road Driving. 2021 IEEE 17th International Conference on Automation Science and Engineering (CASE): 354-359 (2021). https://doi.org/10.1109/CASE49439.2021.9551643

[19] Jie Fan, Xudong Zhang, Yijie Chen, Yuan Zou, Guodong Du, Yuanyuan Li, Basilio Lenzo. Vision-Based Local Motion Planner in Unstructured Environments Using Semantic Segmentation Guided Traversability Modeling and Parallelized Model Predictive Path Integral Algorithm. Automotive Innovation (2026). https://doi.org/10.1007/s42154-025-00394-4

[20] Ziying Song, Lin Liu, Feiyang Jia, Yadan Luo, Caiyan Jia, Guoxin Zhang, Lei Yang, Li Wang. Robustness-Aware 3D Object Detection in Autonomous Driving: A Review and Outlook. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 25(11): 15407-15436 (2024). https://doi.org/10.1109/TITS.2024.3439557

[21] Huilin Yin, Ziming Zhao, Jun Yan, Daniel Watzenig. Certified Robustness in Automated Driving Perception: A Review. Automotive Innovation, 8: 817-837 (2025). https://doi.org/10.1007/s42154-024-00347-3

[22] Ziying Song, Caiyan Jia, Lin Liu, Shaoqing Xu, Lei Yang, Yadan Luo. GraphBEV++: Multi-Modal Feature Alignment for Autonomous Driving. 2026. arXiv:2606.16354. https://doi.org/10.48550/arXiv.2606.16354

[23] Zheng Zang, Xiaojie Gong, Xi Zhang, Jianwei Gong. Coordinated Path Planning for Autonomous Ground Vehicles in Off-Road Environments with 3D Rigid Terrain and Obstacles. Knowledge-Based Systems, 326: 114055 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.114055

[24] Zhenhua Xu, Yujia Zhang, Enze Xie, Zhen Zhao, Yong Guo, Kwan-Yee K. Wong, Zhenguo Li, Hengshuang Zhao. DriveGPT4: Interpretable End-to-End Autonomous Driving via Large Language Model. IEEE Robotics and Automation Letters, 9(10): 8186-8193 (2024). https://doi.org/10.1109/LRA.2024.3440097

[25] Yingzi Ma, Yulong Cao, Jiachen Sun, Marco Pavone, Chaowei Xiao. Dolphins: Multimodal Language Model for Driving. Computer Vision - ECCV 2024: 403-420 (2024). https://doi.org/10.1007/978-3-031-72995-9_23

[26] Yuechen Luo, Fang Li, Qimao Chen, Shaoqing Xu, Jiaxin Liu, Ziying Song, Zhi-xin Yang, Fuxi Wen. Unleashing VLA Potentials in Autonomous Driving via Explicit Learning from Failures. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 24833-24842 (2026).

[27] Feiyang Jia, Lin Liu, Ziying Song, Caiyan Jia, Hangjun Ye, Xiaoshuai Hao, Long Chen. DriveWorld-VLA: Unified Latent-Space World Modeling with Vision-Language-Action for Autonomous Driving. 2026. arXiv:2602.06521. https://doi.org/10.48550/arXiv.2602.06521

[28] Bin Sun, Yaoguang Cao, Yan Wang, Rui Wang, Jiachen Shang, Xiejie Feng, Jiayi Lu, Jia Shi, Shichun Yang, Xiaoyu Yan, Ziying Song. MindDrive: An All-in-One Framework Bridging World Models and Vision-Language Model for End-to-End Autonomous Driving. 2025. arXiv:2512.04441. https://doi.org/10.48550/arXiv.2512.04441

[29] Shiyu Meng, Yi Wang, Yawen Cui, Lap-Pui Chau. Foundation Model-Assisted Interpretable Vehicle Behavior Decision Making. Knowledge-Based Systems, 324: 113868 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.113868

[30] Wuchang Zhong, Jinglin Huang, Maoqiang Wu, Weinan Luo, Rong Yu. Large Language Model Based System with Causal Inference and Chain-of-Thoughts Reasoning for Traffic Scene Risk Assessment. Knowledge-Based Systems, 319: 113630 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.113630

[31] Jinchang Xu, Sunan Zhang, Chen Sun, Jiawei Wang, Yang Xiao, Bingbing Li, Yulong Wang, Guodong Yin, Weichao Zhuang. DuSA: Dual-Loop Self-Learning Framework for Autonomous Driving with LLM-Guided Reinforcement Learning. Knowledge-Based Systems, 343: 116002 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2026.116002

[32] Kang Sun, Haiyan Zhao, Hongbin Xie, Bingzhao Gao. Advanced Discrete SAC-Based Speed and Lane Change Decision-Making Method for Autonomous Vehicle in Highway Scenario. Knowledge-Based Systems, 314: 113213 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.113213

[33] Zhiqi Li, Wenhai Wang, Hongyang Li, Enze Xie, Chonghao Sima, Tong Lu, Yu Qiao, Jifeng Dai. BEVFormer: Learning Bird's-Eye-View Representation from Multi-Camera Images via Spatiotemporal Transformers. Computer Vision - ECCV 2022, 13669: 1-18 (2022). https://doi.org/10.1007/978-3-031-20077-9_1

[34] Anthony Hu, Gianluca Corrado, Nicolas Griffiths, Zachary Murez, Corina Gurau, Hudson Yeo, Alex Kendall, Roberto Cipolla, Jamie Shotton. Model-Based Imitation Learning for Urban Driving. Advances in Neural Information Processing Systems, 35: 20703-20716 (2022). https://doi.org/10.52202/068431-1505

[35] Ziying Song, Caiyan Jia, Lin Liu, Hongyu Pan, Yongchang Zhang, Junming Wang, Xingyu Zhang, Shaoqing Xu, Lei Yang, Yadan Luo. Don't Shake the Wheel: Momentum-Aware Planning in End-to-End Autonomous Driving. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 22432-22441 (2025). https://doi.org/10.1109/CVPR52734.2025.02089

[36] Yikai Wu, Qizhou Hu, Aiguo Lei, Ziying Song. MFPAD: Memory-Forgetting Planning for Long-Horizon End-to-End Autonomous Driving. IEEE Latin America Transactions, 24(8): 753-764 (2026). https://doi.org/10.1109/TLA.2026.11577664

[37] Ruiyu Wang, Wenxie Lin, Gang Ren, Qi Cao, Zhe Zhang, Yue Deng. Interaction-Aware Vehicle Trajectory Prediction Using Spatial-Temporal Dynamic Graph Neural Network. Knowledge-Based Systems, 327: 114187 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.114187

[38] Xudong Zhang, Yingqun Liu, Jie Fan, Guodong Du, Yuan Zou, Xuan Liu. Dual-Coordinate Graph Representation with Temporal Edge Encoding for Multi-Agent Trajectory Prediction. Knowledge-Based Systems, 329: 114427 (2025). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.114427

[39] Xiangmo Zhao, Chao Li, Zhanwen Liu, Nan Yang, Rongjie Yu, Naikan Ding. Controlled Consistent Diffusion Network for Long-Tail Trajectory Generation. Knowledge-Based Systems, 333: 115087 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.115087

[40] Yang Cui, Dong Guo, Yi Han. MELON: Hierarchical Multi-Agent Trajectory Prediction with Spatio-Temporal Uncertainty Adaptation. Knowledge-Based Systems, 334: 115143 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.115143

[41] Qinghua Qi, Xiaowei Xu, Mingxing Deng, Wei Liu, Xin Xu, Chen Zeng. DSFMamba: Dual-State Fusion Mamba for Long-Short Term Motion-Adaptive Streaming Perception in Autonomous Driving. Knowledge-Based Systems, 336: 115249 (2026). https://doi.org/10.1016/j.knosys.2025.115249

[42] Ziying Song, Lin Liu, Hongyu Pan, Bencheng Liao, Mingzhe Guo, Lei Yang, Yongchang Zhang, Shaoqing Xu, Caiyan Jia, Yadan Luo. DIVER: Reinforced Diffusion Breaks Imitation Bottlenecks in End-to-End Autonomous Driving. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence: 1-17 (2026). https://doi.org/10.1109/TPAMI.2026.3708096

[43] Lin Liu, Caiyan Jia, Guanyi Yu, Ziying Song, Junqiao Li, Feiyang Jia, Peiliang Wu, Xiaoshuai Hao, Yadan Luo. GuideFlow: Constraint-Guided Flow Matching for Planning in End-to-End Autonomous Driving. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 3719-3728 (2026).

[44] Lin Liu, Caiyan Jia, Ziying Song, Hongyu Pan, Bencheng Liao, Wenchao Sun, Yongchang Zhang, Lei Yang, Yandan Luo. Fully Unified Motion Planning for End-to-End Autonomous Driving. 2025. arXiv:2504.12667. https://doi.org/10.48550/arXiv.2504.12667

[45] Bin Sun, Boao Zhang, Jiayi Lu, Xinjie Feng, Jiachen Shang, Rui Cao, Mengchao Zheng, Chuanye Wang, Shichun Yang, Yaoguang Cao, Ziying Song. FocalAD: Local Motion Planning for End-to-End Autonomous Driving. Automotive Innovation (2026). https://doi.org/10.1007/s42154-025-00465-6

[46] Wenchao Sun, Xuewu Lin, Yining Shi, Chuang Zhang, Haoran Wu, Sifa Zheng. SparseDrive: End-to-End Autonomous Driving via Sparse Scene Representation. 2025 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA): 8795-8801 (2025). https://doi.org/10.1109/ICRA55743.2025.11128800

[47] Junming Wang, Xingyu Zhang, Zebin Xing, Songen Gu, Xiaoyang Guo, Yang Hu, Ziying Song, Qian Zhang, Xiaoxiao Long, Wei Yin. HE-Drive: Human-Like End-to-End Driving with Vision Language Models. 2024. arXiv:2410.05051. https://doi.org/10.48550/arXiv.2410.05051

[48] Yuqi Wang, Jiawei He, Lue Fan, Hongxin Li, Yuntao Chen, Zhaoxiang Zhang. Driving into the Future: Multiview Visual Forecasting and Planning with World Model for Autonomous Driving. 2024 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR): 14749-14759 (2024). https://doi.org/10.1109/CVPR52733.2024.01397

[49] Daniel Dauner, Marcel Hallgarten, Andreas Geiger, Kashyap Chitta. Parting with Misconceptions about Learning-Based Vehicle Motion Planning. Proceedings of the 7th Conference on Robot Learning, 229: 1268-1281 (2023).

[50] Ziying Song, Caiyan Jia, Lin Liu, Lei Yang, Shengkai Zhang, Feiyang Jia, Fengda Zhao, Peiliang Wu, Shaoqing Xu, Chen Lv, Yadan Luo. GraphWorld: Long-Horizon Planning with World Models for End-to-End Autonomous Driving. 2026. arXiv:2606.16274. https://doi.org/10.48550/arXiv.2606.16274

[51] Yufeng Hong, Xiaotian Zhou, Yingyan Li, Xiangpo Zhou, Lin Liu, Yadan Luo, Shaoqing Xu, Lei Yang, Ziying Song. DriveFuture: Future-Aware Latent World Models for Autonomous Driving. 2026. arXiv:2605.09701. https://doi.org/10.48550/arXiv.2605.09701

[52] Xiangyu Sun, Shijie Wang, Fengyi Zhang, Lin Liu, Caiyan Jia, Ziying Song, Zi Huang, Yadan Luo. VGGT-World: Transforming VGGT into an Autoregressive Geometry World Model. 2026. arXiv:2603.12655. https://doi.org/10.48550/arXiv.2603.12655

面向复杂场景的多模态特征融合智能车目标检测方法

安家乐[1,3]，王雪玮[1,2]，李韶华[1,2]，郭丛帅[1,2]

（1. 石家庄铁道大学 省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室, 河北 石家庄 050043；
2. 石家庄铁道大学 河北省交通工程结构力学行为演变与控制重点实验室, 河北 石家庄 050043；
3. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043）

摘　要：在复杂场景中，基于单一模态的目标检测方法往往面临严重的性能退化，难以满足自动驾驶对感知精度和鲁棒性的严苛要求。为克服上述局限，本文提出一种基于鸟瞰视角（BEV）的双分支多模态融合目标检测算法 MMF-Det。该方法包含三个核心设计：在视觉分支中，设计深度分布引导的语义增强策略，通过双重复合残差结构强化语义表达，并利用深度概率分布校正 BEV 投影过程中的空间歧义，从而保留精细的空间细节；在激光雷达分支中，将稀疏三维卷积与自适应特征提取相结合，在体素化点云上高效捕获几何结构，提升稀疏区域的空间信息利用效率；在融合阶段，构建基于交叉注意力机制的门控融合网络，通过跨模态空间注意力图生成动态门控权重，自适应地对齐并整合图像语义信息与点云几何信息，有效抑制噪声干扰。实验结果表明，该算法在 nuScenes 验证集上的平均检测精度（mAP）和 nuScenes 检测得分（NDS）分别达到 68.9%和 71.8%，较 BEVFusion 基线分别提升 0.6%和 0.7%；在 KITTI 验证集上，3D 检测 mAP 为 75.3%，BEV 检测 mAP 为 78.1%，在汽车、行人和骑行者等主要类别上均取得具有竞争力的检测精度。定性和定量结果验证了该方法在复杂场景下的有效性和泛化能力。

关键词：多模态目标检测；鸟瞰视角；交叉注意力；特征融合；复杂场景感知

0 引言

随着智能交通系统与自动驾驶技术的迅猛发展，能够在包含遮挡、光照变化及多类异构目标共存的复杂场景中实现准确稳定的动态目标检测，成为环境感知领域的关键研究课题。然而，基于单一视觉或激光雷达的传统检测方法，在目标密集、传感器信号退化及动态干扰显著等条件下，极易出现漏检和误报，难以满足自动驾驶系统对高精度和高鲁棒性的感知需求。因此，融合相机语义信息与激光雷达空间信息的多模态检测方法，逐渐成为三维目标检测的重要研究方向[1]。

复杂场景下的目标检测面临多重挑战。其一，目标频繁被环境中其他物体部分或完全遮挡，导致单一视角下的视觉信息残缺不全；其二，光照条件随天气和时段剧烈变化，阴影与强光交替使图像对比度大幅波动，严重削弱视觉特征的稳定性；其三，目标在图像中的尺度跨度极大——近端大型障碍物占据数千像素，而远端行人和小型目标仅覆盖数十像素，这对多尺度特征提取提出了严苛要求。上述挑战的共同后果是：任何单一传感器的置信度都会不可预测地波动——弱光下图像退化，远距离下点云稀疏。这一现实从根本上决定了复杂场景下的目标检测必须依赖多模态互补，而非单模态的独立优化。需要指出的是，本文的实验验证基于 nuScenes 和 KITTI 等公开数据集进行。这些数据集提供了丰富且带有精确真值的遮挡、远距离小目标和光照变化样本，足以作为感知算法的通用能力测试平台，有效验证各模块在复杂感知条件下的有效性

近年来，多模态三维目标检测取得了显著进步。基于图像与点云融合的检测框架，通过充分利用不同传感器的互补优势，显著提升了目标检测性能。例如，BEVFusion 通过将多模态特征统一至 BEV 表示，在多个公开数据集上取得了具有竞争力的检测效果[2]。然而，现有方法仍面临诸多挑战。在视觉分支中，通常采用 ResNet[3]等单骨干网络进行特征提取，但深层特征在 BEV 投影过程中存在空间细节退化问题[4]，特征表示能力不足限制了检测精度的进一步提升。在点云处理层面，部分方法将三维点云投影至二维平面，虽简化了计算，却不可避免地丢失了原始几何细节与语义信息，影响模型的特征提取性能[5]。尽管 VoxelNet[6]和 Part-A^2[7]等三维直接方法试图充分利用点云的几

何结构，但在稀疏场景下，点云特征的利用仍不充分。在融合层面，常用的特征级融合策略，如基于多视角特征聚合的 AVOD[8]，难以充分建模图像语义与点云空间信息之间的复杂交互，导致融合效率低下。

针对上述问题，本文提出一种基于 BEV 的双分支多模态目标检测算法——MMF-Det（Multi-Modal to Fusion Detection）。在视觉分支中，提出深度分布引导的语义增强策略，以校正 BEV 投影时的空间歧义，在保留空间细节的同时增强特征表示；该策略依托双重复合残差结构，可提供丰富的语义特征。在激光雷达分支中，采用稀疏增强的特征提取模块，对体素化点云进行稀疏三维卷积以高效捕获几何结构，再压缩为 BEV 特征，确保即使在稀疏区域也能稳健地提取空间先验。特别地，设计了一种交叉注意门控融合模块，通过计算跨模态空间注意力图生成动态门控权重，自适应地对齐并整合两个 BEV 特征，有效抑制噪声并突出信息区域。在严重遮挡和小目标等复杂场景下，该方法展现出良好的检测性能，验证了其在多模态融合中的有效性。

1 模型构建

MMF-Det 的总体框架主要由视觉特征提取模块、激光雷达特征提取模块、多模态融合模块及检测头构成。该算法采用统一的 BEV 特征表示，分别从 RGB 图像和激光雷达点云中提取特征，并映射至 BEV 空间完成多模态融合。

具体而言，视觉特征提取部分采用深度分布引导的语义增强策略，以强化深层语义表达并保留空间细节；激光雷达特征提取部分通过稀疏增强结构提升三维空间特征的利用效率；融合阶段设计交叉注意门控融合网络，实现图像语义信息与点云空间几何信息的高效互补；最后，检测头完成三维目标检测与分类任务。上述组件的整体架构如图 1 所示。

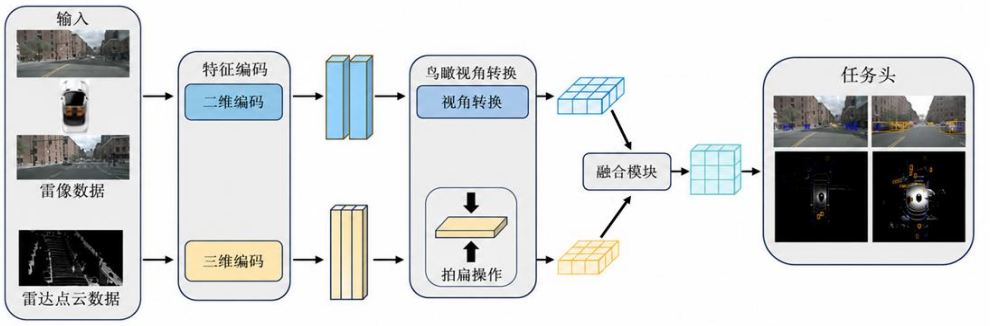


图 1　双分支多模态特征融合目标检测网络

Fig. 1　Overall architecture of the MMF-Det network

1.1 深度分布引导的语义增强模块

视觉分支面临的核心挑战之一，在于将二维图像特征投影至三维或 BEV 空间时产生的空间细节退化。为此，本文提出一种深度引导的语义增强策略，将双重复合残差主干网络与深度分布预测机制相结合。与对所有图像区域一视同仁的标准主干网络不同，如图 2 所示的双重复合残差结构通过多主干级联与密集连接，丰富深层语义表示，提供坚实的语义基础。

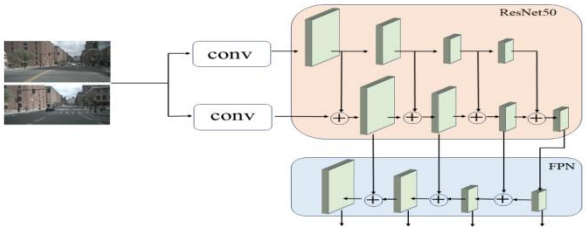


图 2　Dual-Res 结构图

Fig. 2　Dual compound residual structure

其特有的连接形式表现为：

$$x_k^l = F_k^l(x_k^{l-1} + \sum_{i=l}^{L} g_i(x_{k-1}^l)),\ l \geq 2 \tag{1}$$

其中，$xl\,k$ 表示第 l 级第 k 个骨干网络的输出特征图；k 为骨干网络个数（本文中 k=2）；l 为当前级指标（l≥2），L 为骨干网络的总级数；$Fl\,k(\cdot)$表示第 k 个骨干网络在第 l 级进行的非线性变换（由卷积、批归一化、激活函数等组成）；$xl\,k\text{-}1$ 为同一级前一个骨干网络的输出特征；$g_i(\cdot)$表示由 1×1 卷积和批归一化层组成的复合连接函数，用于调整特征图尺度与通道数以匹配维度，实现逐元素相加；求和项$\sum k\ i=1 g_i(xl\,k-1)$将不同 g_i 变换后的特征相加，实现密集连接与特征重用。

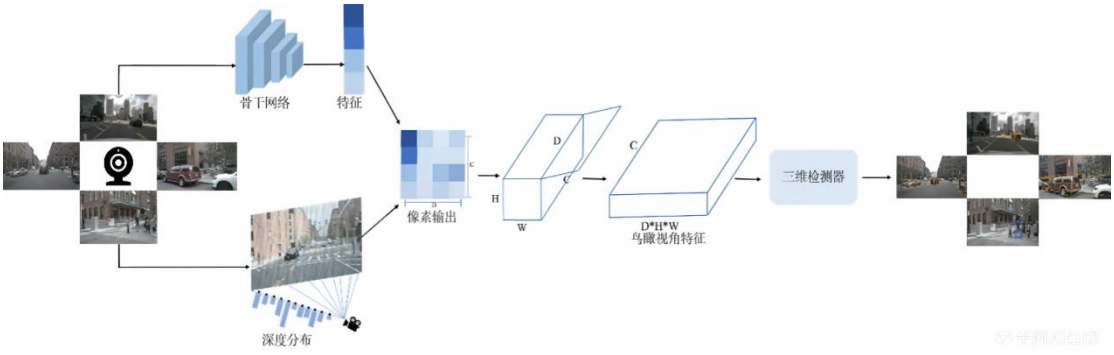


图 3　图像支路算法流程

Fig. 3　Vision-based branch algorithm pipeline

随后，视觉分支进一步引入深度预测机制，估计每个像素的离散深度概率分布：

$$p(d \mid i,j) = \frac{\exp(L_{i,j,d})}{\sum_{d'=1}^{D} \exp(L_{i,j,d'})} \tag{2}$$

其中，$p(d \mid i,j)$表示像素位置(i,j)处深度取值为 d 的条件概率；i,j 为像素的行列索引；d 为离散化深度值，范围 1 到 D；D 为深度假设总数；$L_{i,j,d}$为网络预测的像素(i,j)处深度 d 的 Logit（未归一化分数）；分母$\sum D\ d'=1 exp(L_{i,j,d'})$对所有深度假设的指数求和，经 Softmax 归一化得到有效概率分布。

预测的深度分布作为空间校正先验。随后，在深度估计指导下，利用相机内外参将每个像素反投影至三维空间：

$$\begin{bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{bmatrix} = dM^{-1} \begin{bmatrix} u \\ v \\ 1 \end{bmatrix} \tag{3}$$

其中，$[x_c, y_c, z_c]^{\mathrm{T}}$ 表示相机坐标系下的三维坐标；d 为由式（2）预测的深度值；M 为 3×3 相机内参矩阵（含焦距 f_x, f_y 及主点 c_x, c_y），M^{-1} 为其逆矩阵；$[u, v, 1]^{\mathrm{T}}$ 为像素坐标(u, v)的齐次表示。

通过使用深度分布而非固定标量引导反投影，有效校正了透视到 BEV 变换中常见的空间错位。最后，如图 3 所示流程，采用双线性插值将提升后的三维特征聚合至统一的 BEV 特征图。该深度引导方法确保了生成的 BEV 特征保留精细空间细节，为检测小目标和严重遮挡目标提供了高质量输入。

上述设计对复杂场景具有显著适应性。双重复合残差结构通过多级特征复用与密集连接，有效缓解了深层网络中细节信息逐层衰减的问题；而深度概率分布引导的反投影机制使得网络在面临光照突变或局部过曝时，仍能利用分布先验维持投影精度。两者协同作用，为后续融合模块提供了同时包含丰富语义与精细空间结构的 BEV 特征。

1.2 体素化稀疏几何编码模块

标准点云处理流程要么通过二维投影丢失几何细节，要么缺乏对稀疏区域的增强。为克服二维投影中几何细节丢失及稀疏区域特征提取不足的问题，本文引入基于 SECOND[9]的稀疏增强体素编码模块。首先将输入点云划分为体素网格，取每个非空体素内点特征的平均值作为初始体素表示。随后，采用三维稀疏卷积神经网络，堆叠多个卷积层以扩大感受野，提取体素级空间特征。

特征提取后，将三维体素特征沿 Z 轴池化压缩，得到空间尺寸均匀的二维鸟瞰特征图。该 BEV 特征图与视觉分支输出的 BEV 特征保持相同空间分辨率，便于后续多模态融合。如图 4 所示，该成熟的基于主干的流程保障了点云特征提取的可靠性。

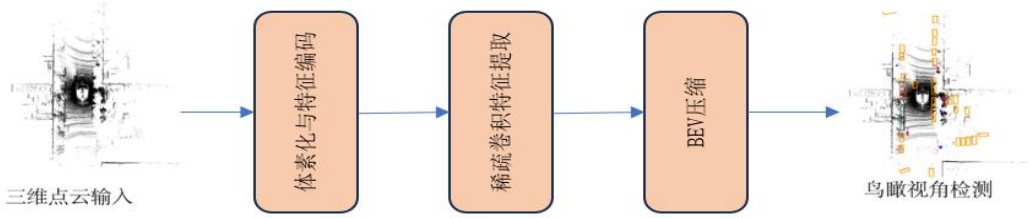


图 4　点云支路算法流程

Fig. 4　Lidar-based branch algorithm pipeline

该模块直接在体素化点云上执行稀疏三维卷积并压缩为 BEV 特征，充分利用了激光雷达数据的精确几何结构，避免了二维投影带来的信息损失，即使在稀疏区域也能保持稳健的特征提取，使模型能够选择性地增强信息区域，有望抑制噪声并提升检测可靠性。

该设计的核心优势在于其对非均匀点云分布的处理能力。通过稀疏三维卷积在非空体素上选择性计算，避免了稠密卷积在稀疏输入上的计算浪费，同时保留了三维几何结构的完整性。沿 Z 轴池化压缩为 BEV 特征后，空间结构得以保留，使得在远距离区域仅有少量点云返回的情况下，模型仍能提取有效几何先验，为多模态融合提供可靠的空间支撑。

1.3 交叉注意门控融合模块

简单的特征级联或求和往往难以解决不同模态间噪声或模糊信号的冲突。为此，本文提出一种交叉注意门控融合模块，以实现动态且自适应的互补，其详细结构如图 5 所示。

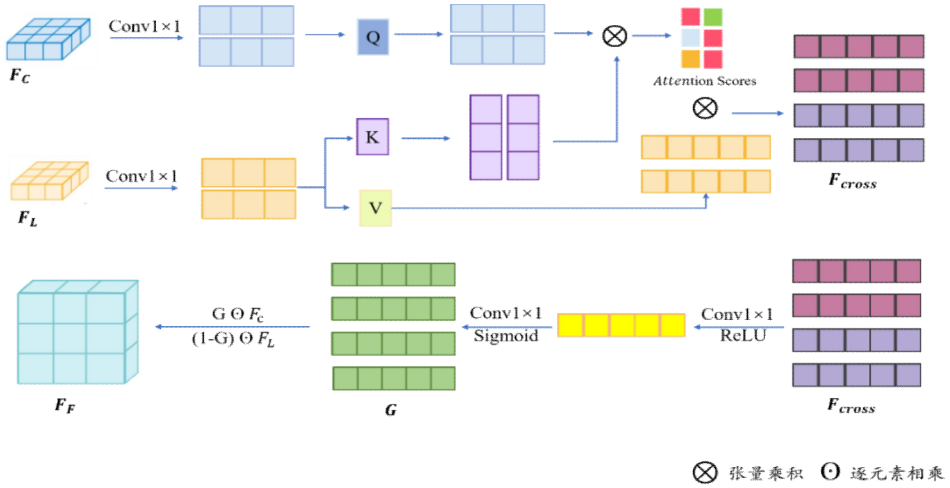


图 5　交叉注意力门控融合模块

Fig. 5　Cross-attention gated fusion module

针对视觉 BEV 特征与激光雷达 BEV 特征，通过 1×1 卷积生成查询（Q）、键（K）和值（V）矩阵，其中图像特征提供丰富的语义信息，点云特征提供准确的空间结构信息。随后计算空间相关性权重：

$$F_{cross} = \text{Softmax}(\frac{QK^T}{\sqrt{C}}) \cdot V \tag{4}$$

其中，C 表示线性投影后 Q 和 K 矩阵的公共通道维数，Softmax 对注意力权重进行归一化。通过该交叉注意力机制，网络自适应地对齐并融合跨模态特征，生成增强特征 F_{cross}。

随后，增强特征 F_{cross} 经过通道压缩并恢复以提取关键特征，生成空间门控掩码：

$$G = \delta(\text{Conv}_{1\times1}(\text{ReLU}(\text{Conv}_{1\times1}(F_{cross})))) \tag{5}$$

其中，Conv1×1 表示 1×1 卷积，ReLU 为线性激活函数，δ为 Sigmoid 激活函数。最终掩码 G 与原始特征逐元素相乘，以增强或抑制重要空间位置。

所得门控权重与原始双模态特征逐元素相乘，动态抑制图像中的模糊区域与点云中的噪声点，得到最终融合特征：

$$F_F = G \odot F_C + (1-G) \odot F_L \tag{6}$$

其中，⊙表示逐元素相乘，F_C 为图像特征，F_L 为点云特征。

该交叉注意门控融合模块通过学习跨模态空间注意力，自适应地对齐图像语义信息与点云几何信息。生成的动态门控权重选择性地增强信息区域，同时抑制模糊或噪声信息。该机制克服了传统融合策略交互能力有限的缺陷，实现了高度互补的特征表示，从而使模型在遮挡、弱光和恶劣天气等条件下也能获得更可靠的检测结果。

门控融合机制的核心优势在于其动态选择能力。当某一模态因环境干扰而退化时——如图像在背光条件下语义模糊，或激光雷达在雨雾中产生噪声点——门控权重能够自适应地抑制该模态在对应空间位置的贡献，转而依赖另一模态的可靠信息。这种动态权衡策略从根本上提升了融合系统在感知条件剧烈波动时的鲁棒性，避免了固定融合权重在模态退化时的失效风险。

2 实验结果与分析

2.1 数据集和实验设置

本文实验在公开的 nuScenes[10]和 KITTI[11]数据集上进行验证。nuScenes 数据集包含 1000 个复杂驾驶场景，提供 10 个对象类别的官方标注；KITTI 数据集包含 14999 帧图像与点云，其三维检测基准涵盖汽车、行人和骑行者三个主要类别。如表 1 所示，两个数据集在数据来源、数据量和标注类别上存在差异。本文中，我们汇报的是两个数据集各自官方定义的全部类别上的检测结果，因为两个基准都只针对这些官方类别来计算 mAP 和 NDS，构成与最先进方法公平比较的标准协议。

表 1　nuScenes 和 KITTI 数据集对比

Table 1　Comparison of nuScenes and KITTI Datasets

	nuScenes	KITTI
数据来源	新加坡实际驾驶场景	德国卡尔斯鲁厄街区
数据量	1000 个场景	14999 帧图像和点云
标注类别	十类物体标注	三类物体标注

实验采用 PyTorch 深度学习框架，在 NVIDIA RTX 4090 GPU 上进行训练。采用 AdamW 优化器，训练过程中使用余弦退火学习率调度策略。激光雷达分支训练 20 个 epoch，初始学习率为 1e-4；融合分支训练 6 个 epoch，初始学习率为 2e-4。点云体素化尺寸为[0.075, 0.075, 0.2]，范围设置为[-54.0, -54.0, -5.0, 54.0, 54.0, 3.0]。总损失函数包含分类损失、边界框回归损失和方向分类损失，遵循 BEVFusion 中的标准设置。

2.2 实验结果

表 2 给出了本文算法与当前主流三维目标检测算法及多模态目标检测算法在 nuScenes 数据集上的对比实验结果。与基线算法 BEVFusion 相比，本文算法在 mAP 和 NDS 上分别提升了 0.6%和 0.7%。在各类别指标上，MMF-Det 对汽车、自行车和行人的检测精度最高，分别达到了 89.6%、64.4%和 89.3%；但在大型车辆类别上性能略有下降。

如表 3 和表 4 所示，本文方法在 KITTI 验证集上取得 3D 检测 mAP 为 75.3%，BEV 检测 mAP 为 78.1%，均优于 BEVFusion 基线算法。并在汽车、行人和骑者三个类别上，我们的方法在绝大多数难度级别上取得了最高或次高的平均精度；但在 BEV 检测的汽车（困难）和骑者（中等）难度上，精度略低于部分对比方法。

表 2 nuScenes 数据集验证集实验结果

Table 2　nuScenes Dataset Validation Set Experimental Results

模型	平均精度(%)	整体指标(%)	汽车	卡车	工程车辆	公交车	拖车	障碍物	摩托车	自行车	行人	交通锥
DETR3D	41.2	47.9	60.3	33.3	17.0	29.0	35.8	56.5	41.3	30.8	45.5	33.3
BEVFormaV2	55.6	63.4	74.8	48.4	30.5	43.0	48.4	69.2	58.5	48.3	60.7	74.7
BEVDepth	50.3	60.0	68.7	38.4	19.0	40.7	43.0	67.7	52.8	39.4	57.7	75.3
Pointpillar	27.3	48.0	68.2	26.7	4.2	34.3	24.2	33.2	15.7	4.1	45.2	17.4
Second	33.7	52.9	70.9	32.8	7.5	43.0	26.3	42.9	19.7	9.0	59.9	24.7
VoxelNet	33.0	52.5	68.6	23.1	5.8	32.8	17.4	44.7	22.9	12.7	67.0	34.9
CenterPoint	60.3	67.3	85.2	53.5	20.0	63.6	56.0	71.1	59.5	30.7	84.6	78.4
TransFusionL	65.5	70.2	86.2	56.7	28.2	66.3	**58.8**	**78.2**	68.3	44.2	86.1	82.0
PVRCNN++	44.6	58.9	79.3	45.6	11.3	59.4	32.4	32.6	25.3	10.2	71.2	16.3
BEVFusion	68.3	71.1	88.5	**63.4**	29.7	**76.6**	48.1	70.8	**75.4**	63.3	88.2	**78.5**
Our	**68.9**	**71.8**	**89.6**	62.7	**31.8**	75.8	49.6	72.8	74.8	**64.4**	**89.3**	77.3

注：每列最佳和次优结果分别以加粗和下划线显示。

表 3 KITTI 验证集上 3D 实验结果

Table 3　3D Experimental Results on the KITTI Validation Set

模型	平均精度	汽车				行人				骑者			
		易	中	难	精度	易	中	难	精度	易	中	难	精度
SPE-Net	71.4	90.7	82.3	78.6	83.9	62.1	56.5	50.4	56.3	87.2	69.7	65.2	74.0
SARSECOND	68.7	89.2	79.1	78.6	82.3	55.8	50.3	48.2	51.4	83.7	69.6	63.9	72.4
BEVFusion	73.5	91.5	80.6	78.8	83.6	68.9	59.5	54.9	61.1	89.2	70.3	67.6	75.7
MVXNet	62.4	85.5	73.3	67.4	75.4	58.2	52.9	48.7	53.3	70.7	54.3	50.7	58.6
RI-Fusion	71.6	89.4	79.1	78.4	82.3	62.0	55.9	50.4	56.1	88.8	**72.4**	67.9	76.4
BAFusion	74.1	92.2	82.6	80.2	85.0	70.4	**61.7**	55.0	62.4	88.5	70.2	66.4	74.9
Our	**75.3**	**92.7**	**82.8**	**80.2**	**85.2**	**72.5**	61.0	**58.4**	**64.0**	**90.5**	72.2	**68.1**	**76.9**

表 4 KITTI 验证集上 BEV 实验结果

Table 4　BEV Experimental Results on the KITTI Validation Set

模型	平均精度	汽车				行人				骑者			
		易	中	难	精度	易	中	难	精度	易	中	难	精度
SPE-Net	76.7	92.8	**90.0**	87.5	90.1	65.9	63.5	55.3	61.6	92.2	74.4	68.8	78.5
SECOND	70.5	**92.8**	88.3	87.0	89.4	55.9	50.3	45.9	50.7	83.1	67.5	63.3	71.3
PointPillars	69.0	89.6	86.6	83.2	86.5	56.6	51.5	47.4	51.8	79.9	64.8	61.8	68.8
BEVFusion	78.0	91.5	88.2	87.4	89.1	70.8	65.2	60.8	65.6	91.3	74.4	72.7	79.4
RI-Fusion	76.5	90.3	87.9	86.1	88.1	65.3	58.7	55.2	59.7	89.5	**79.1**	**76.2**	**81.6**
BAFusion	**78.2**	88.7	88.4	**93.6**	**90.2**	**71.7**	64.2	58.6	64.8	**93.6**	74.8	70.5	79.6
Our	78.1	92.0	88.6	84.2	88.3	71.6	**66.3**	**62.1**	**66.7**	92.1	74.3	71.4	79.3

2.3 视觉分析

在如图 6 所示的可视化结果中，汽车、行人、摩托车和卡车（大型车辆）的检测框分别以黄色、蓝色、粉色和橙色进行标注；同时，红色虚线圆圈标注了与真实标签（Ground Truth，GT）相比出现的误报或漏检目标。对于 nuScenes 数据集，与 BEVFusion 相比，本文方法在保持大目标（如卡车）检测精度的同时，对小目标（如摩托车、行人）实现了更精确的定位，且对远距离和遮挡目标的捕获能力更强，显著减少了误报和漏检。在 KITTI 数据集的结果中，基于图像检测的红色边界框为 BEVFusion 结果，蓝色边界框为本文算法结果；点云检测中紫色边界框为真值框，绿色边界框为本文算法结果，黄色虚线圆圈表示漏检或误检。上述可视化对比充分表明，本文算法在捕获远距离遮挡目标及行人等小目标特征方面具有明显优势，有效提升了模型在复杂场景下的整体检测性能与鲁棒性。

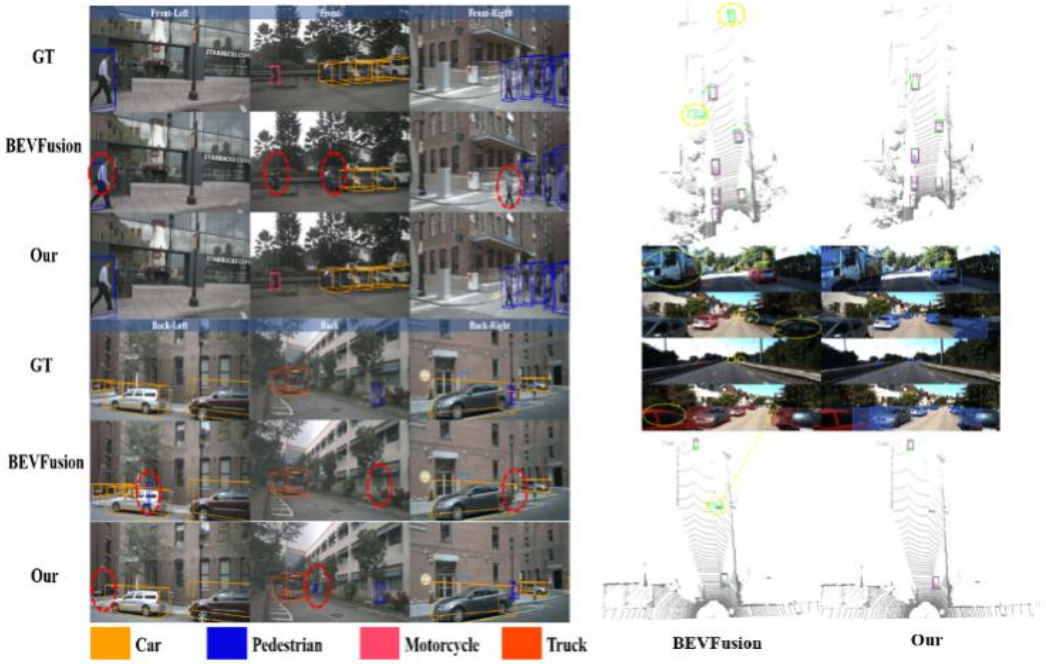


图 6　nuScenes 和 KITTI 数据集的可视化

Fig. 6　Visualization of nuScenes and KITTI datasets

3 总结

本文提出一种基于 BEV 的双分支多模态融合检测框架 MMF-Det。该方法引入三个关键组件：深度分布引导的语义增强模块，通过将二维图像特征与像素级深度概率分布相结合，有效缓解了视觉到 BEV 投影中的空间模糊问题，使 BEV 特征图保留了更精细的空间细节；稀疏增强的体素编码骨干，在三维体素空间上执行稀疏卷积运算，避免了二维投影带来的几何信息损失，即使在点云稀疏区域也能稳健提取几何结构特征；交叉注意门控融合机制，通过跨模态注意力图动态计算空间门控权重，在抑制各模态噪声的同时自适应地突出信息互补区域，实现了图像语义与点云几何的高效整合。

在 nuScenes 验证集上，MMF-Det 取得了 68.9%的 mAP 和 71.8%的 NDS，较 BEVFusion 基线分别提升 0.6%和 0.7%。在 KITTI 验证集上，本文方法在 3D 检测和 BEV 检测上的 mAP 分别达到 75.3%和 78.1%，超出 BEVFusion 分别 1.8%和 0.1%，并在汽车、行人和骑行者三个类别的大多数难度级别上取得了最高或次高的平均精度。定性可视化进一步验证了算法对小尺寸、远距离及遮挡目标定位精度的提升。然而，我们也注意到，与 BEVFusion 相比，所提方法在卡车和公共汽车等大型车辆类别上性能略有下降，这可能表明交叉注意门控机制在强调细节的同时，一定程度上牺牲了超大实例的结构完整性。

同时，由于所提框架不依赖车道线、路沿等结构化先验，而是基于通用的几何与语义特征完成目标检测，因此具备向更广泛场景迁移的潜力。未来可进一步结合领域自适应技术，将该方法拓展至矿区、野外等复杂环境下的感知任务中，为全地形自动驾驶提供技术支撑。

未来工作将从以下三个方面展开。首先，探索轻量级融合架构与自适应稀疏注意力机制，在保持检测精度的前提下降低模型计算复杂度，提升在边缘计算平台上的实时推理能力。其次，融入时序信息构建帧间特征关联，利用连续帧间的运动一致性来增强对动态目标的跟踪稳定性，实现更鲁棒的动态场景理解。此外，计划研究无监督领域自适应技术，通过对抗式对齐或伪标签自训练等方式，使模型能够在无需额外标注数据的情况下适应新的光照和天气条件，进一步提升方法的泛化能力。

参考文献：

References：

[1] Vora S, Lang A H, Helou B, Beijbom O. PointPainting: Sequential fusion for 3D object detection[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2020: 4604-4612.

[2] Liu Z, Tang H, Amini A, Yang X, Mao H, Rus D. BEVFusion: Multi-Task multi-sensor fusion with unified bird's-eye view representation[C]//Proceedings of the 2023 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). London, United Kingdom: IEEE, 2023: 2774-2781.

[3] He K, Zhang X, Ren S, Sun J. Deep residual learning for image recognition[C]//Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2016: 770-778.

[4] Yang C, Chen Y, Tian H, et al. Bevformer v2: Adapting modern image backbones to bird's-eye-view recognition via perspective supervision[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2023: 17830-17839.

[5] Simon M, Milz S, Amende K, Gross H M. Complex-yolo: Real-time 3D object detection on point clouds[J]. arXiv preprint arXiv:1803.06199, 2018.

[6] Zhou Y, Tuzel O. Voxelnet: End-to-end learning for point cloud based 3D object detection[C]// Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2018: 4490-4499.

[7] Shi S, Wang Z, Shi J, Wang X, Li H. From Points to Parts: 3D Object detection from point cloud with Part-aware and Part-aggregation Network [J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 2020: 2647-2664.

[8] Ku J, Mozifian M, Lee J, Harakeh A, Waslander S L. Joint 3d proposal generation and object detection from view aggregation[C]//2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). IEEE, 2018: 1-8.

[9] Yan Y, Mao Y, Li B. Second: Sparsely embedded convolutional detection[J]. Sensors, 2018, 18(10): 3337.

[10] Caesar H, Bankiti V, Lang A H, et al. nuScenes: A multi-modal dataset for autonomous driving[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). Seattle: IEEE, 2020: 11621-11631.

[11] Geiger A, Lenz P, Urtasun R. Are we ready for autonomous driving? The KITTI vision benchmark suite[C]//2012 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). Providence: IEEE, 2012: 3354-3361.

基于 H∞-AFTADRC 的水陆两栖车航向稳定控制策略

朱仲文，舒智能，李丞，仇昕，孔维毅

合肥工业大学汽车与交通工程学院，合肥　230009

摘　要：针对水陆两栖车在风、浪、流及推进系统输出波动等多源扰动下易产生航向角偏移的问题，本文提出一种基于 H∞-AFTADRC 的航行稳定控制策略。首先，建立三自由度车辆水上动力学模型，引入自适应有限时间扩张状态观测器 AFTESO 对系统内外部扰动进行统一估计，克服传统观测器极点配置敏感性强的缺陷。在此基础上，增加 H∞滤波对扰动估计值进行修正增强系统对扰动的抑制能力。基于 Lyapunov 稳定性理论，证明了闭环系统的稳定性。通过离线仿真与硬件在环在线实验验证所提方法有效性，结果表明：所提方法平均单步计算耗时为 3.31 ms 满足 10 ms 硬实时周期约束，具备良好工程可行性，与传统 ADRC 及 EKF-LADRC 控制方法相比，在四级海况下航向角的绝对值误差分别降低了 42.90%和 28.51%，调节时间(误差小于 1%)分别缩短 14.8%和 21.2%。研究表明，该方法能够提高水陆两栖车在多源航行扰动耦合作用下的航向保持精度和动态恢复能力，为复杂海况下高精度航向控制工程需求提供了解决方法。

关键词：水陆两栖乘用车；航向控制；自抗扰控制；H∞-AFTADRC；

Heading Stability Control Strategy for Amphibious Vehicles Based on H∞-AFTADRC

Zhu Zhongwen，Shu Zhineng，Li Cheng，Qiu Xin，Kong Weiyi

School of Automobile and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009

Abstract: To address the heading angle deviation of amphibious vehicles under multi-source disturbances including wind, waves, currents, and propulsion system output fluctuations, this paper proposes a heading stability control strategy based on H∞-AFTADRC. A three-degree-of-freedom (3-DOF) waterborne vehicle dynamics model is established, and an adaptive finite-time extended state observer (AFTESO) is introduced to uniformly estimate internal and external disturbances, thereby overcoming the high pole-placement sensitivity of conventional observers. An H∞ filter is then incorporated to refine the disturbance estimates and enhance robustness against stochastic disturbances. Closed-loop stability is proved via Lyapunov theory. Offline simulations and hardware-in-the-loop (HIL) tests validate the proposed method. Results show that the average single-step computation time is 3.31 ms, satisfying the 10 ms hard real-time constraint and confirming engineering feasibility. Compared with conventional ADRC and EKF-LADRC, the absolute heading angle error under sea state 4 is reduced by 42.90% and 28.51%, and the settling time (error < 1%) is shortened by 14.8% and 21.2%, respectively. The results confirm that the method improves the heading-holding accuracy and dynamic recovery capability of amphibious vehicles under coupled navigational disturbances, providing a viable solution for high-precision heading control in complex sea conditions.

Keywords: Amphibious passenger vehicle; Heading control; Active disturbance rejection control; H∞-AFTADRC;

前言

水陆两栖车作为一种跨介质的全地形智能装备，在跨域物资运输及应急保障等领域展现出重要战略价值[1]。随着复杂水域任务增多，对平台的高适应性、强鲁棒性控制提出了迫切需求。然而，与常规船舶相比，水陆两栖车由于车体外形呈现钝体特征，水动力特性更为复杂，导致模型难度较大[2]，航行环境中车辆同时承受风、浪、流等多源扰动，耦合作用下扰动对航向的影响显著放大[3]，常规船舶航向方法难以直接适用，导致出现航向偏离、调节时间过长等问题，严重威胁航行的稳定性与安全性[4]。因此，针对水陆两栖车的航向抗扰动控制对保障车辆航行稳定与安全至关重要。

在水陆两栖车扰动的精准观测与估计问题上，早期研究依托精细机理模型对单一扰动进行估计。Yu 等[5]针对水流扰动建立模型，提出一种适用无人水面船舶（Unmanned Surface Vehicle, USV）的平滑路径规划方法，以降低水流对路径规划精度的影响；冯亿坤等[6]基于计算流体力学（Computational Fluid Dynamics, CFD）方法对喷水推进器系统扰动开展耦合数值模拟，虽能刻画特定扰动源的作用机制进行精准估计，但无法反映实际水域环境中多源扰动的耦合效应。为突破单扰动估计的局限性，学界逐渐转向基于状态观测器的复合扰动统一估计框架。刘志全等[7]采用扩张状态观测器（Extended State Observer, ESO）对船舶模型中的复合扰动进行统一估计，有效提升了航向保持与转向过程的跟踪精度。Gao 等[8]设计了一种基于调幅的有限时间观测器（Amplitude-Modulated Finite-Time Observer, AM-FTO），通过调幅增益实现快速收敛，为多源环境扰动的实时估计提供了高效方案。然而，两栖车航行时因轮体半潜、车体颠簸会引入大量高频噪声[9]，为保证扰动估计的快速收敛性，ESO、AM-FTO 等观测器均采用高增益架构，会进一步放大测量噪声，造成扰动估计结果震荡，难以精准区分测量噪声与真实复合扰动。目前尚缺乏一种适配水陆两栖车高频噪声特性，实现对多源耦合扰动进行统一观测的方法。

航向控制是水上航行的核心环节，其性能直接决定航行的安全性与作业精度。PID 控制作为经典方法，被广泛应用于船舶航向控制中，朱硕等[10]构建了基于经典 PID 的船舶航向控制系统，并通过实时调节 PID 参数实时系统性能优化；Hongye 等[11]针对水-空两栖水下航行器提出一种自适应 PID 路径跟踪控制器，仿真结果表明其跟踪位置误差可控制在 0.1m 以内。当系统面临强非线性、参数时变及复杂环境扰动时，PID 控制器的控制性能往往难以保持。李诗杰等[12]将无模型自适应控制（Model-Free Adaptive Control, MFAC）引入 ADRC 结构中，实现了复杂环境扰动下的船舶航迹精确控制；Wang 等[13]提出一种基于深度强化学习的自主水面舰艇轨迹跟踪控制器，仿真结果表明其跟踪误差较 NMPC 降低 53.33%。然而，智能控制方法的实时性与稳定性难以从理论上严格保证，工程落地仍面临挑战。针对这些问题，基于扰动观测的主动抗扰控制框架逐渐成为主流[14]。Liu 等[15]结合滑模控制与其构建的超螺旋扩张状态观测器实现船舶总扰动的有限时间估计与抑制，提升了恶劣海况下船舶作业的可行性与安全性。祁涛等[16]在 ADRC 控制器中对改进型扩张状态观测器的观测扰动予以补偿，最大跟踪误差较 PID 控制降低 49%。

综上，尽管基于 ESO 的 ADRC 框架已在船舶抗扰控制中展现出良好的鲁棒性，但水陆两栖车因其车体宽大钝滞的物理特性[17]，引入大量高频噪声，依赖现有框架难以实现收敛速度与抗噪性能的兼顾[18]；且估计误差可能无法收敛到预期范围出现漂移，导致扰动补偿信号不可靠。为此，本文提出一种融合 H∞滤波的优化 ADRC 扰动补偿的协同抗扰策略。

本文主要贡献包括：

（1）针对现有水动力学模型对水陆两栖车钝体外形的非线性耦合特性考虑不足，难以支撑高精度控制算法设计的问题，本文在经典船舶三自由度模型基础上，修正钝体附加质量矩阵与水动力阻尼项，相较于文献[19]中采用的简化模型，能为控制算法的验证提供更可靠的被控对象模型支撑。

（2）针对多源扰动耦合作用下，传统扩张状态观测器提高带宽会放大噪声、引发估计振荡，降低带宽则导致扰动估计滞后，难以保障航向控制稳定性的问题，本文提出一种误差增益自适应的有限时间扩张状态观测器 AFTESO，相较于文献[20]中的 ESO 观测器，其能通过自适应调节误差增益达到快速收敛同时有效抑制噪声。

（3）针对强扰动环境下传统 ADRC 直接采用含噪测量信号导致观测器扰动补偿精度不足的问题，提出了一种 H∞-AFTADRC 的自抗扰航行稳定控制策略。与文献[21]相比，其通过 H∞滤波对扰

动估计值进行修正，提高了系统在强扰动场景下的适应能力，并且采用了 HIL 硬件在环实验验证了其可行性与有效性。

1 车辆动力学与扰动建模

1.1 水上航行工况下的姿态动力学模型建立

本文的研究对象为水陆两栖车乘用车，建立地固坐标系与体固坐标系两个坐标系，体固坐标系原点设于车辆重心处以简化动力学建模。将水陆两栖车辆视为刚体系统，假设车体左右对称且质量分布均匀，体固坐标系的起点与车辆的重心重合；船的运动状态可以被测量；弹性形变与车辆重心变化影响可被忽略。

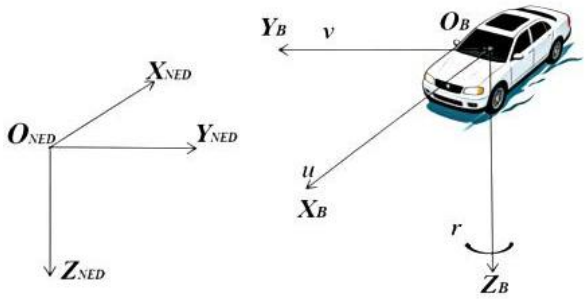


图 1　地固坐标系统与体固坐标系转换图

设车辆在地固坐标系中的位置向量为$\eta_p=[x,y,z]^{\mathrm{T}}$，姿态角向量为$\eta_o=[\varphi,\theta,\psi]^{T}$，其分别表示车辆的侧倾角、纵倾角和航向角。车辆在体固坐标系下的线速度与角速度分别记为 $v=[u,v,w]^{\mathrm{T}}$,$\omega=[p,q,r]^{\mathrm{T}}$。以体固坐标系对水陆两栖车的纵向速度、横向速度、航向角三个自由度进行动力学建模。

本研究中车辆动力学模型的参数均取自实车数据，具体如表 1 所示：

表 1　水陆两栖车辆相关参数

车辆参数	数值	车辆参数	数值
m	3211	d	0.856
W	2.05	m_x	3619
L	5.2	I_{zz}	608
H	1.96	I_{z}	1248
h	0.679		

水陆两栖车在水上航行运动时，所受力矩包括重力矩、恢复力矩、航行阻力矩和推力矩；附加转动惯量可根据文献[22]中针对钝体外形的经验公式进行估算：

$$\begin{cases} \mathrm{I}_{xx}=K_p\rho\mathrm{W}^3\mathrm{hL} \\ \mathrm{I}_{yy}=K_q\rho\mathrm{L}^3\mathrm{hW} \\ \mathrm{I}_{zz}=K_r\rho\mathrm{W}^3\mathrm{hL} \end{cases} \tag{1}$$

$$\boldsymbol{K}=diag\{K_P,K_q,K_r\} \tag{2}$$

式中 $\boldsymbol{K}$ 为形状系数矩阵，依据实车形状参数选取为 $diag\{0.08,0.25,0.1\}$；h 为吃水深度；ρ为水密度。

推力由尾部两个喷水推进器提供，根据喷水推进器的外特性曲线计算得推力距为：

$$\mathrm{M}_T=d\times(\mathrm{T}_0\mathrm{V}_L+\mathrm{T}_0\mathrm{V}_R) \tag{3}$$

式中T_0为推进器定转速下的静推力系数；V_L、V_R为推进器的转速。

在车体坐标系中，在中低速时考虑车体所受横向力仅由水阻力及附加的耦合力组成可忽略不计，故将横向速度视为 0，进而忽略三轴角速度间的耦合项，航向角速度公式可写为：

$$(\mathrm{I}_z+\mathrm{I}_{zz})\dot{r}=d(\mathrm{F}_L-\mathrm{F}_R)-\frac{1}{2}C_{dr}\rho\mathrm{W}^3\mathrm{hL}r|r| \tag{4}$$

其中，尾项为水恢复力与航行阻力的合力项，C_{dr}为阻力系数，通过文献[23]的经验参数选取为 0.1；

对航向角速度进行线性化，在 $r=r_0$处进行泰勒一阶展开，则可改写为：

$$\dot{r}=k_1\,(\mathrm{F}_L-\mathrm{F}_R)-k_2r \tag{5}$$

考虑车辆纵向所受合力，包括左右喷水推进器的推力以及纵向阻力 R_u，同样的，对纵向速度进行线性化，在 $u=u_0$ 处进行泰勒一阶展开，则纵向速度可改写为：

$$\dot{u}=k_3\,(\mathrm{F}_L+\mathrm{F}_R)-k_4u \tag{6}$$

则水陆两栖车的纵向速度、横向速度和航向角三自由度动力学方程为：

$$\begin{cases}\dot{r}=k_1\,(\mathrm{F}_L-\mathrm{F}_R)-k_2r\\ \dot{u}=k_3\,(\mathrm{F}_L+\mathrm{F}_R)-k_4u\\ v=0\end{cases} \tag{7}$$

1.2 水上航行工况下扰动数学模型建立

在航行工况中，水陆两栖车辆受到的环境扰动主要包括风载荷、波浪激励以及水流扰动。风载荷扰动通常表现为作用于车辆水上部分的高斯型随机侧向力与偏航力矩；波浪扰动具有明显的频谱特性，可采用 Pierson-Moskowitz 或 JONSWAP 谱描述其能量分布[24]；流扰动则主要体现为相对速度的变化，导致附加的流体动力与力矩。

上述扰动源具有高度随机性、宽频带特性和多源耦合特征，在理论分析与数值仿真中，若逐一复现其物理细节，将大幅增加模型复杂度与计算负担。本文在保证扰动统计特性的前提下简化建模过程：风载荷采用白噪声过程近似，波浪激励利用典型二阶振荡环节描述其多频叠加特性：

$$\mathrm{h}_1(s)=\frac{K_w s}{s^2+2\zeta\omega_w+{\omega_w}^2}w(s)+A_W w(s) \tag{8}$$

其中：K_w 用于描述波浪强度；A_W 用于描述风扰强度；ζ 用于描述海浪阻尼；ω_w 用于描述海浪频率。车辆内部扰动主要表现为电机或发动机输出转矩的瞬时波动其具有明显随机特性；本文将电机转矩波动、传动间隙冲击及传感器测量噪声等多源不确定性视为一个具有适当强度的多维白噪声过程，通过噪声方差调节以匹配实测数据的能量分布。

1.3 车辆动力学模型验证

为验证所提三自由度动力学模型表征方法的准确性，本节基于实车航行试验数据与模型仿真结果进行对比分析。采集实车工况下左右推进电机转速、航向角等数据；将相同初始条件与输入导入仿真模型，计算航向角仿真值与实测值的相对误差以评估模型精度。

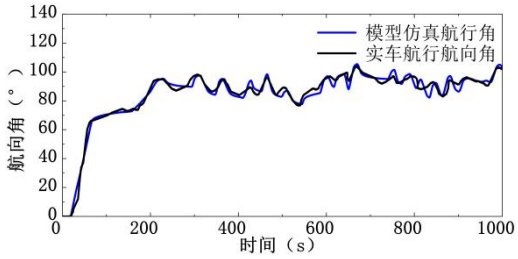


图 2 水陆两栖车动力学模型精度对比图

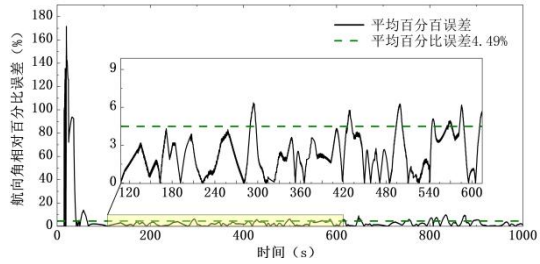


图 3 车辆动力学模型相对百分比误差

对比结果表明，模型仿真值与实车测量值变化趋势一致，在初始阶段由于车辆持续大角度转向模型仿真值与实车测量值出现较大偏差，最大瞬时偏差达到 11.2°，随着航行逐渐平稳模型误差也逐渐降低稳定在 5°以内。模型的平均百分比误差控制在 4.49%，在去除大角度转向部分（0-100s）的平均百分比误差可以控制在 2.35%可以较好地满足仿真实验的要求。模型的误差主要来源于实车航行状况下的波浪扰动、传感器的测量误差与车辆动力学模型的简化。

上述对比结果表明，所建立的考虑钝体外形特征的水陆两栖车三自由度动力学模型，与实车航行工况中航向角仿真误差控制在 5%以内，满足后续控制算法设计对模型精度的要求，证实了所建模型的有效性与可靠性，为第 2 章抗扰控制策略的设计奠定了被控对象基准。

2 H∞-AFTADRC 控制器设计

2.1 优化 ADRC 控制器设计原理

在风浪流扰动与传感器噪声耦合作用下，传统观测器提高带宽可快速补偿低频扰动，但会放大高频噪声，降低带宽虽能抑制噪声，却导致扰动估计滞后。无法及时纠正航向偏差，影响了航向控制的稳定性。为了降低观测器极点配置所带来的误差敏感性，本文采用改进扩张状态观测器（AFTESO），引入自适应增益调节机制，当估计误差较大时保持高增益以确保快速收敛，当误差进入较小范围时自动降低增益以抑制噪声放大，其控制结构如图 4：

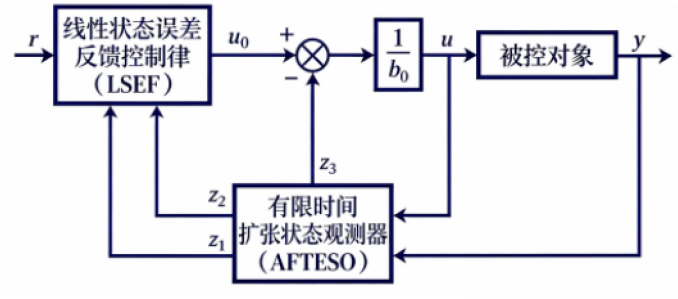


图 4　优化 ADRC 算法控制结构图

将水陆两栖车辆的参考航向角作为输入 r，车辆动力学模型输出作为理想航向角 y，控制器控制输出为 u,w 为系统所受外部扰动。由车辆动力学模型可知，系统可视为一个二阶不确定系统：

$$\dot{y}=a\dot{y}+w+bu \tag{9}$$

AFTESO 观测器将系统内部扰动与外部环境扰动进行统一观测，视为总扰动 $f=a\dot{y}+w$，选取状态变量为$x_1=y$、$x_2=\dot{y}$、$x_3=f$ 则系统的状态方程为：

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ \dot{x}_2=f+bu\\ \dot{x}_3=\dot{f}\\ y=x_1\end{cases} \tag{10}$$

观测器基础增益α_i，决定了观测器对状态与扰动的估计带宽，参考线性 ESO 带宽参数化方法，取$\alpha_1=3\omega$，$\alpha_1=3\omega^2$，$\alpha_1=\omega^3$以收敛时间与扰动估计误差为优化目标，经整定取ω=10.2 Rad/s；$\hat{\beta}(t)$为自适应增益；γ_i为有限时间收敛调节参数，在满足保证观测器齐次的基础上，取工程经验值$\gamma_1=0.6$、$\gamma_2=0.2$、$\gamma_3=0.2$ 其中自适应增益$\hat{\beta}(t)$的更新公式为：

$$\hat{\beta}(k+1)=\hat{\beta}(k)+T_s\cdot\ \sigma\cdot\ |e_1(k)|^{1+\rho} \tag{11}$$

在三级海况下（取扰动模型参数中K_w=1；A_W=0.2；ζ=0.3；ω_w=1.5 ）运行系统，观测 $\hat{\beta}(k)$震荡情况，标定σ=0.01。AFTESO 在误差较大时增大增益以加速收敛，误差较小时降低增益以抑制噪声，从而提升系统对模型不确定性及时变扰动的鲁棒性。

2.2H∞滤波器设计

为进一步提升系统在复杂扰动环境下的鲁棒性，本文在 ADRC 控制器前端引入 H∞滤波器，对扰动估计值进行修正，从而抑制高频测量噪声并减小不确定扰动对状态估计的影响

根据 2.1 节的二阶不确定系统，构建适用于 H∞滤波的状态空间模型，定义扩展状态向量为 $X_k=[x_1(k),x_2(k),x_3(k)]^T$,将系统写为适用于 $H\infty$滤波的标准形式:

$$X_{k+1}=A_uX_k+B_uu(k)+B_ww_k \tag{12}$$

设计如下结构的滤波器：

$$\hat{X}_{k+1}=A\hat{X}_k+B_uu_k+K_k(y_k-H\hat{X}_k) \tag{13}$$

H∞滤波器通过调节滤波器增益K_k，使得从扰动$\{w_k,v_k,e_0\}$ 到估计误差的传递函数满足 H∞范数约束，即：

$$sup\frac{\|e\|_2^2}{\|e_0\|_{P_0^{-1}}^2+\|w\|_2^2+\|v\|_2^2}<\gamma^2 \tag{14}$$

其中，γ 为扰动抑制水平，表征滤波器对最坏情况扰动的抑制能力，γ 越小，滤波性能越强，但对模型精度要求越高。结合仿真试凑法与实车噪声特性，本文选取γ=1.5，作为 H∞性能指标。系统整体结构如图 5 所示：

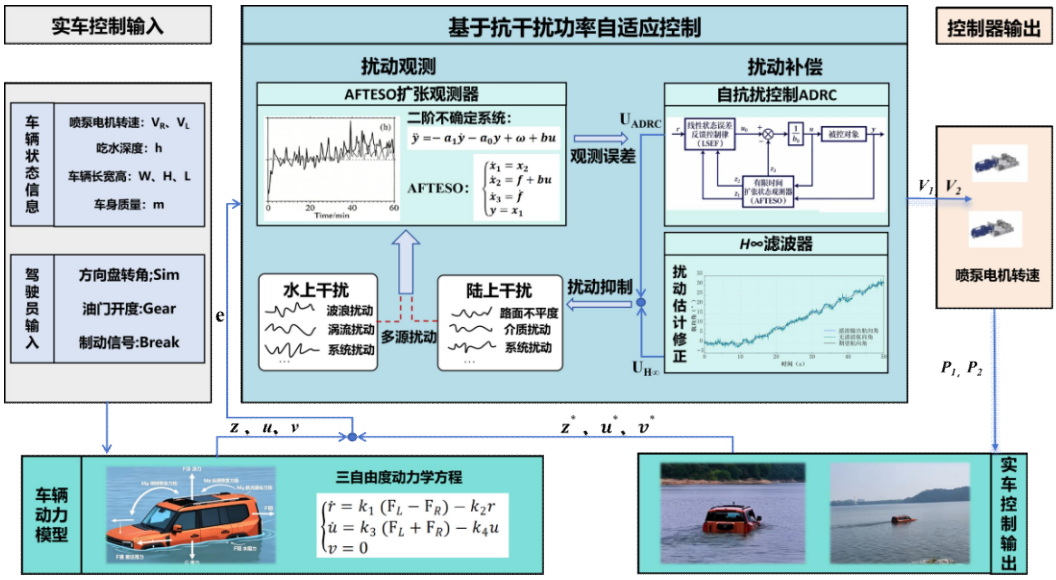


图 5　控制系统结构图

本文将 H∞滤波器与 AFTESO 串联使用，兼顾 H∞滤波的鲁棒噪声抑制能力与 AFTESO 对总扰动的快速估计和主动补偿优势，提升系统在复杂扰动环境下的航向控制稳定性。

2.3 基于李雅普诺夫的控制系统稳定性分析

定义观测误差$e_i(k)=x_i(k)-\hat{x}_i(k)$, i=1,2,3 将前馈补偿抵消扰动影响控制律 $u(k)=\frac{1}{b}(u_0(k)-\hat{x}_3(k))$代入对象和观测器，选取候选李雅普诺夫函数：

$$V(k)=\frac{1}{2}\left(e_1^2(k)+e_2^2(k)+\lambda e_3^2(k)\right)+\frac{\mu}{2}\left(\hat{\beta}(k)-\beta^*\right)^2 \tag{15}$$

其中λ>0 、μ>0、$\beta^*=\beta^*_{\max}$，其差分为：

$$\Delta V=\frac{1}{2}\left[ke_1^2+ke_2^2+2\lambda k e_3^2(k)\right]+\frac{\mu}{2}\left[-2\beta^*\hat{\beta}(k^2+2k)\right] \tag{16}$$

由于γ_i<1，采用基本不等式处理交叉项，并使用$|\phi_i(e)|\le|e|^{\gamma_i}$ 进行放缩，可得上界：

$$\Delta V\le -\frac{1}{2}\left(c_1e_1^2+c_2e_2^2+c_3e_3^2\right)+\delta+\Delta V_\beta \tag{17}$$

其中系数c_1、c_2、c_3 由α_1、α_2、α_3、λ和$\hat{\beta}$决定。由于α_1、α_2、α_3、$\hat{\beta}$均有界，总可选取足够大的 λ使 c_i>0 成立，δ为包含$|\phi_i(e)|^2$的高阶项，当$\|e\|$较大，由于γ_{min}=0.2，存在$\|e\|=R$ 使$\|e\|^2\gg\|e\|^{1+\gamma_{min}}$，此时$\delta$可忽略，当$\|e\|<R$，误差已进入有限小领域内，稳定性成立。

$$\Delta V_\beta=\frac{\mu\sigma|e_1|^{1+\rho}}{2}\left[2T_s(\hat{\beta}-\beta^*)+T_s^2\sigma|e_1|^{1+\rho}\right] \tag{18}$$

对于自适应项ΔV_β，其中$\hat{\beta}-\beta^*$ 为负值，故第一项为负值；第二项阶数 2+2p>2 相较于二次项可忽略，故自适应项ΔV_β可被二项式吸收。

综上，存在一组系数c_1、c_2、c_3，使得当$\|e\|>R$ 时，$\Delta V<0$，系统负定，李雅普诺夫函数严格递减，直至进入有界区域$\|e\|\le R$。自适应增益$\hat{\beta}$有界，因此误差系统有界，进一步由于非线性项ϕ_i的有限时间收敛特性，观测误差收敛。

3 仿真与实验验证

3.1 仿真平台与实验工况设置

为验证所提控制方法的有效性，基于 MATLAB/Simulink（R2022a），求解器采用四阶龙格-库塔法，仿真步长 0.01s，满足动力学模型的求解精度与实时性要求。仿真模型包含：三自由度动力学模块、多源扰动生成模块、H∞滤波器模块、优化 ADRC 控制器模块。横摆角参考值输入优化 ADRC 控制器模块，生成推进电机控制输入；该控制量与多源扰动生成模块输出的干扰叠加后，输入车辆动力学模型；输出叠加系统干扰后得到实际横摆角 y；经 H∞滤波器预处理，得到低噪反馈信号，回传至 ADRC 控制器，形成完整闭环控制链路。

本文对比 PID 控制、传统 ADRC、所提 H∞-AFTADRC 及文献[25]提出的 EKF-LADRC 四种控制方法，在一级、三级、四级海况下评价各方法的航向控制效果。所有对比算法的关键控制参数均采用试凑法在相同仿真工况下进行整定，使各算法在测试工况下均达到稳定且较优的控制性能，避免因参数设置差异影响算法性能对比结果。

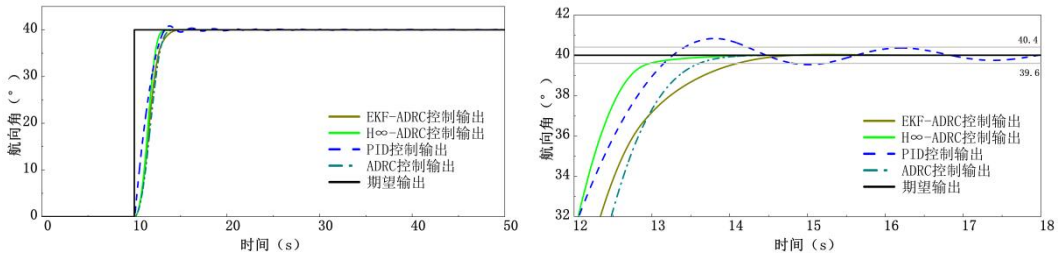
相关风浪流干扰参数及水陆两栖车参数如下表所示：

表 2　不同海况干扰相关参数

海况参数	数值	海况参数	数值
K_{w1}	0.1	ζ_3	0.15
A_{W1}	0.05	ω_{w3}	1.05
ζ_1	0.1	K_{w4}	1.3
ω_{w1}	6.28	A_{W4}	0.9
K_{w3}	0.8	ζ_4	0.2
A_{W3}	0.4	ω_{w4}	0.63

3.2 动态性能对比分析

以幅值 40°阶跃时刻 10 s 的阶跃信号为参考输入，四种控制方法的航向角响应如图 6 所示：



a）全局图　　b）局部放大图

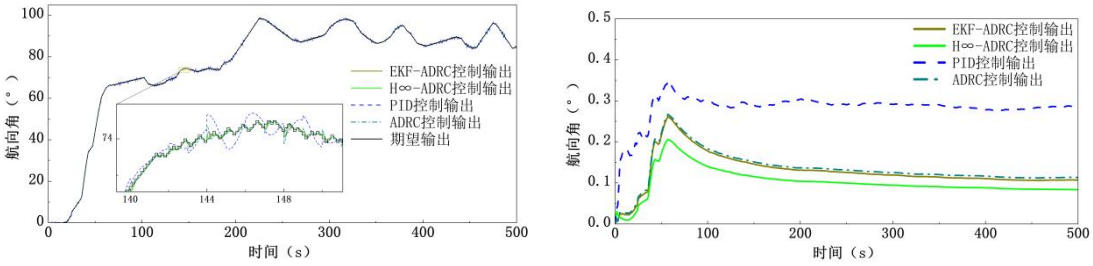
图 6　无干扰下水陆两栖车航向角变化图

由图 6 可见，各控制器均能实现对航向指令的渐近跟踪，最终收敛至期望航向。结合峰值数据可知，PID 控制器表现出最大超调量，峰值为 40.8297°，对应超调量 2.070%。ADRC 系列控制器通过微分环节融合误差与微分项、分区约束抑制微分发散及动态饱和限制控制幅值，几乎无超调，H∞-AFTADRC 与 EKF-LADRC 控制方法的超调量分别控制在 0.0265%与 0.0875%，且无明显振荡，展现出优异的瞬态平稳性。在调节时间(误差小于 1%)方面，PID 控制器多次超出±0.4°的误差容忍带，调节时间为 5.213s 为最长；EKF-LADRC 控制方法其次，调节时间为 4.100s；ADRC 控制方法调节时间为 3.610s；H∞-AFTADRC 控制方法的调节时间最短为 2.976s。

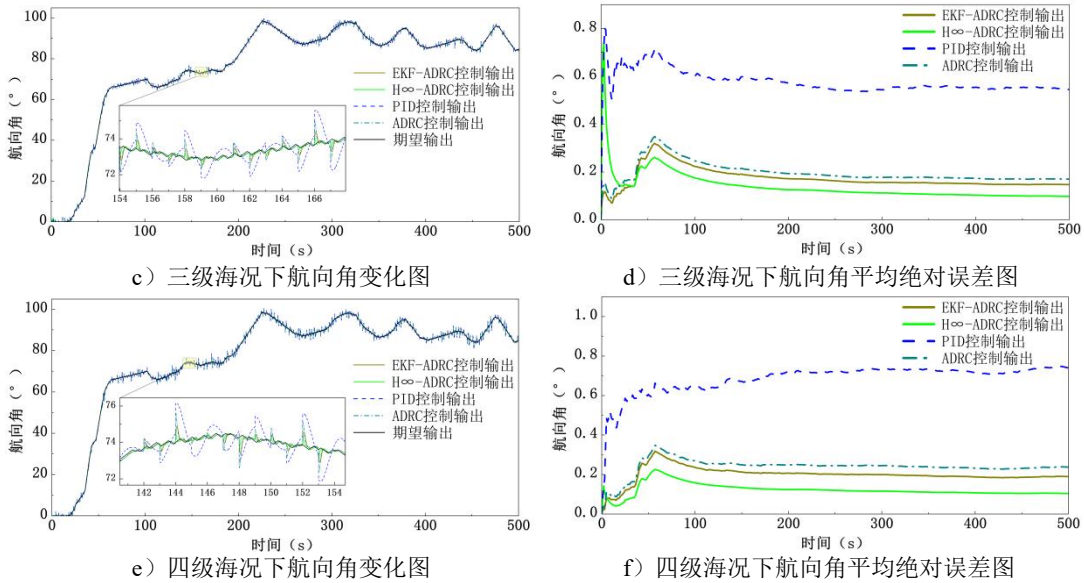
整体而言，ADRC 系列算法在超调量与调节时间两项核心指标上均显著优于传统 PID 控制器，有效解决了 PID 控制超调量大、振荡剧烈的问题，H∞-AFTADRC 控制方法在几乎无超调的情况下，调节时间相比传统 ADRC 控制方法降低了 17.56%，展现出优异的动态性能，更适配复杂海洋环境下的航行作业需求。

3.3 扰动抑制性能对比分析

在一级海况、三级海况、四级海况的不同扰动强度下，分别使用四种不同控制方法对两栖车辆进行航向控制，航向角变化如下：



a）一级海况下航向角变化图　　b）一级海况下航向角平均绝对误差图



c）三级海况下航向角变化图　　d）三级海况下航向角平均绝对误差图

e）四级海况下航向角变化图　　f）四级海况下航向角平均绝对误差图

图 7　不同海况下水陆两栖车航向角变化图

通过对比水陆两栖车辆在一级、三级、四级海况下时域全局航向角响应曲线表明，在不同海况下四种算法均可渐进跟踪目标航向，但随着扰动强度的增大航向角的偏差也逐渐增大。PID 控制在不同海况下均表现出较明显的超调与持续振荡，并且随着海况等级变化其控制效果也同步变化，体现出其固有的低阻尼特性与较差的扰动抑制能力。相比之下，基于 ADRC 的算法通过扩张状态观测器，实现主动抗扰，获得了更好的扰动抑制效果，但随着扰动程度的增加其与带有滤波控制方法间的差距也越来越大。H∞-AFTADRC 的跟踪稳定性最优，即使在四级海况强扰动下仍能保持最快收敛速度与最小振荡幅度，且随海况提升的误差增量最小，展现出最优的稳态精度与扰动鲁棒性。

以无扰动工况下超调量与调节时间及四级海况下的绝对误差、均方根误差、计算时间评价四种控制算法，其评价指标参数表如下：

表 3　各控制算法评价指标参数表

控制方法	超调量(°)	调节时间(s)	绝对误差(°)	均方根误差(°)
PID	2.070	5.213	0.741	1.031
ADRC	0.001	3.610	0.238	0.461
EKF-LADRC	0.027	4.100	0.190	0.320
H∞-AFTADRC	0.088	2.976	0.104	0.164

由表三可见，PID 控制的绝对误差与均方根误差分别达 0.741°与 1.031°，可见传统线性反馈在时变海况扰动下难以兼顾扰动抑制与跟踪精度，稳态精度最差。引入扩张状态观测器的传统 ADRC 将绝对误差与均方根误差降至 0.238°与 0.461°，较 PID 分别降低 68.02%与 55.29%，表明主动抗扰机制对估计与补偿内部不确定性及外部扰动具有显著效果。EKF-LADRC 在此基础上引入 EKF 滤波优化状态估计，绝对误差与均方根误差进一步压缩至 0.190°与 0.320°，较传统 ADRC 分别降低 20.17%与 30.58%，说明滤波环节对量测噪声的抑制有效提升了状态估计精度，进而改善了稳态跟踪性能。

所提 H∞-AFTADRC 凭借 AFTESO 自适应增益调节与 H∞鲁棒滤波的复合架构，稳态精度达到四种方法中的最优水平：绝对误差与均方根误差分别低至 0.104°与 0.164°，较传统 ADRC 分别降低 56.30%与 64.42%，较 PID 分别降低约 86%与 84%。这一结果表明，AFTESO 自适应增益调节机制能够根据扰动变化实时调整观测器带宽，H∞鲁棒滤波则在保证估计精度的同时增强了对模型不确定性和外部扰动的鲁棒性，二者协同使航向角稳态跟踪误差大幅降低。同时，该方法调节时间最短为 2.976 s，实现了动态响应与稳态精度的良好平衡。

3.4 半实物实验（HIL）结果与分析

为进一步验证所提控制方法的有效性与实时性，本文进行半实物实验仿真测试。半实物仿真平台由实时仿真器（dSPACE Scalexio）、控制器硬件、上位机、信号转接模块组成。实时仿真器用于运行水陆两栖车辆动力学模型，实时输出车辆状态信息，仿真步长设置为 0.01s，与真实传感器采样

周期保持一致；控制器硬件搭载本文所提四种控制算法；上位机用于监测终端实时记录航向响应数据；信号转接模块采用 CAN 通讯完成仿真器与实物控制器间信号实时双向传输。

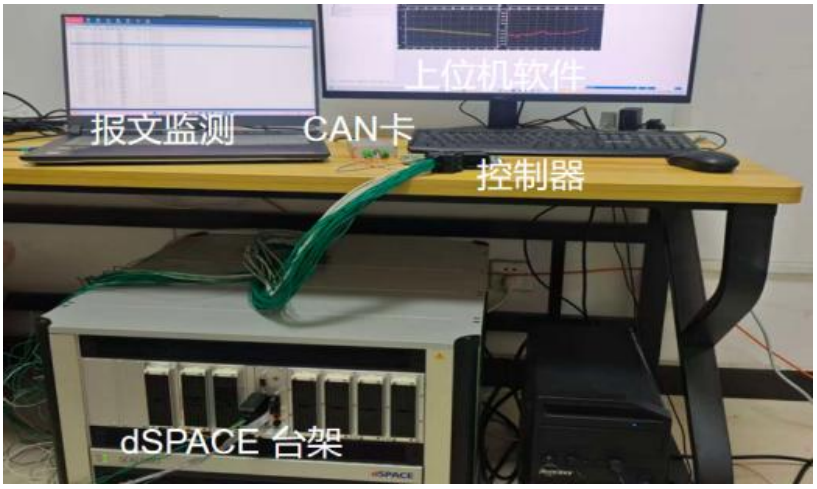
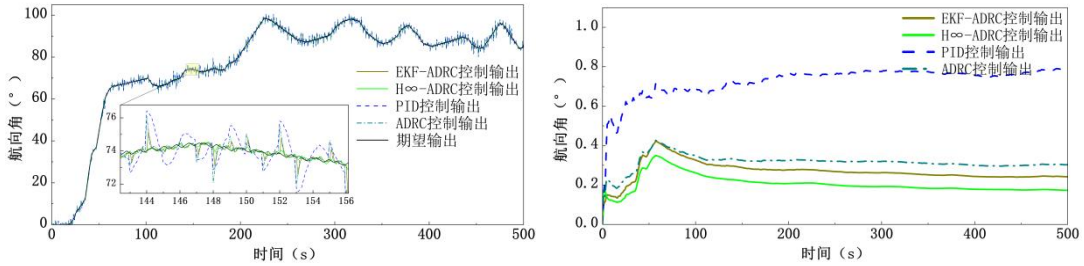


图 8　半实物仿真实验环境

在四级海况的扰动强度下，对上述控制方法进行航向控制半实物实验，航向角变化如下：



a）半实物仿真航向角变化图　　b）半实物仿真航向角平均绝对误差图

图 9　半实物仿真航向角变化与平均绝对误差图

由航向响应曲线可见，四种算法均能在实时硬件环境下稳定运行、满足工程实时性要求，且整体跟踪性能呈现明显分层。在四级海况持续干扰下的绝对误差、均方根误差、计算时间评价四种控制算法，其评价指标参数表如下：

表 4　半实物实验各控制算法评价指标参数表

控制方法	绝对误差(°)	均方根误差(°)	平均单步计算耗时(ms)
PID	0.783	1.070	0.67
ADRC	0.303	0.517	1.01
EKF-LADRC	0.242	0.370	3.10
H∞-AFTADRC	0.173	0.229	3.31

由表 4 可见，PID 控制方法单步计算耗时最低（0.67 ms），但其绝对误差与均方根误差远高于 ADRC 系列算法，难以满足海况干扰下的控制精度要求。依托扩张状态观测器的 ADRC 系列控制器可实现扰动实时补偿，航向角跟踪效果得到整体性提升。传统 ADRC 控制方法绝对值误差为 0.303°，在平均单步耗时没有大幅提高的情况下相较于 PID 控制算法绝对值误差降低了 0.48°；EKF-LADRC 引入卡尔曼滤波后，平均单步计算时间增至 3.10 ms，但绝对误差较传统 ADRC 降低 20.13%；本文所提 H∞-AFTADRC 将绝对误差降至 0.173°，稳态跟踪精度最优；平均单步计算耗时为 3.31 ms，虽高于其他方法，但仍满足 10 ms 硬实时周期约束，不存在时序超程风险，验证了其工程实用性。

对比半实物仿真数据与离线仿真数据，四种算法在两种环境下均能稳定运行及控制，在绝对误差以及均方根的控制精度评价指标上差距较小，仅因硬件时序延迟、模拟量化噪声等半实物平台特有干扰出现小幅性能干扰，体现出各控制架构具备良好的环境适应性。两种试验环境下，各算法性能优劣排序保持统一，H∞-AFTADRC 均展现出更好的动态收敛速度与抗扰稳态性能，双重试验结果相互佐证，表明了该控制方案针对两栖车辆水上航向控制场景具备稳定、可靠的综合控制优势。

4 结论

针对水陆两栖车在不同海况下航向稳定性不足问题，本文提出了一种融合自适应有限时间扩张状态观测器与 H∞滤波的自抗扰航向稳定控制策略。建立了车辆动力学模型，并通过 AFTESO 观测器以估计系统内外扰动，并引入 H∞滤波对扰动估计值进行修正，ADRC 进行扰动补偿。实现了复杂海况下的高精度航向控制。基于李雅普诺夫理论完成了系统稳定性证明，并通过仿真和 HIL 测试验证本文方法的可行性和有效性。

半实物实验结果表明，在四级海况环境下所提 H∞-AFTADRC 方法在误差指标方面取得了明显改善：平均绝对误差为 0.173°，均方根误差为 0.229°，较传统 ADRC 分别降低 42.90%与 55.71%，较 EKF-LADRC 方法降低 28.51%与 38.11%；尽管 H∞滤波的引入使得平均单步计算耗时增至 3.31ms，高于其他对比方法，但仍满足 10ms 采样周期的实时性要求在可接受的计算开销内。

本文在考虑大角度转向时横向速度耦合引起的非线性动力学效应及复现实车传感器噪声、水动力迟滞与执行器故障等复杂因素有所欠缺未来将继续开展针对大角度转向、水陆过渡等极端工况，多模式切换控制律，实现全工况自适应控制；开展不同海况下的实船海上试验，验证算法在真实噪声、扰动与执行器限制下的性能。

参考文献（References）：

[1] Meng Y, Ye H, Yang X, et al. Design and analysis of a multimodal hybrid amphibious vehicle[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2025, 30(6): 7161-7171.

[2] Gao Y, Zhang H, Li G, et al. Analysis of trans-domain motion process of bullet-shaped trans-domain amphibious vehicle[J]. Journal of Field Robotics, 2024, 41(1): 68-92.

[3] 肖子寻,刘昊然,陈泰然,等.浅水效应对水陆两栖车辆水动力性能影响[J].兵工学报,2025,46(9):334-346.

[4] 王野,陈慧岩,席军强,等.水陆两栖车辆水上航行研究综述[J].兵工学报,2025,46(07):13-39.

[5] Yu J, Chen Z, Zhao Z, et al. Smooth path planning method for unmanned surface vessels considering environmental disturbance[J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2023, 21(10): 3285-3298.

[6] 冯亿坤,张国卿,徐小军.车体-喷水推进器耦合作用对水陆两栖车水动力性能影响研究[J].水动力学研究与进展 A 辑,2024,39(02):139-145.

[7] 刘志全,褚振忠.基于 ESO 的船舶航向鲁棒自适应控制[J].控制与决策,2022,37(08):2157-2162.

[8] Gao S, Liu C, Tuo Y, et al. Augmented model-based dynamic positioning predictive control for underactuated unmanned surface vessels with dual-propellers[J]. Ocean Engineering, 2022, 266: 112885.

[9] 汪泰霖,王野,张富毅,等.水陆两栖车矢量喷口装置设计与仿真[J].兵工学报,2022,43(4):826-850.

[10] 朱硕.基于 PID 控制的船舶航向控制系统研究[J].中国科技信息,2025,(08):66-69.

[11] Hongye H, Hongwang D. Event-Triggered Scheme-Based Adaptive PID Algorithm for Path-Tracking Control of Aquatic-Air Amphibious Submarines[C]//2025 IEEE 5th International Conference on Electronic Technology, Communication and Information (ICETCI). IEEE, 2025: 576-583.

[12] 李诗杰,徐诚祺,刘佳仑,等.船舶自抗扰无模型自适应航迹控制[J].中国舰船研究,2024,19(01):280-289.朱硕.基于 PID 控制的船舶航向控制系统研究[J].中国科技信息,2025,(08):66-69.

[13] Wang W, Cao X, Gonzalez-Garcia A, et al. Deep reinforcement learning based tracking control of an autonomous surface vessel in natural waters[J]. arXiv preprint arXiv:2302.08100, 2023.

[14] Zhang D, Chu X, Liu C, et al. A review on motion prediction for intelligent ship navigation[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2024, 12(1): 107.

[15] Liu W, Du J, Li J, et al. Stabilization control of 3-DOF parallel vessel-borne platform with dynamic uncertainties and unknown disturbances[J]. Applied Ocean Research, 2022, 126: 103271.

[16] 祁涛,李江浩,赵阳,等.基于 IESO 的内河船舶自抗扰控制[J].船舶工程,2025,47(S2):273-278.

[17] S. Shi, Z. Zeng, C. Zhao, et al., "Improved Active Disturbance Rejection Control (ADRC) with Extended State Filters," Energies, vol. 15, no. 16, p. 5799, 2022.

[18] 鲁航,刘昊然,陈泰然,等.喷水推进两栖车辆水面航行特性试验与数值计算研究[J].兵工学报,2024,45(8):2629-2645.

[19] Meng Y ,Zhang Y ,Ye H , et al.Prescribed-time fault-tolerant tracking control for aquatic-aerial unmanned amphibious vehicles[J].Aerospace Science and Technology,2026,168(PB):110872-110872.

[20] 胡佳杰,谢国锋,杨神化,等.基于级联扩张观测器的无人艇航向控制方法[J].舰船科学技术,2026,48(14):148-154.

[21] C. Liu, X. Xiang, Y. Duan, et al., "ADRC-SMC-Based Disturbance Rejection Depth-Tracking Control of Underactuated AUV," Journal of Field Robotics, vol. 41, no. 4, pp. 1103-1115, 2024.

[22] 王野,陈慧岩,汪泰霖,等.矢量喷水推进两栖车航行姿态的数值及试验分析[J].兵工学报,2022,43(12):3172-3185.DOI:10.12382/bgxb.2021.0872.

[23] Hicks B B. Some evaluations of drag and bulk transfer coefficients over water bodies of different sizes[J]. Boundary-Layer Meteorology, 1972, 3(2): 201-213.

[24] FAN Y S, SUN X J, WANG G F, et al. On fuzzy self-adaptive PID control for USV course [C]// Proceeding of the 34th Chinese Control Conference. Hangzhou, China: [s.n.], 2015: 28-34.

[25] 宗律,李立刚,贺则昊,等.融合 EKF 的无人船航向自抗扰控制方法研究[J].现代电子技术,2025,48(17):131-136.

复杂工况下集成底盘多执行器自适应协调控制

朱海优，刘艺炜，张传康，王彦童，夏光

合肥工业大学 汽车与交通工程学院，合肥 230009

摘　要：复杂工况下路面附着、车速与车辆姿态持续变化，固定的转向、制动和悬架参与关系难以兼顾横向稳定性。针对多执行器参与程度随车辆状态变化的问题，提出集成底盘自适应协调方法，由上层策略生成三个独立有界权重，底层控制器保持原有结构。155 组速度—附着条件下，满足 5°侧偏角判据的稳定条件由 70 组增至 83 组。ISO 3888-2 双移线中，峰值质心侧偏角由 12.984°降至 1.476°，较固定均匀权重的 4.515°进一步降低 67.3%。结果表明，该方法可改善复杂工况下的横向稳定性。

关键词：集成底盘控制；多执行器协调；自适应权重；深度强化学习；车辆稳定性

Adaptive Multi-Actuator Coordination Control for Integrated Chassis under Complex Driving Conditions

ZHU Haiyou, LIU Yiwei, ZHANG Chuankang, WANG Yantong, XIA Guang

School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

Abstract: Variations in road friction, vehicle speed, and dynamic states alter the effective contribution of steering, braking, and suspension, making a fixed actuator participation relationship difficult to maintain under complex driving conditions. This paper proposes an adaptive integrated-chassis coordination method in which a supervisory policy generates three independent bounded participation weights while conventional low-level controllers retain actuator execution. Across 155 speed-friction conditions, the number of cases satisfying the 5° sideslip-angle stability criterion increases from 70 to 83. In the ISO 3888-2 double-lane-change manoeuvre, the peak vehicle sideslip angle decreases from 12.984° with full participation to 1.476°; compared with the 4.515° obtained using uniform fixed weights, a further 67.3% reduction is achieved, showing that the benefit cannot be explained by uniform down-scaling alone. The results indicate that state-dependent multi-actuator participation coordination can improve lateral stability under complex conditions while preserving the structure of conventional low-level controllers.

Keywords: integrated chassis control; multi-actuator coordination; adaptive weighting; deep reinforcement learning; vehicle stability

引言

线控转向、线控制动和主动/半主动悬架使车辆能够同时利用多个底盘执行通道改善操纵稳定性、轨迹跟踪与乘坐舒适性，但这些通道并非在所有工况下都应保持相同的参与程度。转向主要改变轮胎侧向力及横摆响应，制动直接占用纵向附着能力，悬架又通过动态轮荷影响轮胎可用力边界；当车速、路面附着和轨迹曲率变化时，各通道的有效作用区间及相互影响随之改变[1-3,14]。因此，集成底盘控制需要在保留底层执行约束的同时，使多执行器参与关系能够随车辆状态连续调整。

现有集成底盘控制多采用控制分配、增益调度、规则切换和模型预测控制等方法组织多个执行器[4-6,14-16]。这类方法能够显式处理力/力矩目标与约束，但协调规律通常依赖预设参考、模型精度或在线优化。强化学习为高维状态到连续决策的映射提供了数据驱动途径[7-10]；若学习器直接输出转向角、制动力矩或悬架力，上层协调与底层执行相互耦合，不利于约束复用和性能来源辨识。

基于此，本文将学习器限定为上层协调器，根据车辆动态、跟踪状态以及附着、目标车速和曲率等工况信息，在线输出转向、制动和悬架三个相互独立的有界参与权重；分段增益转向控制、滑移率制动控制和 Skyhook-Groundhook 悬架控制继续生成具体控制量。由此，学习器只调整多通道参与关系，而不改变底层控制器的执行逻辑。

本文主要工作包括：①从轮胎附着约束和三类底盘通道的不同作用机理出发，建立状态相关的有界参与描述；②构建 Beta-SAC 上层协调策略，在保留传统底层控制器及其执行约束的同时学习三个独立参与权重；③通过全介入、固定均匀权重和自适应权重的分层对照，结合 155 组速度—附着条件与 ISO 3888-2 双移线，分别检验跨工况稳定表现、统一降权效应和动态协调特征。

1 集成底盘协调问题与控制机理

1.1 多执行器耦合与状态相关参与机理

设 x_v 为与横向稳定、轨迹跟踪及车身运动相关的车辆状态，$\rho=[\mu,v_x,\kappa]^T$ 表示路面附着、纵向车速和轨迹曲率。在控制接口附近，三个基础通道对闭环车辆状态演化的局部作用可写为控制仿射形式：

$$\frac{d\mathbf{x}_v}{dt}=\mathbf{f}(\mathbf{x}_v,\rho)+\mathbf{B}_s(\mathbf{x}_v,\rho)\,\delta+\mathbf{B}_b(\mathbf{x}_v,\rho)\,T+\mathbf{B}_u(\mathbf{x}_v,\rho)\,F \tag{1}$$

式中，δ、T 和 F 分别表示转向、制动和悬架通道作用量，B_s、B_b 和 B_u 表征相应通道在当前状态附近的局部控制有效性。将基础控制器候选输出δ_{base}、T_{base}、F_{base} 以及三个协调权重代入，可得

$$\frac{d\mathbf{x}_v}{dt}=\mathbf{f}+W_s\mathbf{B}_s\delta_{\text{base}}+W_b\mathbf{B}_bT_{\text{base}}+W_u\mathbf{B}_uF_{\text{base}}+\mathbf{B}_s\Delta\delta_{\text{YC}}+\mathbf{B}_b\Delta T_{\text{YC}} \tag{2}$$

式（2）表明，协调层不重新求解底层控制量，而是改变既有控制输出对车辆状态演化的参与程度。对任一通道 i∈{s,b,u}，其局部权重敏感度为

$$\frac{\partial\dot{\mathbf{x}}_v}{\partial W_i}=\mathbf{B}_i(\mathbf{x}_v,\rho)\,u_{i,\text{base}},\quad i\in\{s,b,u\} \tag{3}$$

因此，权重 W_i 的实际作用同时取决于局部控制有效性 B_i 和基础控制器输出 $u_{i,\text{base}}$。三类通道还通过轮胎有限附着能力发生耦合。对第 j 个车轮，其纵、横向轮胎力满足基本附着约束

$$F_{x,j}^2+F_{y,j}^2\le\left(\mu F_{z,j}\right)^2,\quad j=1,\ldots,4 \tag{4}$$

制动通道增加纵向轮胎力需求，转向通道主要改变侧向轮胎力与横摆响应，悬架通道则通过动态轮荷改变 F_z 及可用轮胎力边界。随着μ、v_x 及车辆姿态变化，各通道的可用控制裕度和相对作用随之变化。因此，用一组恒定系数长期调制多个基础控制器，难以覆盖从正常行驶到低附着和快速横向机动的全部状态。

据此，将协调变量定义为车辆—工况状态 s 的函数 $W(s)=[W_s,W_b,W_u]^T$。三个权重相互独立，均满足 $0\le W_i\le1$，且不施加和为 1 的约束；W 层仅对基础控制输出进行有界调制。

1.2 场景自适应分层协调架构

图 1 给出了分层闭环架构。上层运用基于 SAC 算法的神经网络根据车辆动态、轨迹跟踪和工况状态生成三个独立参与权重；下层转向、制动和悬架基础控制器并行产生候选控制量，经对应权重调制后进入控制融合。该分层结构将参与协调与执行控制分开；规则式横摆阻尼 YC 仅在高横摆响应区域提供辅助修正，车辆响应反馈至状态输入形成闭环。

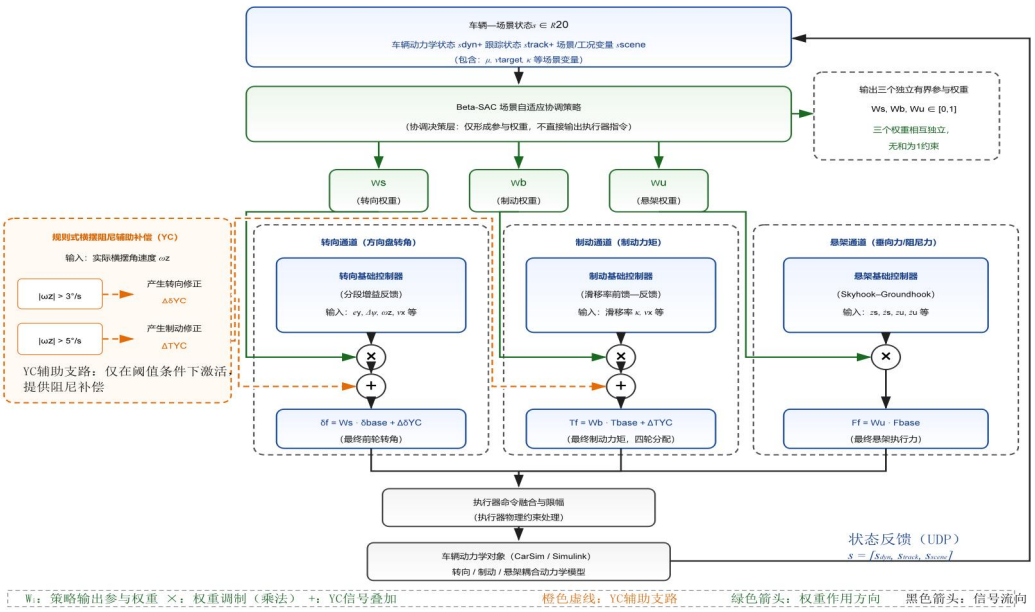


图 1　场景自适应集成底盘分层协调架构

$$\mathbf{u}_f=\mathbf{W}(s)\odot\mathbf{u}_b+[\Delta\delta_{\mathrm{YC}},\Delta T_{\mathrm{YC}},0]^{\mathrm{T}} \tag{5}$$

式中，$\mathrm{W}(s)\odot u_b$ 为自适应协调后的基础控制输出，$\Delta\delta_{\mathrm{YC}}$ 和 ΔT_{YC} 分别为转向与制动通道的辅助横摆阻尼修正；悬架通道不设置 YC 补偿。

1.3 基础控制与辅助稳定补偿

转向基础控制采用横向误差、航向误差和横摆角速度的分段增益反馈；制动基础控制采用滑移率前馈—反馈，并按各轮垂向载荷比例进行四轮制动力分配；悬架通道采用 Skyhook-Groundhook 加权混合控制[11]。所有对照试验中，上述底层控制结构及参数保持一致；高横摆响应区域的规则式 YC 定义见式（6），主要参数汇总于表 2。

$$\Delta\delta_{\mathrm{YC}}=-\mathrm{sgn}(\omega_z)\min\left(\frac{|\omega_z|}{600},0.08\right) \tag{6}$$

规则式 YC 仅用于高横摆响应区域的辅助阻尼，不随附着系数或车速调度。协调权重和 YC 的更新周期均为 0.05 s，车辆动力学模型积分步长为 1 ms。

2 基于 Beta-SAC 的场景自适应协调策略

2.1 状态表征与有界权重策略

为使协调决策同时感知车辆动态、跟踪需求和外部工况，将 20 维策略状态按功能划分为车辆动态状态 s_{dyn}、跟踪状态 s_{track} 和工况状态 s_{scene} 三部分，即

$$\mathbf{s}=\left[\mathbf{s}_{\mathrm{dyn}}^{\mathrm{T}},\mathbf{s}_{\mathrm{track}}^{\mathrm{T}},\mathbf{s}_{\mathrm{scene}}^{\mathrm{T}}\right]^{\mathrm{T}} \tag{7a}$$

$$\mathbf{W}=[W_s,W_b,W_u]^{\mathrm{T}} \tag{7b}$$

其中，s_{dyn} 包含纵、侧向速度、横摆角速度、横/垂向加速度、侧倾/俯仰运动、质心侧偏角、四轮转速及实际转向角等车辆状态；s_{track} 包含横向误差与航向误差；$s_{\mathrm{scene}}=[\mu,v_t/120,\kappa_n]^T$，$\kappa_n=\min(100\kappa,1)$。车辆状态按训练阶段确定的均值和尺度标准化。

Actor 分别输出三个 Beta 分布的形状参数，使策略分布定义域与[0,1]协调权重区间一致。训练阶段从 Beta 分布采样以保持最大熵探索；确定性评估采用 Beta 分布的模式，并将输出限制在 $[10^{-4},1-10^{-4}]$：

$$W_i\sim\mathrm{Beta}(\alpha_i,\beta_i),\quad i\in\{s,b,u\} \tag{8a}$$

$$W_i^{\mathrm{det}}=\mathrm{clip}\left(\frac{\alpha_i-1}{\alpha_i+\beta_i-2},\,10^{-4},\,1-10^{-4}\right) \tag{8b}$$

Beta 分布的有限支撑能够直接表达[0,1]有界参与变量[10]；确定性评估按式（8b）取分布模式。

2.2 动态多目标训练目标

复杂工况下，路径跟踪、横向稳定和乘坐舒适的相对重要性会发生变化。训练目标以三类核心性能代价 J_{track}、J_{stab} 和 J_{comf} 为主体，各物理量在代价计算前按相应尺度归一化：

$$J_{\mathrm{track}}=e_y^2+0.5\,\Delta\psi^2 \tag{9a}$$

$$J_{\mathrm{stab}}=v_y^2+0.1\,r^2+20\,\beta^2 \tag{9b}$$

$$J_{\mathrm{comf}}=a_z^2+0.5\,\phi^2+0.5\,\theta^2 \tag{9c}$$

在核心代价基础上，引入附着、车速和曲率调制因子 f_μ、f_v 和 f_κ，使性能目标的相对权重随工况变化：

$$f_\mu=\max\{0.5,\,1+3\max(0,\,0.7-\mu)\} \tag{10a}$$

$$f_v=\max\left\{0.5,\,1+\frac{\max(0,\,v_x-60)}{40}\right\} \tag{10b}$$

$$f_\kappa=\max(0.5,\,1+500\kappa) \tag{10c}$$

基础目标权重取(0.33,0.34,0.33)，并结合三类目标的历史尺度进行平衡。曲率因子主要增强跟踪需求，低附着和高速条件提高稳定性目标相对权重并降低舒适性目标权重，归一化后形成 J_{core}。

其余目标车速不足、稳定约束、动作平滑、权重边界偏好、高侧偏角惩罚及横向误差改善等奖励/正则项统一记为 P_{aux}。奖励的主要结构写为

$$R_{\mathrm{raw}}=-J_{\mathrm{core}}+B_{\mathrm{progress}}-P_{\mathrm{aux}} \tag{11}$$

奖励采用运行统计进行标准化；SAC 使用双 Q 网络、目标网络和自动温度调节，总训练步数为 150 000。训练完成后固定策略网络与状态标准化参数，并采用式（8b）的确定性策略开展统一评估。主要训练参数见表 1。

表 1　SAC 主要训练参数

参数	数值
策略周期	0.05 s
总训练步数	150 000
折扣因子 γ	0.99
经验池容量	2×10^5
批量大小	256
目标网络软更新率 τ	0.005
目标熵	−3

3 仿真方案与评价方法

3.1 联合仿真与控制配置

采用 CarSim 2024.1 与 MATLAB/Simulink 构建闭环联合仿真平台。车辆对象选用 CarSim“C-Class, Hatchback”数据集，簧载质量为 1270 kg，簧载横摆转动惯量为 1536.7 kg·m²，轴距为 2.910 m，前、后轮距均为 1.675 m，簧载质心高度为 0.540 m，轮胎数据集为 215/55 R17。车辆动力学积分步长为 1 ms，协调策略和 YC 均以 0.05 s 周期更新。

表 2　仿真与控制配置

模块	实现	主要设置
车辆对象	CarSim C 级掀背车数据集	簧载质量 1270 kg；簧载横摆转动惯量 1536.7 kg·m²；轴距 2.910 m；轮胎 215/55 R17
协调层	Beta-SAC	20 维输入；3 个有界权重；更新周期 0.05 s
转向基础控制	分段增益反馈	横向误差/航向误差/横摆角速度反馈；转角限幅±0.6 rad
制动基础控制	滑移率前馈—反馈	目标滑移率 0.18；按垂向载荷比例进行四轮制动力分配
悬架基础控制	天棚—地棚混合控制	四角悬架力加权混合控制
辅助补偿	规则式横摆阻尼	转向阈值 3°/s；制动阈值 5°/s；制动修正约−75 N·m；无悬架补偿；更新周期 0.05 s

所有对比配置均采用相同的车辆模型、基础控制器及参数；方法之间仅改变协调权重形式以及 YC 是否启用，从而使性能差异能够对应到上层参与协调及辅助横摆阻尼。主要配置见表 2。

3.2 工况与对照设置

跨工况评估覆盖 155 组速度—附着组合，车速为 40～120 km/h，附着系数为 0.10～0.85。以峰值质心侧偏角β_{max}为主要横向稳定指标，并以 5°作为统一状态判据。原始记录中少量相同速度、附着和方法组合存在重复运行，主分析对同一组合的β_{max}取均值形成唯一配对条件，同时采用首条、末条和中位数聚合检查阈值计数的敏感性。

155 组条件设置四种配置：全介入固定权重 W=[1,1,1]、固定均匀权重 W=[0.33,0.33,0.33]、场景自适应 W-only，以及 W-only 叠加辅助横摆阻尼的 W+YC。固定均匀权重用于检验自适应 W 的收益是否仅来自整体降低控制强度。另采用 ISO 3888-2 双移线[13]考察快速横向操纵性能，以 3 个独立评估种子比较全介入、固定均匀权重和自适应 W。以下以峰值质心侧偏角降低量表征后者相对前者的改善。

全介入与 W-only 的比较用于评价状态相关参与协调，Fixed33 与 W-only 的比较用于隔离统一降权效应；W+YC 与 W-only 的比较仅用于 155 组速度—附着条件下评价辅助横摆阻尼的增量。

4 结果与分析

4.1 制动协调权重的附着响应

制动协调权重 W_b 随附着系数升高而升高。低附着直线工况设置μ=0.25、0.28、0.30、0.32、0.35 和 0.40 六个水平，每个水平采用 3 个独立随机种子，共 18 个样本。W_b 均值由μ=0.25 时约 0.089 升至μ=0.40 时约 0.140，18 个样本的 Pearson 相关系数为 0.990，见图 2。

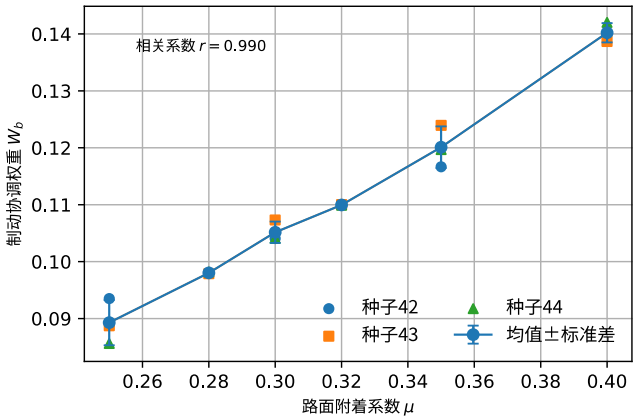


图 2　制动协调权重对路面附着系数的响应

该趋势与制动占用纵向附着、可能压缩横向力裕度的车辆动力学背景一致。由于μ既是策略输入

又参与训练目标调制，图 2 仅表明策略形成明确的附着响应，不作为无先验发现轮胎物理规律的证据。

4.2 多工况稳定性分析

自适应 W 使 155 个配对条件中的稳定条件由 70 组增至 83 组。具体而言，16 组由失稳转为稳定，3 组由稳定转为失稳，67 组在两种方法下均稳定，69 组均失稳。图 3(a)中较高β_{max}区域的大部分散点位于 y=x 下方，说明收益主要出现在高风险条件；3 组反向状态转移也表明该策略并非对所有工况单调改善。

在自适应 W 基础上加入 YC 后，13 组由失稳转为稳定，未出现稳定→失稳的状态反转，83 组保持稳定，59 组均失稳。连续指标上，155 组中 140 组β_{max}降低、9 组升高、6 组近似不变，平均降低 0.492°，配对 Bootstrap 95%置信区间为[0.437°,0.549°]。因此，YC 在该速度—附着集合中提供了较稳定的平均辅助增量，但其方法地位和效应量均低于自适应 W 主协调层。

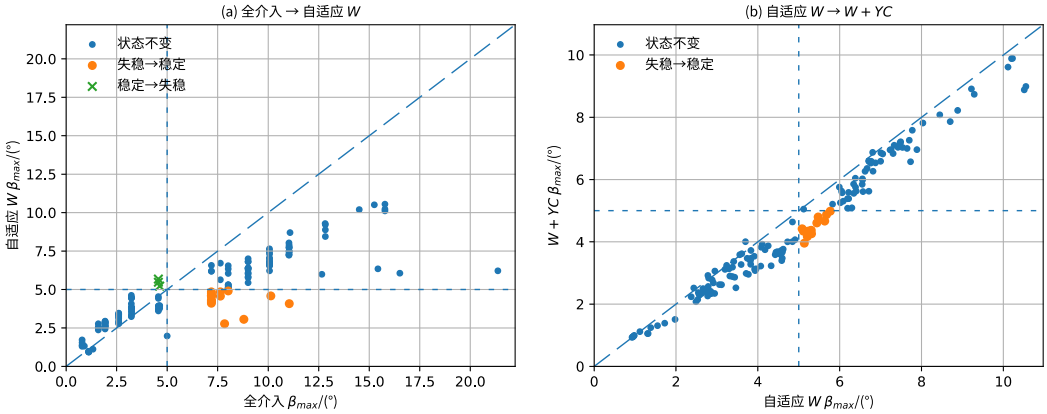


图 3　155 组速度—附着条件的峰值侧偏角配对比较

表 3　5°阈值下的稳定状态转移

比较	失稳→稳定	稳定→失稳	均稳定	均失稳
全介入→自适应 W	16	3	67	69
自适应 W→W+YC	13	0	83	59

5°阈值附近的离散计数对重复记录聚合方式存在敏感性：首条、末条、均值和中位数规则下，全介入→自适应 W 的恢复数量分别为 19、13、16 和 15 组；相应 YC 平均改善分别为 0.470°、0.495°、0.492°和 0.511°。因此，跨越 5°阈值的“恢复组数”用于描述经验状态转移，而不作为精确稳定边界；连续平均趋势对聚合方式更为稳定。

4.3 ISO 3888-2 双移线工况

3 个评估种子中，全介入、固定均匀权重和自适应 W 的峰值质心侧偏角分别为 12.984±0.094°、4.515±0.002°和 1.476±0.106°。Fixed33 相对全介入降低 65.2%，说明统一降权本身即可显著改善响应；自适应 W 在 Fixed33 基础上进一步降低 67.3%，因此其收益不能由整体缩小三个基础控制输出解释。图 4 选取一个评估种子的典型时域过程，并展示 5～30 s 的主要机动阶段。

表 4　双移线工况峰值质心侧偏角

方法	峰值质心侧偏角 β_{max}/(°)	相对全介入改善	说明
全介入	12.984±0.094	—	固定全权重基线
固定均匀权重	4.515±0.002	65.2%	统一降权本身可明显改善
自适应 W	1.476±0.106	88.6%	较 Fixed33 进一步降低 67.3%

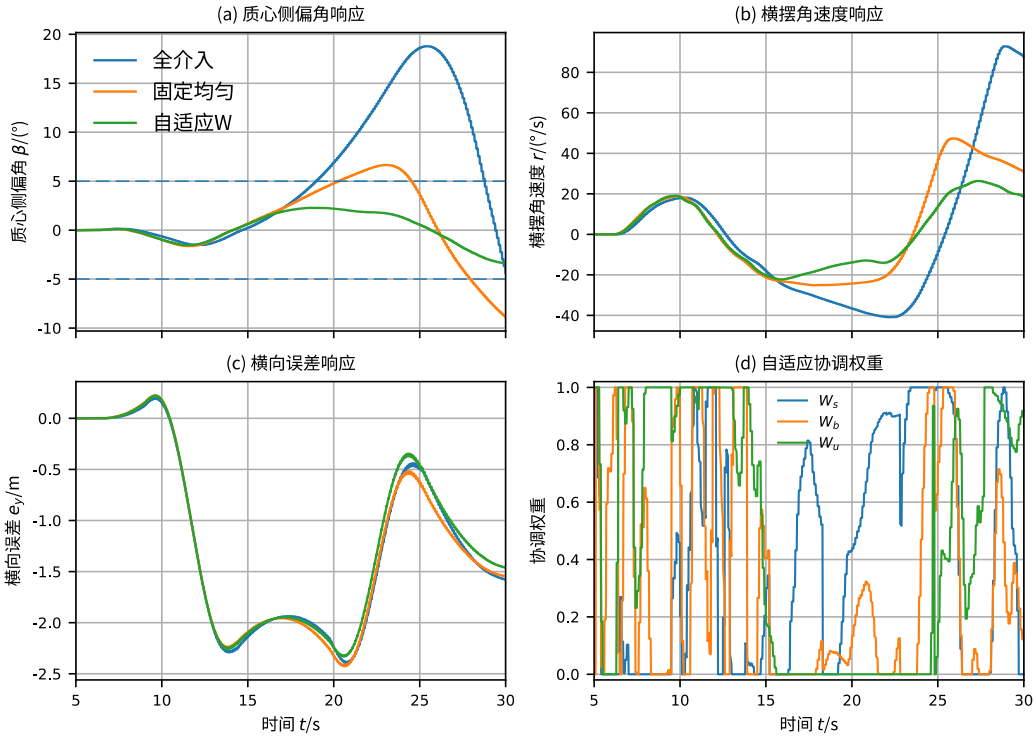


图 4　双移线工况下车辆动态响应及协调权重

双移线机动期间，全介入方案产生显著较大的质心侧偏角和横摆响应；固定均匀权重降低了响应幅值，但后半段仍存在较强振荡；自适应 W 则保持较低的β和横摆角速度，同时横向误差未出现明显恶化。图 4(d)显示 W_s、W_b 和 W_u 在机动过程中形成差异化的时变参与轨迹。结合 Fixed33 对照，该结果支持性能改善与状态相关的多通道参与关系有关，而非简单统一缩放。

5 讨论与验证边界

5.1 与传统协调方法的关系

本文 W 层与控制分配、MPC 均服务于多执行器协调，但决策层级不同：控制分配通常由期望合力/力矩在线求解执行器力或力矩，而本文保留基础控制器内部目标与约束，只学习其输出在当前车辆状态下的参与系数，从而降低学习器直接接管执行命令的接口与约束复杂度。

155 组条件中仍有 69 组在全介入与自适应 W 下均失稳，表明有界参与调制的有效范围受底层控制能力和可用执行裕度限制，极限工况仍需要更强的稳定化控制或执行能力。

5.2 验证边界与局限性

当前验证限于 CarSim/Simulink 闭环联合仿真，尚未开展硬件在环和实车试验；本文结论主要支持所提出协调结构及跨工况对照关系。后续将通过受控消融、更多极限工况、硬件在环和实车试验检验其可迁移性、实时性与工程鲁棒性。统一车辆模型、基础控制参数与评价指标保证了方法间对照的一致性，但上述结果仍需通过跨平台及实车试验进一步验证。现有结果仅反映所设车辆参数、控制周期与评价指标下的相对表现，尚不能覆盖执行器迟滞、传感器噪声、参数摄动、通信延迟以及模型失配等工程因素。后续验证还需在保持同一对照定义和评价口径的前提下，系统考察上述非理想因素对协调权重、基础控制输出、闭环稳定性与实时性的影响，并通过重复试验评估结果的一致性。

6 结论

本文面向复杂工况下转向、制动和悬架参与关系随车辆状态变化的问题，构建上层自适应协调

方法，以三个相互独立的[0,1]有界权重调节基础通道参与程度，具体控制量仍由原有底层控制器生成。

155 组速度—附着条件中，自适应 W 使稳定条件由 70 组增至 83 组，其中 16 组由失稳转为稳定、3 组反向转移；YC 使峰值侧偏角平均进一步降低 0.492°。仍有 69 组在全介入与自适应 W 下均失稳，表明其有效范围受底层控制能力限制。

ISO 3888-2 双移线中，Fixed33 将峰值质心侧偏角由 12.984°降至 4.515°，自适应 W 进一步降至 1.476°，较 Fixed33 降低 67.3%；结合时域权重的差异化变化，结果支持状态相关多通道参与协调的增益。后续将开展受控消融、硬件在环和实车试验。

参考文献：

[1] Mazzilli V, De Pinto S, Pascali L, et al. Integrated chassis control: classification, analysis and future trends[J]. Annual Reviews in Control, 2021, 51: 172-205.

[2] Wang Z, Ding X, Zhang L. Chassis coordinated control for full X-by-wire four-wheel-independent-drive electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2023, 72(4): 4394-4410.

[3] 吴坚, 王瀚林, 朱冰, 等. 考虑动态多目标需求的车辆横摆稳定性自适应控制策略[J]. 汽车工程, 2024, 46(12): 2329-2338.

[4] Güvenç B A, Acarman T, Güvenç L. Coordination of steering and individual wheel braking actuated vehicle yaw stability control[C]//2003 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Piscataway: IEEE, 2003: 288-293.

[5] Baslamisli S C, Polat I, Kose I E. Gain scheduled integrated vehicle control based on a parametric yaw-roll model[C]//2008 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Piscataway: IEEE, 2008: 666-671.

[6] Yu Z, Luo R, Ma H, et al. Yaw rate and roll motion control of 4IWMD/4WS vehicle based on active rear steering and torque coordination[C]//2024 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Piscataway: IEEE, 2024: 1470-1475.

[7] Trumpp R, Hoornaert D, Caccamo M. Residual policy learning for vehicle control of autonomous racing cars[C]//2023 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Piscataway: IEEE, 2023: 820-825.

[8] Kuan C L, Honda K, Okuda H, et al. Multi-horizon and multi-rate model predictive control for integrated longitudinal and lateral vehicle control[C]//2023 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Piscataway: IEEE, 2023: 1-8.

[9] Haarnoja T, Zhou A, Abbeel P, et al. Soft actor-critic: off-policy maximum entropy deep reinforcement learning with a stochastic actor[C]//Proceedings of the 35th International Conference on Machine Learning. 2018: 1861-1870.

[10] Chou P W, Maturana D, Scherer S. Improving stochastic policy gradients in continuous control with deep reinforcement learning using the Beta distribution[C]//Proceedings of the 34th International Conference on Machine Learning. 2017: 834-843.

[11] Karnopp D, Crosby M J, Harwood R A. Vibration control using semi-active force generators[J]. Journal of Engineering for Industry, 1974, 96(2): 619-626.

[12] Arslan M S. Vehicle stability enhancement by an energy optimal control approach[C]//2016 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Piscataway: IEEE, 2016: 546-551.

[13] ISO 3888-2:2011. Passenger cars—Test track for a severe lane-change manoeuvre—Part 2: Obstacle avoidance[S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2011.

[14] Zhang L, Zhang Z, Wang Z, et al. Chassis coordinated control for full X-by-wire vehicles—A review[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2021, 34: 42.

[15] Scholtz S J, Hamersma H A. Investigating off-road vehicle lateral stability with integrated chassis control[J]. Vehicle System Dynamics, 2024, 62(11): 2974-2995.

[16] Lazzarini D, Depalo M, Tota A, et al. On the benefits of road preview on integrated chassis control[J]. Vehicle System Dynamics, 2026. DOI: 10.1080/00423114.2026.2634102.

考虑行驶阻力动态变化的纯电动汽车 2AMT 自适应换挡控制策略研究

邹成新[1,2]，陈勇[1,2]，徐峥匀[1,2]，徐雨果[1,2]，楚添舒[1,2]

（1. 广西新能源车辆动力电池与绿色动力域重点实验室，广西大学，广西 南宁 530004；
2. 新能源车辆先进动力系统广西高校工程研究中心，广西 南宁 530004）

摘　要：针对纯电动汽车无离合器两挡机械式自动变速器（2AMT）在质量、坡度等行驶阻力动态变化下易出现换挡点偏移、循环换挡及同步冲击的问题，提出一种自适应换挡控制策略。建立考虑整车质量和道路坡度影响的纵向动力学模型，采用改进多遗忘因子递推最小二乘法在线辨识车辆质量与道路坡度；依据实时行驶阻力和动力中断期间预测车速掉落量动态修正升、降挡边界，并结合目标同步转速预测、前馈补偿和同步容差调节实现协调控制。仿真与三电机台架实验表明，满载高坡度工况下换挡次数由 34 次降至 28 次，换挡频率降低 17.6%，总换挡时间由 622 ms 缩短至 547 ms，降幅 12.05%。所提策略可有效抑制循环换挡，提高复杂工况下的换挡响应、平顺性和适应能力。

关键词：纯电动汽车；两挡机械式自动变速器；行驶阻力；状态辨识；自适应换挡控制

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Abstract: To address shift-point deviation, gear hunting, and synchronization impact of a clutchless two-speed automated manual transmission (2AMT) for battery electric vehicles under dynamically varying driving resistance caused by vehicle mass and road gradient, an adaptive shift control strategy is proposed. A longitudinal vehicle dynamics model considering vehicle mass and road gradient is established, and an improved recursive least-squares algorithm with multiple forgetting factors is employed to estimate the vehicle mass and road gradient online. Based on the real-time driving resistance and the predicted vehicle-speed loss during power interruption, the upshift and downshift boundaries are adaptively modified. Meanwhile, coordinated shift control is achieved through target synchronous-speed prediction, feedforward compensation, and dynamic adjustment of the synchronization tolerance. Simulation and three-motor test-bench results show that, under full-load and high-gradient conditions, the number of shifts is reduced from 34 to 28, the shift frequency decreases by 17.6%, and the total shift time is shortened from 622 ms to 547 ms, corresponding to a reduction of 12.05%. The proposed strategy effectively suppresses gear hunting and improves shift response, smoothness, and adaptability under complex driving conditions.

Keywords: battery electric vehicle; two-speed automated manual transmission; driving resistance; state estimation; adaptive shift control

1 引言

1.1 研究背景与意义

随着新能源汽车技术快速发展，纯电动汽车凭借高效率、低噪声以及零排放等优势，逐渐成为汽车产业发展的重要方向。然而，随着用户对车辆动力性能、续航能力以及驾驶舒适性要求的不断提高，传统单挡减速驱动系统难以同时满足低速大扭矩输出和高速经济运行需求。新能源汽车产业

加速电动化发展，纯电动车凭借较高的能源利用效率、低运行噪声及无尾气排放等特点得到广泛应用。随着用户对动力、续航和驾乘舒适性的要求提升，固定速比的单挡传动方案已难以兼顾低速牵引能力与高速经济性。通过合理切换传动比，多挡传动系统可拓宽驱动电机的高效运行区间。其中，两挡 AMT（2AMT）兼具结构简单、传动效率较高和成本可控等优势，具有较好的应用潜力。

无离合器 2AMT 主要依靠驱动电机调速完成换挡同步，其换挡性能同时受决策逻辑与执行过程影响。实际行驶中，载荷变化及道路坡度起伏会引起行驶阻力波动，使基于车速和踏板开度制定的固定换挡边界偏离当前动力需求，进而产生过早升挡、挡位往复切换及动力响应滞后等现象。同时，由于系统缺少离合器的缓冲作用，换挡期间的动力中断和接合冲击更为突出，因此仅调整换挡规律难以兼顾工况适应性与换挡平顺性。

针对上述问题，本文以纯电动汽车 2AMT 系统为对象，在线估计整车质量与道路坡度，并依据行驶状态变化修正换挡边界，同时对目标同步转速进行补偿，以提高复杂工况下的挡位决策合理性和换挡平顺性。

1.2 国内外研究现状

现有纯电动汽车 2AMT 控制研究主要围绕换挡决策与执行控制展开。换挡决策通常以车速和加速踏板开度为基础构建二维换挡规律，方法简洁且便于标定，但对载荷及道路坡度变化的适应性有限。为提高复杂工况下的决策能力，相关研究逐步引入车辆状态、驾驶意图及智能优化方法对换挡边界进行修正，但部分方案依赖附加传感器，且环境状态与换挡决策之间的耦合仍不充分。

对于无离合器 2AMT，挡位同步主要依赖驱动电机主动调速，因此现有研究多集中于电机转速跟踪、同步过程优化及目标转速预测。尽管这些方法能够减小同步误差和换挡冲击，但对质量、坡度等时变状态对执行过程的影响关注不足。

因此，有必要利用车辆运行信息实时表征行驶状态，并将辨识结果同时作用于换挡边界和执行控制，以实现决策层与执行层的协同优化。

1.3 本文主要研究内容

针对复合工况下纯电动汽车 2AMT 换挡适应性不足和接合冲击问题，本文开展基于状态辨识的自适应换挡控制研究，主要包括：

（1）建立考虑整车质量与道路坡度的 2AMT 纵向动力学模型，分析工况变化对换挡特性的影响。

（2）采用改进多遗忘因子递推最小二乘算法，在线估计整车质量和道路坡度，为控制策略提供状态参数。

（3）依据辨识结果和实时行驶阻力修正升降挡边界，构建适用于复合工况的自适应换挡决策方法。

（4）预测动力中断期间的车速变化，并据此补偿电机目标同步转速，以减小接合速差和换挡冲击。

（5）通过仿真与台架试验对所提方法进行验证，并比较不同工况下的换挡频次、动力响应及换挡性能。

2 纯电动汽车 2AMT 系统建模与换挡动力学分析

2.1 纯电动汽车 2AMT 动力系统

本文以装配无离合器两挡机械式自动变速器（Two-speed Automated Mechanical Transmission，2AMT）的纯电动乘用车为研究平台。其传动系统由动力电池、驱动电机、2AMT、主减速器和车轮构成。电机输出转矩经变速器及主减速器传至车轮，通过两挡速比切换，实现低速大转矩需求与高速高效运行之间的兼顾。

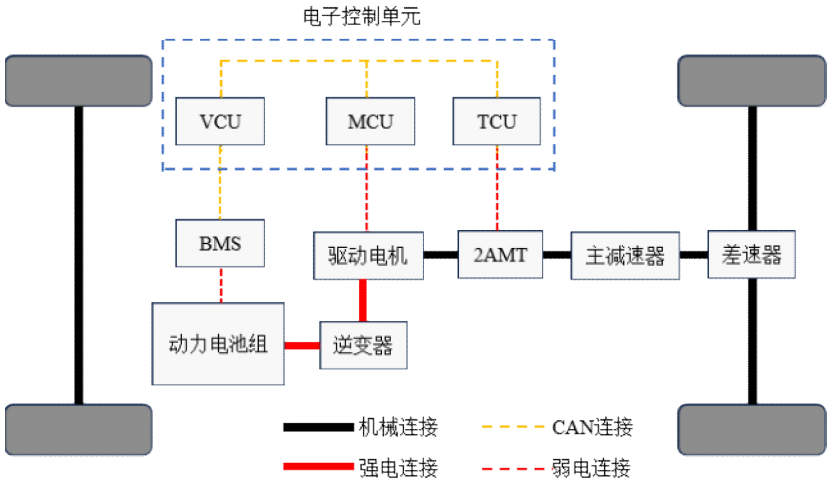


图 2-1　纯电动汽车 2AMT 动力系统结构

鉴于本文聚焦复合工况下的换挡控制问题，动力电池、驱动电机及执行机构模型采用已有研究成果，本章仅针对整车质量、道路坡度及换挡过程建立纵向动力学模型。

2.2 整车纵向动力学模型

根据牛顿第二定律，将车辆视为纵向运动刚体。车辆行驶过程中主要受到轮端驱动力、滚动阻力、空气阻力、坡度阻力和加速阻力作用，其受力关系如图 2-2 所示。

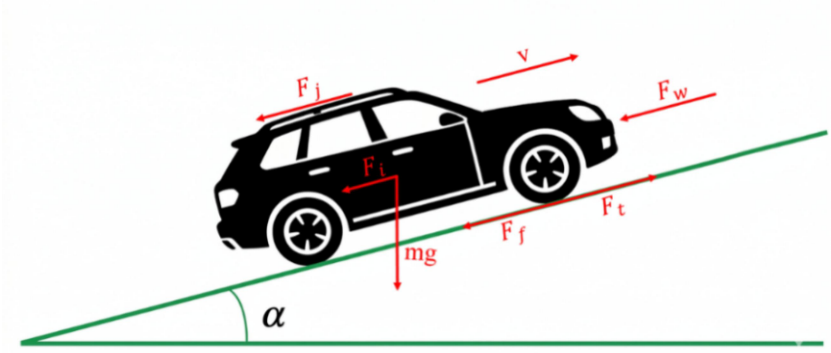


图 2-2 整车纵向动力学模型

车辆纵向驱动力平衡关系为

$$F_t = F_f + F_\omega + F_s + F_j \tag{2.1}$$

式中，F_t为车辆轮端驱动力；F_f为滚动阻力；F_ω为空气阻力；F_s为坡度阻力；F_j为加速阻力。

滚动阻力可表示为：

$$F_f = mgf\cos\alpha \tag{2.2}$$

空气阻力可表示为：

$$F_w = \frac{1}{2}C_D A\rho v^2 \tag{2.3}$$

]

坡度阻力为：

$$F_s = mg\sin\alpha \tag{2.4}$$

车辆加速阻力为：

$$F_j = \delta m \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \tag{2.5}$$

将式（2.2）～式（2.5）代入式（2.1），得到整车纵向动力学方程：

$$\frac{T_{\mathrm{wh}}}{r} = mgf\cos\alpha + \frac{1}{2}C_D A\rho v^2 + mg\sin\alpha + \delta m\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \tag{2.6}$$

式中，$T_{\omega\mathrm{h}}$为驱动车轮输出转矩；r 为车轮滚动半径；m 为整车质量；g 为重力加速度；f 为滚动阻力系数；a 为道路坡度角；C_D为空气阻力系数；A 为车辆迎风面积；ρ为空气密度；v为车辆速度；δ为旋转质量换算系数。

由式（2.6）可知，车辆纵向驱动力需求受整车参数与道路条件共同影响，其中质量 m 和坡度α会直接改变行驶阻力。重载或爬坡时，车辆阻力水平明显增大，使实际动力需求偏离基础换挡规律的标定工况，进而削弱传统换挡策略在复合工况下的适用性。

2.2.1 惯性同步阶段

摘挡完成后，变速器处于空挡状态，驱动电机与车轮之间的动力连接断开，此时驱动车轮输出转矩为

$$T_{\omega\mathrm{h}} = 0 \tag{2.7}$$

车辆仅受到滚动阻力、空气阻力和坡度阻力作用。将式（2.8）代入式（2.7），得到动力中断阶段车辆的速度衰减率：

$$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = -\frac{mgf\cos\alpha + \frac{1}{2}C_D A\rho v^2 + mg\sin\alpha}{\delta m} \tag{2.8}$$

式（2.9）表明，无离合器 2AMT 在动力中断阶段的车速衰减并非常数，而受到整车质量、道路坡度以及当前车速共同影响。尤其在满载爬坡工况下，较大的坡度阻力将导致车辆速度快速下降，使换挡开始时刻与实际进挡时刻之间产生较明显的车速差。

设摘挡完成时刻为t_0，目标挡位接合时刻为t_1，则对式（2.9）在动力中断时间范围内进行积分，可得实际接合时刻的预测车速：

$$v(t_1) = v(t_0) - \int_{t_0}^{t_1} \frac{mgf\cos\alpha + \frac{1}{2}C_D A\rho v^2 + mg\sin\alpha}{\delta m}\mathrm{d}t \tag{2.9}$$

相应的动力中断期间车速掉落量为

$$\Delta v = v(t_0) - v(t_1) \tag{2.10}$$

在惯性同步阶段，驱动电机进入主动转速控制模式。根据预测得到的接合时刻车速，目标挡位对应的电机同步角速度为

$$\omega_{\mathrm{tar}} = \frac{v(t_1) i_g i_0}{r} \tag{2.11}$$

式中，ig 为目标挡位传动比，i_0为主减速器传动比。

驱动电机实际角速度与目标同步角速度之间的差值为

$$\Delta\omega = \omega_m - \omega_{\mathrm{tar}} \tag{2.12}$$

式中，ϖ_m为驱动电机实际角速度；$\Delta\omega$ 为同步转速差。

常规换挡控制多以换挡触发时的车速确定同步目标，未充分考虑动力中断期间的车速衰减。在满载或爬坡等高阻力工况下，实际接合车速会低于换挡初始车速，若仍采用原目标转速，易造成电

机转速设定偏高并增大进挡瞬间的速差。因此，可结合整车质量与道路坡度预测动力中断阶段的车速变化，并据此修正目标同步转速。

2.2.2 挂挡与转矩恢复阶段

当驱动电机与目标挡位之间的转速差进入允许同步范围后，换挡执行机构推动接合套与目标挡位齿圈啮合。虽然主动同步过程能够减小接合前的转速差，但实际挂挡瞬间仍可能存在一定的相对转速。

考虑接合套与目标齿圈之间的等效接触刚度和阻尼，挂挡瞬间的冲击转矩可表示为

$$T_{\mathrm{imp}} = k_c \Delta\theta + c_c \Delta\omega \tag{2.13}$$

式中，T_{imp}为挂挡冲击转矩；k_c为接合套与目标齿圈的等效接触刚度；C_C为等效接触阻尼；$\Delta\theta$接合元件之间的相对转角；$\Delta\omega$为接合瞬间的相对角速度。

车辆换挡平顺性通常采用纵向冲击度进行评价，其定义为车辆纵向加速度对时间的变化率：

$$j = \frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}^2 v}{\mathrm{d}t^2} \tag{2.14}$$

式中，j为车辆纵向冲击度；α为车辆纵向加速度。

由式（2.14）和式（2.15）可知，进挡瞬间的转速差及其引起的传动系转矩变化直接影响车辆换挡冲击。因此，降低目标挡位接合瞬间的转速差，是改善无离合器 2AMT 换挡平顺性的关键。

完成挂挡后，驱动电机由转速控制模式切换至转矩控制模式，并逐步恢复至驾驶员需求转矩。若电机转矩恢复速度过快，会产生明显的车辆纵向冲击，并可能激发传动系统扭转振动，因此还需要合理协调转矩恢复过程。

2.4 本章小结

本章围绕纯电动汽车 2AMT 系统建立考虑整车质量与道路坡度的纵向动力学模型，并分析无离合器换挡各阶段的动力学特性。结果表明，动力中断期间车速会随行驶阻力持续下降，其幅值受质量、坡度及初始车速共同影响。在重载、爬坡等工况下，固定换挡边界及同步转速难以适应实际状态，易引起换挡时机偏移和接合速差增大。

因此，后续控制将在线辨识的质量和坡度参数用于换挡边界修正及动力中断掉速预测，并据此补偿目标同步转速，为自适应换挡决策与协调控制提供依据。

3 基于车辆状态辨识的自适应换挡策略

3.1 自适应换挡策略总体框架

传统 2AMT 换挡规律多以车速和加速踏板开度为输入，并基于标准载荷和平路工况完成标定。当车辆进入重载或爬坡状态后，质量与坡度变化会引起行驶阻力增加，使原有换挡边界与实际动力需求不再匹配，进而产生过早升挡、动力不足及挡位反复切换等问题。

为提高策略对复杂工况的适应能力，本文将在线估计的整车质量和道路坡度作为状态输入，在基础两参数换挡规律上结合实时行驶阻力与动力中断期预测掉速，对升、降挡边界进行自适应调整，其控制框架如图 3-1 所示。

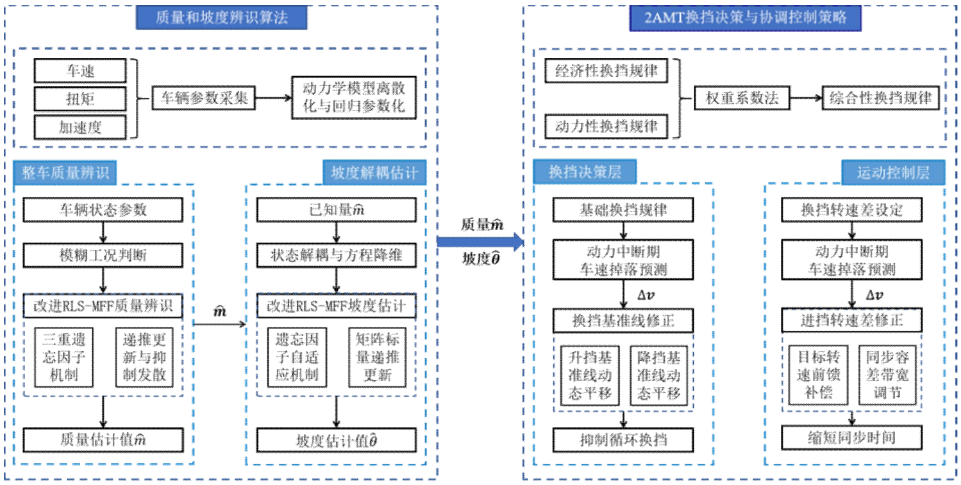


图 3-1　自适应换挡策略架构

3.2 纯电动汽车 2AMT 基础换挡规律

基础换挡规律用于确定自适应策略的初始边界。结合驱动电机外特性及效率 MAP，选取车速v与加速踏板开度β作为控制变量，分别构建动力性和经济性换挡规律，并通过权重融合得到综合换挡边界。传统换挡规律是自适应换挡策略的基础。

3.2.1 最佳动力性换挡规律

最佳动力性换挡规律的目标是在给定加速踏板开度条件下充分利用驱动电机输出能力，使车辆获得较大的纵向加速度。

在平直道路条件下，令$\alpha=0$，由第二章建立的车辆纵向动力学模型可得

$$a_i=\frac{1}{\delta_i m}\left[\frac{T_m(n_{m,i},\beta)i_i i_0\eta_t}{r}-mgf-\frac{1}{2}\rho C_D A v^2\right] \tag{3.1}$$

式中，a_i为车辆处于i挡时的纵向加速度；T_m为驱动电机输出转矩；i_i为第i挡传动比；i_0为主减速比；η_t为传动系统效率；δ_i为对应挡位下的旋转质量换算系数；β为加速踏板开度。

车辆速度与驱动电机转速之间满足

$$n_{m,i}=\frac{v i_i i_0}{0.377r} \tag{3.2}$$

式中，$n_{m,i}$为车辆处于i挡时的驱动电机转速，单位为 r/min；v 的单位为 km/h。

因此，在给定踏板开度β下，不同挡位车辆加速度可表示为车速的函数：

$$a_i=f_i(v,\beta) \tag{3.3}$$

对于两挡变速器，最佳动力性升挡点由一挡和二挡加速度曲线交点确定，即

$$a_1(v_d,\beta)=a_2(v_d,\beta) \tag{3.4}$$

式中，v_d为对应踏板开度下的最佳动力性升挡车速。

以 20%踏板开度为步长绘制各挡位加速度—车速特性曲线，如图 3-2 所示。低速时，一挡凭借较大传动比具有更高的加速能力；随着车速升高，电机进入恒功率区，一挡加速度逐渐下降并与二挡曲线相交。各踏板开度下的交点可用于确定动力性升挡边界。为避免临界区域因车速波动造成频繁换挡，降挡线设置一定迟滞。

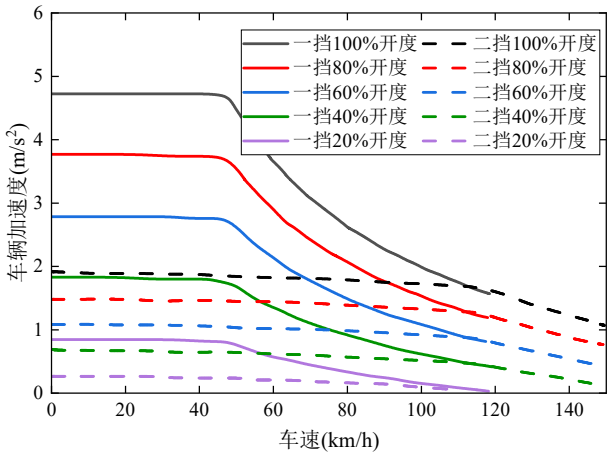


图 3-2　不同挡位与踏板开度下车辆加速度特性曲线

3.2.2 最佳经济性换挡规律

最佳经济性换挡规律的目标是在满足驾驶员动力需求的条件下，使驱动电机尽可能工作在高效率区域。根据驱动电机效率 MAP，车辆处于 i 挡时的电机效率可表示为

$$\eta_i = f_\eta\left(n_{m,i}, T_m(n_{m,i},\beta)\right) \tag{3.5}$$

电机效率可进一步表示为车速、踏板开度及挡位的函数：

$$\eta_i = f_{\eta,i}(v,\beta) \tag{3.6}$$

对于相同踏板开度，当一挡和二挡效率相等时对应最佳经济性换挡点，因此有

$$\eta_1(v_e,\beta) = \eta_2(v_e,\beta) \tag{3.7}$$

式中，v_e为最佳经济性升挡车速。

采用与动力性换挡规律一致的处理方法，以 20%踏板开度为步长获取各挡位电机效率曲线，如图 3-3 所示。低速阶段一挡效率较高，随车速上升，其工作点逐渐偏离高效区；换入二挡后，较小的传动比可降低电机转速，使其重新接近高效运行区域。因此，可依据不同踏板开度下两挡效率曲线的交点确定经济性升挡边界。

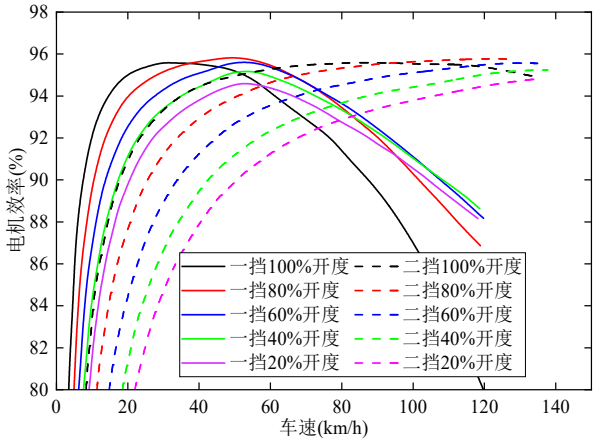


图 3-3　电机效率特性曲线

3.2.3 综合换挡规律

最佳动力性与最佳经济性换挡规律分别侧重动力性能和能量效率，单独采用任一种规律均难以兼顾车辆日常驾驶需求。因此，硕士论文根据加速踏板开度引入动力性权重k_d和经济性权重k_j，构建综合换挡规律。

综合升挡车速表示为

$$v_{\mathrm{com}}(\beta)=k_d(\beta)v_{\mathrm{d}}(\beta)+k_j(\beta)v_{\mathrm{e}}(\beta) \tag{3.8}$$

并满足

$$k_d+k_j=1 \tag{3.9}$$

表 4-1　综合权重分配表

类型	踏板开度<0.6	踏板开度≥0.6
动力性换挡规律权重 k_d	0.5	0.7
经济性换挡规律权重 k_j	0.5	0.3

当踏板开度较小时，车辆主要处于平稳巡航状态，动力性与经济性采用相同权重；当踏板开度大于等于 0.6 时，驾驶员动力需求增强，因此提高动力性换挡规律权重。最终形成的综合换挡规律如图 3-4 所示，并作为后续自适应修正的基础换挡基准线。

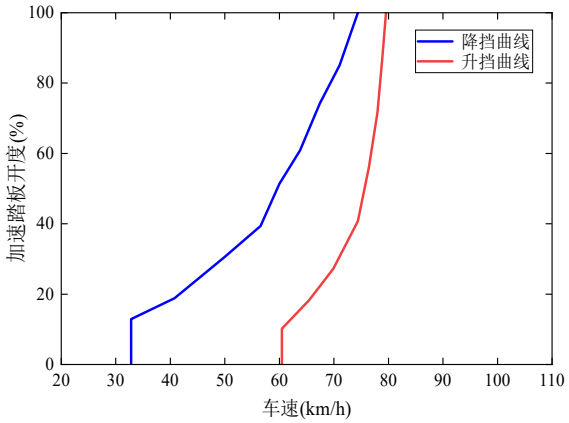


图 3-4　综合换挡规律

3.3 质量—坡度变化对换挡点的影响

基础综合换挡规律是在标准质量和平直道路条件下获得的。当整车质量和道路坡度发生变化时，车辆行驶阻力随之改变，不同挡位下的剩余驱动力发生变化，从而引起最佳换挡点偏移。

根据第二章车辆纵向动力学方程，将滚动阻力、空气阻力和坡度阻力统一定义为广义行驶阻力：

$$F_R=\hat{m}gf\cos\hat{\alpha}+\frac{1}{2}\rho C_D A v^2+\hat{m}g\sin\hat{\alpha} \tag{3.10}$$

式中，$\hat{m}$ 和 $\hat{\alpha}$ 分别为在线辨识得到的整车质量和道路坡度。

车辆处于 i 挡时的轮边驱动力为

$$F_{t,i}=\frac{T_m i_i i_0 \eta_t}{r} \tag{3.11}$$

相应的剩余驱动力为

$$F_{\mathrm{res},i}=F_{t,i}-F_R \tag{3.12}$$

因此，第 i 挡对应的车辆纵向加速度为

$$a_i=\frac{F_{\mathrm{res},i}}{\delta_i\hat{m}} \tag{3.13}$$

动力性最佳换挡点满足两挡车辆纵向加速度相等，即

$$\frac{F_{t,1}-F_R}{\delta_1 \hat{m}}=\frac{F_{t,2}-F_R}{\delta_2 \hat{m}} \tag{3.14}$$

随着整车质量和道路坡度增大，车辆行驶阻力随之上升。一挡因传动比较大，可提供更高的轮边驱动力，对阻力变化具有较强适应性；相比之下，二挡剩余驱动力更易受外部阻力影响。因此，负载和坡度增大时，两挡加速度交点向较高车速方向移动，升挡时机相应推迟。

在重载或爬坡条件下，应延长一挡工作区间以保证动力需求；当行驶阻力较小时，则可恢复至基础换挡边界。

3.4 基于预测掉速的自适应换挡规律

为避免复合工况下车辆在完成升挡后因车速下降过大而立即触发降挡，本文按照硕士论文的处理方法，将动力中断期间的预测车速掉落量作为换挡边界修正的物理安全约束。

设基础综合换挡规律对应的升挡车速为v_u^0，降挡车速为v_d^0，自适应修正后的升挡车速为v_u^* 。根据第二章得到的动力中断期预测掉速量△v_{loss}，车辆在自适应升挡点触发换挡后，实际挂入二挡时的预测车速为

$$v_{\text{eng}}=v_u^*-\Delta v_{\text{loss}} \tag{3.15}$$

为避免车辆完成升挡后立即跌破降挡边界产生循环换挡，应满足

$$v_{\text{eng}}\geq v_d^0+v_s \tag{3.16}$$

式中，v_s为保证换挡稳定性设置的安全速度裕度。

将式（3.15）代入式（3.16），可得自适应升挡车速应满足

$$v_u^*\geq v_d^0+\Delta v_{\text{loss}}+v_s \tag{3.17}$$

定义基础换挡规律的升降挡迟滞带宽为

$$\Delta v_h=v_u^0-v_d^0 \tag{3.18}$$

定义升挡基准线的平移修正量为

$$\Delta v_u=v_u^*-v_u^0 \tag{3.19}$$

则升挡线平移修正量必须满足

$$\Delta v_u\geq \Delta v_{\text{loss}}+v_s-\Delta v_h \tag{3.20}$$

因此，考虑原始迟滞带自身能够吸收部分动力中断掉速，自适应升挡线所需的最小理论修正量可表示为

$$\Delta v_{u,\min}=\max\left[0,\Delta v_{\text{loss}}+v_s-\Delta v_h\right] \tag{3.21}$$

，并不需要将动力中断期间的全部掉速量直接叠加至原升挡线上。当预测掉速小于原换挡迟滞带时，原有迟滞区能够吸收车速下降；仅当预测掉速超过原迟滞带及安全裕度允许范围时，超出的部分才需要通过升挡线向高车速区域平移进行补偿。

最终自适应升挡车速为

$$v_u^*=v_u^0+\Delta v_u^* \tag{3.22}$$

对于降挡边界，其修正目的主要是在车辆驱动力不足时及时切入一挡高转矩区。因此，降挡边界不直接受到动力中断掉速约束，而主要根据辨识得到的质量和坡度所形成的等效坡度阻力进行调

整。定义

$$F_{s,\mathrm{eq}} = \left|\hat{m} g \sin\hat{\alpha}\right| \tag{3.23}$$

将降挡边界修正量表示为

$$\Delta v_d = \Phi_d\left(F_{s,\mathrm{eq}}\right) \tag{3.24}$$

则自适应降挡车速为

$$v_d^* = v_d^0 + \Delta v_d \tag{3.25}$$

式中，$\Phi_d(\cdot)$为硕士论文中根据等效坡度阻力确定的降挡边界修正关系。由于原硕士论文公式对象中的具体经验系数在当前文档解析中无法可靠读取，本文会议稿不重新设置未经原论文验证的经验参数。

重载爬坡时，行驶阻力增大，升降挡边界相应向较高车速方向偏移，从而延长一挡运行区间并保证轮边驱动力；在平路或轻载条件下，边界修正幅度减小并逐步回归基础换挡规律。该动态调整可拓宽有效迟滞区，降低升挡后因车速回落而再次降挡的循环换挡概率。

3.5 本章小结

本章依据驱动电机外特性与效率 MAP 构建动力性、经济性及综合换挡规律，并将综合规律作为自适应调整的基础。结合在线估计的整车质量和道路坡度，分析复合工况下行驶阻力、剩余驱动力及换挡位置的变化特征。

进一步将动力中断期间的预测掉速作为升挡约束，并综合迟滞带宽与牵引能力对升挡边界进行修正；降挡边界则依据质量、坡度引起的等效阻力进行调整。由此实现换挡边界随车辆运行状态动态变化，并为后续目标转速补偿及协调控制提供决策依据。

4 基于目标转速预测的换挡协调控制策略

4.1 换挡协调控制原理

无离合器纯电动汽车 2AMT 换挡通常包括转矩卸载、摘挡、同步、挂挡和转矩恢复等阶段。摘挡后至重新接合前，动力传递暂时中断，车辆受行驶阻力影响产生减速，同时驱动电机通过转速控制追踪目标挡位的同步转速。

常规方法多依据换挡触发时的车速设定同步目标，未充分考虑动力中断阶段的车速衰减。在重载或爬坡条件下，质量和坡度变化会加剧车辆减速，使实际进挡车速低于换挡初始值。若目标转速保持不变，易造成电机转速与目标挡位实际同步转速不匹配，并增大接合瞬间的速差。由于系统缺少离合器缓冲，该误差可能进一步引起同步器及传动系冲击。

因此，本文利用在线估计的整车质量 $\hat{m}$ 和道路坡度 $\hat{\alpha}$ 预测动力中断期车速变化，并据此修正电机同步目标，实现换挡执行过程的前馈协调控制。

4.2 动力中断期间车速掉落预测

设换挡指令触发时刻为t_0，换挡完成时刻为t_1在整个换挡过程中，根据第二章建立的纵向动力学模型，车辆运动状态满足

$$\delta \hat{m} \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = F_t - \hat{m} g f \cos\hat{\alpha} - \frac{1}{2}\rho C_D A v^2 - \hat{m} g \sin\hat{\alpha} \tag{4.1}$$

式中，F_t为车辆轮端驱动力；$\hat{m}$ 为在线辨识得到的整车质量；$\hat{\alpha}$ 为实时道路坡度角；其他参数含义与第二章一致。

由式（4.1）可得换挡全过程中的理论车速变化量：

$$\Delta v=\int_{t_0}^{t_1}\frac{F_t-\hat{m}gf\cos\hat{\alpha}-\frac{1}{2}\rho C_D A v^2-\hat{m}g\sin\hat{\alpha}}{\delta\hat{m}}\mathrm{d}t \tag{4.2}$$

式（4.3）能够描述完整换挡过程中车辆速度的理论变化，但在车载控制器实时计算中，驱动转矩卸载过程难以表示为准确的显式函数，同时连续积分会增加控制器运算负担。因此，按照硕士论文的处理方法，对动力学模型进行工程降维。

换挡过程中绝大部分车速下降发生于摘挡完成至重新挂挡的动力中断阶段。设该阶段持续时间为t_n，此时动力传递链完全断开，有

$$F_t=0 \tag{4.3}$$

由于动力中断时间较短，可认为该时间窗口内车辆质量与道路坡度保持不变，同时车速变化对空气阻力的影响较小。于是，车辆动力中断初始时刻的瞬态减速度可近似表示为

$$a_n=-\frac{\hat{m}gf\cos\hat{\alpha}+\frac{1}{2}\rho C_D A v_0^2+\hat{m}g\sin\hat{\alpha}}{\delta\hat{m}} \tag{4.4}$$

式中，v_0为进入动力中断阶段时的车辆速度。

采用硕士论文中的一阶欧拉近似处理，将动力中断期间车辆运动视为短时匀减速过程，则预测车速掉落量为

$$\Delta v_{\text{loss}}=-a_n t_n \tag{4.5}$$

将式（4.4）代入式（4.5），得到

$$\Delta v_{\text{loss}}=\frac{\hat{m}gf\cos\hat{\alpha}+\frac{1}{2}\rho C_D A v_0^2+\hat{m}g\sin\hat{\alpha}}{\delta\hat{m}}t_n \tag{4.6}$$

因此，预计重新挂挡时刻的车辆速度为

$$v_1=v_0-\Delta v_{\text{loss}} \tag{4.7}$$

式（4.7）可知，动力中断阶段的车速损失与整车质量、道路坡度及初始车速有关。轻载平路时外部阻力较小，车速衰减不明显；满载爬坡条件下，坡度阻力增大，车辆掉速更加显著。因此，结合在线辨识参数预测动力中断期车速变化，是修正目标同步转速的重要前提。

4.3 目标转速前馈补偿

无离合器 2AMT 主动同步阶段的控制目标，是使驱动电机转速与目标挡位在实际挂挡车速下对应的同步转速保持一致。

以 1 挡升 2 挡为例，传统换挡控制通常忽略动力中断期间的车速掉落，直接根据换挡开始时刻的车辆速度v_0计算二挡理论目标转速：

$$n_{\text{tar},0}=\frac{v_0 i_2 i_0}{0.377r} \tag{4.8}$$

式中，$n_{tar,0}$为未经补偿的传统目标转速；i_2为二挡传动比；i_0为主减速比；r 为车轮滚动半径。

实际上，车辆经过动力中断后，其挂挡时刻速度已下降至式（4.7）所预测的v_1。因此，实际目标同步转速应为

$$n_{\text{tar}}=\frac{v_1 i_2 i_0}{0.377r} \tag{4.9}$$

将式（4.9）代入式（4.7），得到

$$n_{\text{tar}}=\frac{\left(v_0-\Delta v_{\text{loss}}\right)i_2 i_0}{0.377r} \tag{4.10}$$

定义由于动力中断车速掉落引起的电机目标转速前馈修正量为

$$\Delta n_{\mathrm{ff}} = n_{\mathrm{tar},0} - n_{\mathrm{tar}} \tag{4.11}$$

由式（4.8）～式（4.10）可得

$$\Delta n_{\mathrm{ff}} = \frac{\Delta v_{\mathrm{loss}} i_2 i_0}{0.377 r} \tag{4.12}$$

即可得到包含质量和坡度辨识参数的目标转速前馈补偿量：

$$\Delta n_{\mathrm{ff}} = \frac{i_2 i_0}{0.377 r} \cdot \frac{\hat{m} g f \cos\hat{\alpha} + \frac{1}{2}\rho C_D A v_0^2 + \hat{m} g \sin\hat{\alpha}}{\delta \hat{m}} t_n \tag{4.13}$$

最终驱动电机目标同步转速可表示为

$$n_{\mathrm{tar}}^{*} = n_{\mathrm{tar},0} - \Delta n_{\mathrm{ff}} \tag{4.14}$$

当车辆处于重载爬坡状态时，车辆滑行减速度增大，预测车速掉落量△v_{loss}增加，对应的转速修正量△n_{ff}增大，电机目标转速随之下降，以匹配实际下降后的车速。

当车辆处于下坡工况时，坡度分力可能转化为助力，使动力中断阶段的预测掉速减小，甚至出现车速上升，此时应适当提高电机同步目标转速。基于在线辨识的质量与坡度信息进行前馈修正，可减小接合瞬间的转速偏差，从而降低同步器摩擦负荷和传动系冲击。

4.4 同步容差带宽动态调节

尽管驱动电机具备主动调速能力，但工程应用中难以实现完全零速差接合。同步容差过小会延长调速过程并增加动力中断时间，而容差过大则易加剧接合冲击。因此，需合理设定允许转速差，以兼顾换挡响应速度与平顺性。

定义驱动电机实际转速与修正后目标转速之间的同步误差为

$$e_n = n_m - n_{\mathrm{tar}}^{*} \tag{4.15}$$

其中，n_m为驱动电机实际转速。

当同步误差满足

$$\left| e_n \right| \le \Delta n_{\mathrm{tol}} \tag{4.16}$$

即可认为驱动电机和目标挡位达到允许同步状态，并向换挡执行机构发出挂挡指令。式中，Δn_{tol}为允许进挡的同步转速容差。

根据车辆当前换挡性能需求动态选择同步容差：

$$\Delta n_{\mathrm{tol}} = \begin{cases} \Delta n_{\mathrm{P}}, & \text{动力性模式} \\ \Delta n_{\mathrm{C}}, & \text{舒适性模式} \end{cases} \tag{4.17}$$

其中应满足

$$\Delta n_{\mathrm{P}} > \Delta n_{\mathrm{C}} \tag{4.18}$$

在动力性模式下，可适当放宽同步容差，以缩短电机调速时间并减小动力中断造成的车速损失。此时同步器承担一定的剩余同步任务，从而获得更快的换挡响应。舒适性模式则采用较小的允许速差，使电机在挂挡前完成更充分的转速匹配，以降低接合冲击并改善平顺性。

综合车速预测、目标转速补偿与同步容差调节后，换挡协调控制流程可概括为：

车辆状态辨识 → 动力中断掉速预测 → 同步目标修正 → 电机调速 → 同步误差判定 → 挂

挡执行。

4.5 本章小结

本章针对复合工况下无离合器 2AMT 因动力中断引起的同步目标偏差问题，设计基于车辆状态信息的目标转速预测与协调控制方法。首先，利用在线估计的整车质量和道路坡度建立动力中断期车速预测模型，并通过简化计算获得适用于实时控制的掉速量；随后，将预测结果换算至电机侧，对同步目标转速进行前馈修正，使其随质量和坡度变化自适应调整；最后，引入动态同步容差，在换挡速度与接合平顺性之间实现协调，从而提升复合工况下的换挡执行性能。

5 仿真与实验验证

5.1 目标转速修正仿真验证

为验证基于车辆状态的目标转速预测与前馈修正方法，搭建纯电动汽车 2AMT MATLAB/Simulink 闭环仿真模型，通过改变载荷和道路坡度考察同步目标修正量的响应特性。仿真设置空载平路、半载低坡度、满载高坡度及随机载荷—坡度扰动四种工况，结果如图 5-1 所示。

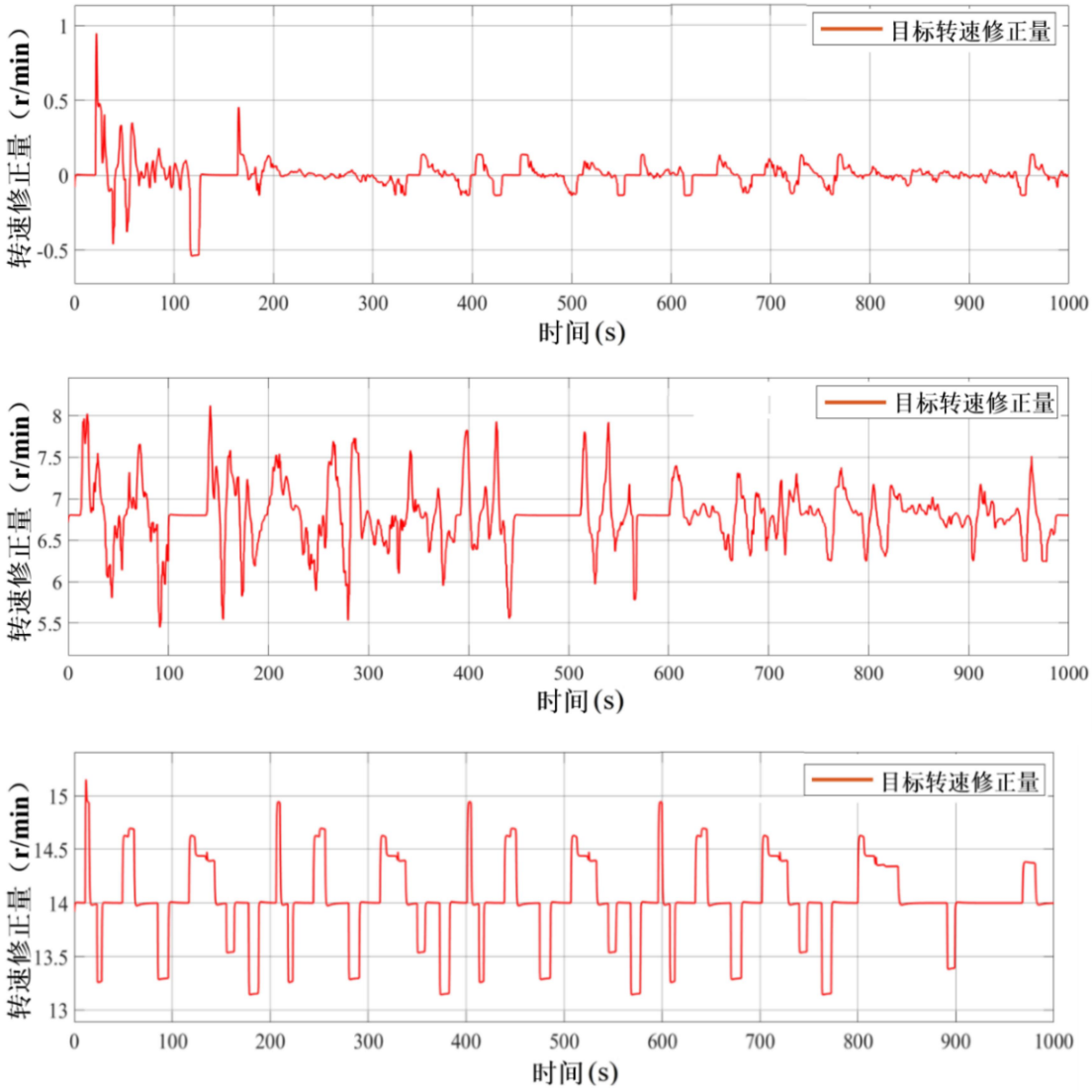


图 5-1　不同扰动下目标转速修正量

不同工况下目标转速修正结果如表 5-1 所示。

表 5-1　不同扰动下目标转速修正结果

工况场景	负载扰动（kg）	目标转速修正量（r/min）
空载平路（基准）	0	0
半载低坡度	200	6.8
满载高坡度	500	14.0
随机负载、坡度	0~500	0~15.2

仿真结果显示，空载平路时车辆阻力较小，动力中断阶段车速衰减有限，目标转速修正量接近于零。随着载荷和坡度增大，预测掉速随之增加，所需转速补偿也相应提高。其中，半载低坡度工况的平均修正量为 6.8 r/min，满载高坡度时增至 14.0 r/min；在随机载荷—坡度扰动下，修正范围为 0～15.2 r/min。说明该方法能够随车辆状态变化动态调整同步目标，为后续换挡协调控制提供前馈依据。

5.2 实验平台及测试方案

为检验自适应换挡决策与协调控制的实际效果，依托三电机高速综合性能台架开展实验。测试系统由主驱动电机、2AMT、两台加载电机、电池模拟器、RapidECU_T3M 快速原型控制器及数据采集装置组成。主驱动电机与变速器输入端刚性连接，两台加载电机布置于输出端，通过施加负载转矩模拟不同整车质量和道路坡度对应的行驶阻力。控制算法部署于 RapidECU_T3M，并利用 CAN 总线实现驱动电机、换挡执行机构与加载系统之间
的实时通信。

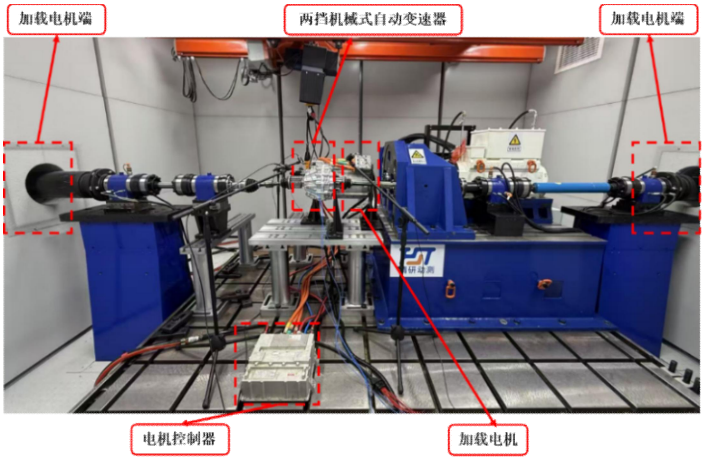


图 5-2　三电机高速综合性能实验台

实验台主驱动电机额定功率为 42 kW、额定转速 4500 r/min，最高转速 11800 r/min，峰值转矩 250 N·m；加载电机额定功率 310 kW，最大转矩 370 N·m。通过调节加载转矩，可模拟空载、半载、满载及不同坡度下的复合行驶阻力。

实验从两个方面评价所提策略：首先通过单次 1 挡升 2 挡试验分析目标转速前馈补偿对换挡时间的改善效果；其次在连续复合工况下考察自适应换挡决策对循环换挡的抑制能力。

5.3 目标转速前馈补偿换挡实验

为检验目标转速预测及前馈补偿策略对换挡过程的优化作用，在满载、大坡度且踏板开度保持不变的条件下开展 1 挡升 2 挡对比试验，设置传统控制与协调控制两组方案。通过采集接合套全程位移信号，识别转矩卸载、摘挡、主动同步、挂挡和转矩恢复各阶段，结果见图 5-3。

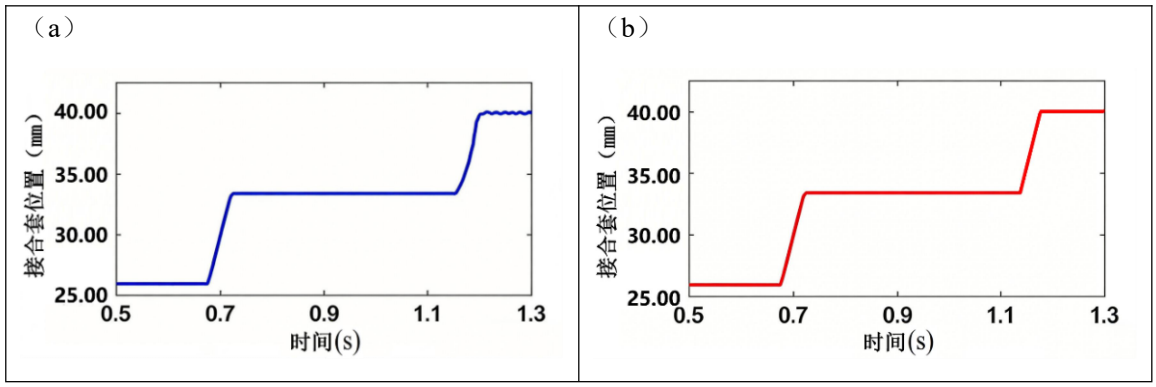


图 5-3 接合套位置曲线：（a）传统策略接合套位移曲线，（b）自适应策略接合套位移曲线

不同控制策略下各换挡阶段持续时间如表 5-2 所示。

表 5-2 不同控制策略下升挡过程各阶段时间

参数名称	原策略换挡时间（ms）	优化策略换挡时间（ms）
卸载阶段	43	40
摘挡阶段	70	58
主动同步阶段	398	364
挂挡阶段	85	63
加载阶段	26	22
总计	622	547

采用传统策略时，由于未考虑动力中断阶段的车速衰减，电机设定转速与实际同步需求存在偏差，导致主动同步和挂挡耗时较长，分别为 398 ms 和 85 ms。

采用本文策略后，根据在线估计的整车质量与道路坡度预测车速损失，并对同步目标进行前馈修正，从而减小进挡前的转速误差。主动同步时间降至 364 ms，挂挡时间缩短至 63 ms，总换挡时间由 622 ms 减少至 547 ms。

定义换挡时间缩短率为

$$\eta_t = \frac{t_{\text{ori}} - t_{\text{opt}}}{t_{\text{ori}}} \times 100\% \tag{5.1}$$

式中，t_{ori}为传统策略总换挡时间，t_{opt}为优化策略总换挡时间。

代入实验结果可得

$$\eta_t = \frac{622 - 547}{622} \times 100\% = 12.05\% \tag{5.2}$$

结果表明，目标转速预测及前馈补偿能够提高主动同步精度，降低进挡阶段的机械干涉，使整体换挡时间缩短 12.05%，验证了第四章所提出换挡协调控制方法的有效性。

5.4 复合工况下自适应换挡策略验证

为检验自适应换挡策略在复杂工况下的适应性，在台架上设置载荷变化及坡度扰动的长周期试验，重点分析目标转速修正、挡位变化和换挡频次。

传统策略基于空载平路条件标定，当载荷或坡度增大时，车辆行驶阻力上升、车速下降，运行状态易在升降挡边界间往复跨越，从而引起 1、2 挡频繁切换。

本文根据在线辨识的整车质量、道路坡度及预测掉速动态调整换挡边界。随着阻力增加，升挡线向高车速区域移动，并扩大有效迟滞范围，以减少不必要的升挡操作。

不同负载条件下的主要实验结果如表 5-3 所示。

表 5-3 不同工况下自适应换挡关键指标

换挡策略	工况	负载变化范围（kg）	质量估计均方根误差（kg）	目标转速修正量（r/min）	换挡次数优化
基于 RLS-MFF 自适应换挡策略	空载平路扰动	0	18.7	-1.3~1.4	34
	半载低坡度扰动	200	21.1	4.6~7.3	32
	满载高坡度扰动	500	24.8	12.7~15.4	28
基于 RLS 传统换挡策略	满载高坡度扰动	500	42.3	5.3~8.7	32

空载平路时，外部阻力较小，自适应策略与基础换挡规律基本一致，挡位切换较为稳定。进入半载低坡度工况后，目标转速补偿范围增至 4.6～7.3 r/min，换挡次数降为 32 次。

在满载高坡度条件下，行驶阻力进一步增大，目标转速修正范围扩大至 12.7～15.4 r/min，并通过延迟升挡将换挡次数减少至 28 次。与传统 RLS 策略相比，本文方法能够更准确地表征车辆运行状态，并据此调整换挡边界，从而抑制高负载条件下的冗余换挡。

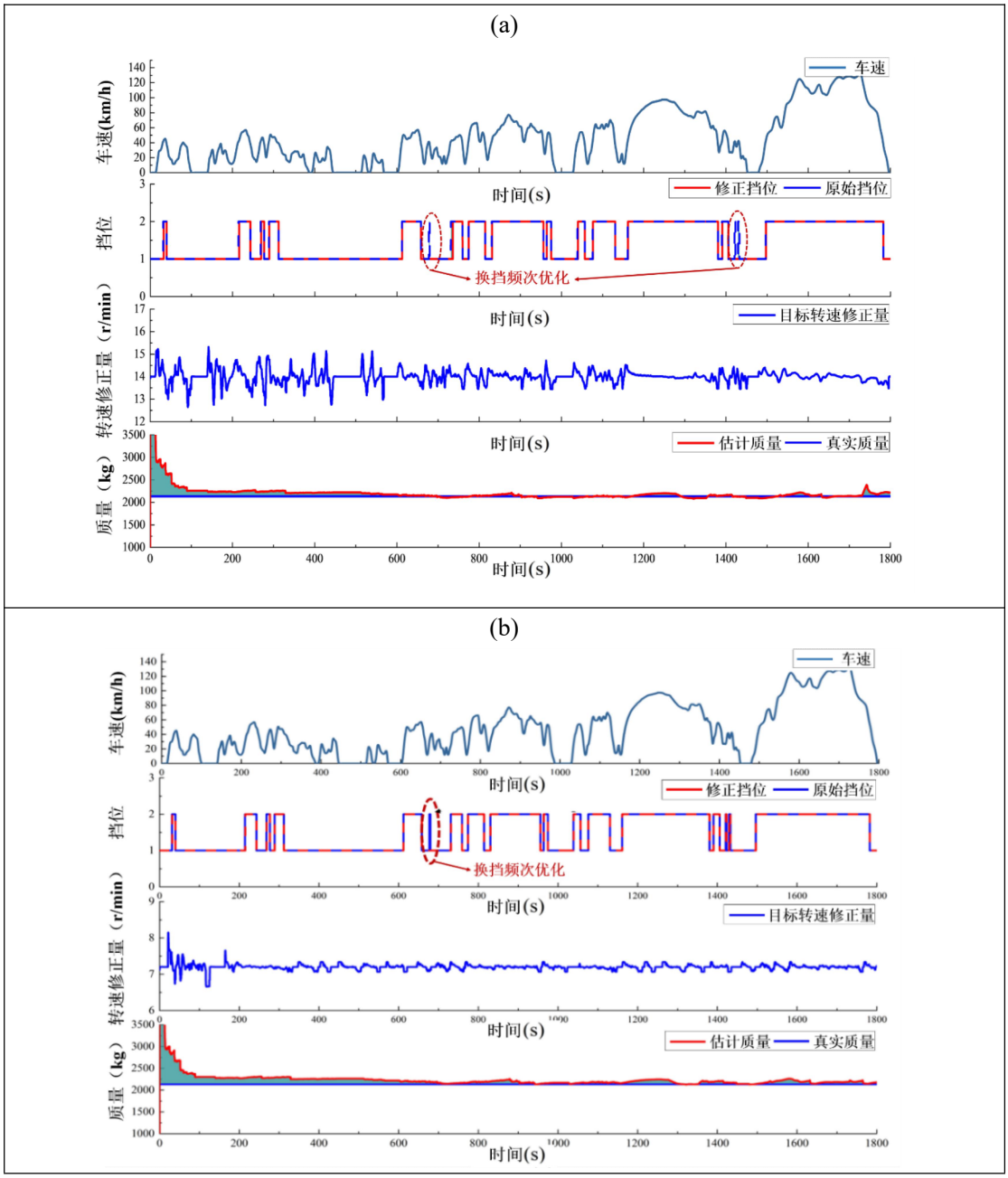


图 5-4 满载高坡度条件下不同换挡策略响应对比;(a) 满载高坡度扰动下的自适应换挡策略实验,(b) 满载高坡度扰动下基于传统 RLS 的换挡策略对比实验

在满载高坡度工况下进一步开展对比试验。传统 RLS 策略的质量估计 RMSE 为 42.3 kg，目标转速补偿范围为 5.3～8.7 r/min，换挡 32 次；采用 RLS-MFF 后，上述指标分别改善为 24.8 kg、12.7～15.4 r/min 和 28 次。由此可见，提高状态参数辨识精度有助于增强换挡边界修正和目标转速补偿的有效性。

5.5 本章小结

本章采用仿真与三电机台架试验验证所提自适应换挡及目标转速协调控制方法。仿真结果显示，转速补偿量可随载荷和坡度变化自适应调整，满载高坡度工况下达到 14.0 r/min，随机扰动时变化范围为 0～15.2 r/min。

单次升挡试验中，采用前馈补偿后，主动同步时间由 398 ms 降至 364 ms，挂挡时间由 85 ms 减至 63 ms，总换挡时间由 622 ms 缩短至 547 ms，降低 12.05%。在长周期复合工况下，策略依据实时质量、坡度及预测掉速修正换挡边界，满载高坡度时换挡次数由 34 次减至 28 次，频次下降 17.6%，一挡利用率提高 1.2%。结果表明，该方法能够缩短换挡响应时间、抑制无效换挡，并提升 2AMT 对复杂行驶条件的适应能力。

参考文献：

[1] WANG S, LIU X, ZHANG X, et al. A fuzzy logic control-based adaptive gear-shifting considering load variation and slope gradient for multi-speed automated manual transmission (AMT) electric heavy-duty commercial vehicles[J]. *Electronics*, 2024, 13(22): 4458. LIN X, LI Y, XIA B. An online driver behavior adaptive shift strategy for two-speed AMT electric vehicle based on dynamic corrected factor[J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2021, 48: 101598.

[2] 夏光, 涂波涛, 唐希雯, 等. 基于质量与坡度辨识的汽车自动变速器换挡控制研究[J]. 汽车工程, 2018, 40(3): 305-312.

[3] LI B, ZHANG J, DU H, et al. Two-layer structure based adaptive estimation for vehicle mass and road slope under longitudinal motion[J]. *Measurement*, 2017, 95: 439-455.

[4] MAHYUDDIN M N, NA J, HERRMANN G, et al. Adaptive observer-based parameter estimation with application to road gradient and vehicle mass estimation[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014, 61(6): 2851-2863.

[5] LI X, MA J, ZHAO X, et al. Intelligent two-step estimation approach for vehicle mass and road grade[J]. *IEEE Access*, 2020, 8: 218853-218862.

[6] WANG W, ZHANG Y, CHEN K, et al. A mass and road slope integrated estimation strategy based on the joint iteration of least square method and SAGE-Husa adaptive filter for autonomous logistics vehicle[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2022, 236(7): 1414-1428.

[7] 林楠, 刘丽, 马力, 等. 适应空气阻力变化的商用车质量辨识算法[J]. 中国公路学报, 2016, 29(8): 143-151.

[8] 曾小华, 钱琦峰, 宋大凤, 等. 基于加速度校正的坡度估计算法与实现[J]. 汽车工程, 2020, 42(10): 1369-1377.

[9] PENG J, ZHANG H, LI H, et al. Multi-parameter predictive shift schedule of automatic mechanical transmission for electric bus[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical*

[10] 许鑫, 牛志刚, 汪洋, 等. 基于动态规划的纯电动汽车换挡规律研究[J]. 机械传动, 2019, 43(12): 38-44.

[11] 宋强, 叶山顶, 李伟聪, 等. 基于多目标遗传算法的纯电动汽车 AMT 综合换挡规律研究[J]. 汽车工程学报, 2017, 7(1): 44-51.

[12] LEI Y, LIU K, ZHANG Y, et al. Adaptive gearshift strategy based on generalized load recognition for automatic transmission vehicles[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015, 2015: 614989.

[13] 李明清, 靳光盈, 朱宝全. 基于载荷和坡道识别的纯电动客车自适应换挡策略研究[J]. 汽车技术, 2019(12): 38-42.

[14] 李聪波, 张弛, 屈世阳, 等. 考虑道路坡度与车辆载重的纯电动物流车综合性能换挡规律[J]. 中国机械工程, 2021, 32(3): 275-283.

[15] MA N, HOU B, WANG Y, et al. Research on optimal shift control strategy of two-speed AMT based on fuzzy

control[C]//5th Annual International Conference on Information System and Artificial Intelligence (ISAI 2020). Zhejiang, China: IOP Publishing, 2020: 012116.

[16] LV D, YUAN L, ZHU B, et al. Research on multi objective intelligent shifting schedule of electric vehicle AMT considering ride comfort and economy[J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2023, 92(2-4): 278-299.

[17] 王大方, 刘刚, 金毅, 等. 短途纯电动车无离合器无同步器 AMT 换挡控制[J]. 中国公路学报, 2017, 30(2): 144-152.

[18] 胡建军, 李康力, 胡明辉, 等. 纯电动轿车 AMT 换挡过程协调匹配控制方法[J]. 中国公路学报, 2012, 25(1): 152-158.

[19] YU C H, TSENG C Y, WANG C P. Smooth gear-change control for EV clutchless automatic manual transmission[C]//2012 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM). Kaohsiung, Taiwan: IEEE, 2012: 971-976.

[20] YU C H, TSENG C Y. Research on gear-change control technology for the clutchless automatic-manual transmission of an electric vehicle[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2013, 227(10): 1446-1458.

[21] TSENG C Y, YU C H. Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 84: 37-56.

[22] QI X, YANG Y, WANG X, et al. Analysis and optimization of the gear-shifting process for automated manual transmissions in electric vehicles[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2017, 231(13): 1751-1765.

[23] WANG Y, WU J, ZHANG N, et al. Dynamics modeling and shift control of a novel spring-based synchronizer for electric vehicles[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, 168: 104586.

基于人工神经网络的自动变速器换挡控制自动标定策略

李松霖[1]，丛钰阳[1]，王书翰[1]，郭伟[2]

（1. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院，北京 100081；
2. 北京航空航天大学宁波创新研究院，浙江宁波 315800）

摘　要：随着自动变速器挡位数量增加，变速箱控制单元标定参数数量迅速增长，换挡控制开发过程中的标定工作量增加。本文提出了基于人工神经网络的换挡控制自动标定策略，通过建立换挡与标定参数之间的非线性映射关系替代工程师分析和调整的过程。首先建立基于 9 速自动变速器的车辆仿真模型，遍历参数组合并构建换挡特征数据集，提取关键特征用于 ANN 训练模型。训练后的人工神经网络模型可在 4～5 次迭代内完成自动标定，使换挡质量达到与人工标定相当的水平，其收敛速度和效率优于基于规则的方法。同时，该模型在不同油门开度和换挡条件下具有一定泛化能力。本文方法不依赖高精度物理模型，可提高标定效率，为自动变速器智能标定提供可行方案。

关键词：自动标定；换挡控制；换挡特征；基于规则的标定方法；人工神经网络

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

随着排放与燃油经济性法规日益严格，自动变速器（Automatic Transmissions，AT）不断向多挡位发展，10 挡自动变速器已实现批量生产[1]，同时也显著增加了控制逻辑和标定数据的复杂度。标定工程师需要在大量换挡工况中协调换挡时长、换挡舒适度与离合器热损失之间的指标冲突，以获得最优标定结果[2]。

换挡标定具有高度非线性和有限可观测性，典型 10 速变速箱需校准超过 22,000 个参数[1,3]。换挡过程还受液压响应、离合器动态及温度和老化相关摩擦特性的影响[4]。量产车辆通常仅配备速度传感器，难以直接测量液压压力和输出轴扭矩[5,6]，使充油和扭矩阶段存在控制“盲区”，较依赖开环前馈控制[7]。因此，传统手动标定需大量道路试验，通常耗时 1–2 年，且成本高、重复性差[8,9]。

为提高换挡质量与标定效率，试验设计（Design of Experiments，DoE）方法得到广泛研究[2,8–10]，其通过测功机试验并基于客观评价离线寻优，以确定最优参数组合。

DoE 适用于稳态标定，但瞬态工况仍需实际调校。其“遍历—优化”模式使测试点随挡位增加而快速增长，数据获取效率较低，单个换挡过程通常需超过 1500 次循环[3]。

基于物理模型的优化控制主要包括：利用卡尔曼滤波[10-14]、滑模观测器[15-17]以及 Luenberger 观测器[12,16,18]估计传动系统扭矩，采用伪谱法规划最优轨迹[19-22]；采用滑模控制器[23,24]、模型预测控制[25-27]等实现压力或转矩协调控制。集成模型预测控制可预测转矩相与惯性相切换以改善平顺性[28]；线性二次型调节器（则用于权衡冲击度与摩擦功[11,15,26,29]。但此类方法高度依赖高保真模型，且对液压瞬态、建模误差、延迟和滞后较敏感，限制了闭环控制精度。

除上述方法外，数据驱动预测控制也被用于最优轨迹在线规划[21,30]。迭代学习控制（Iterative Learning Control，ILC）可用于充油相参数的离线标定与迭代更新，通常 2～3 次即可收敛[31]，并进一步扩展至转矩相和惯性相[3,32,33]。强化学习则可通过较少试验实现控制参数自适应调整[22,34]。门控循环单元也被用于离合器目标位置与轨迹规划。但此类方法计算量较大，难以直接部署于资源受限的车辆控制器。

总体而言，除 DoE 外，现有方法多遵循“建模—状态估计—轨迹规划—参数优化”的流程，存在模型依赖强、控制复杂、延迟和计算负荷高等问题。相比之下，工程师通常依据换挡特征直接调整控制参数[31]。因此，可利用人工智能（Artificial Intelligence，AI）学习标定经验，建立换挡特征与控制参数间的非线性映射，以减少复杂建模与轨迹规划，并提升对不同工况和变速器的适应能力。

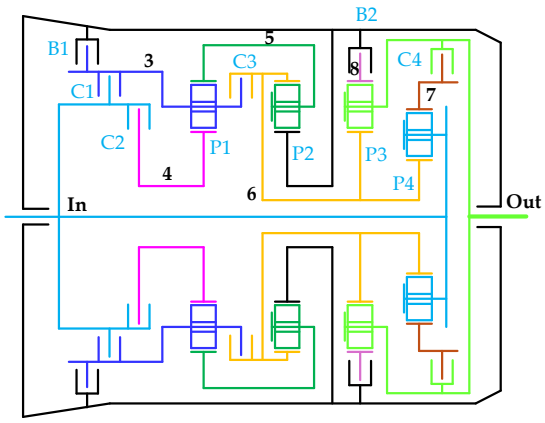
因此，为了验证可行性，本文利用大量换挡数据离线训练神经网络，重点针对基础压力参数建

立其与换挡特征的非线性映射，并在线调用模型进行调整。本文其余部分安排如下：第二节建立物理模型，并定义换挡控制策略，分析特征与参数间的关系；第三节阐述基于专家规则的自动标定与神经网络训练；第四节进行仿真验证；第五节对全文的研究内容与主要结论进行了总结。

1 建模及换挡策略

传动模型的简化结构图如图 1 所示，由多个传动轴、四组行星齿轮和六个离合器组成。充油阶段的标定参数可以通过台架测试获得[35]。

由于本文重点在于建立换挡特征与标定参数之间的映射关系，模型仅需准确描述换挡过程中的关键动态特征。因此，本文忽略了扭矩转换器、离合器详细模型、液压充油过程以及油温影响。根据各部件连接关系，基于牛顿第二定律建立传动轴动力学模型，并定义换挡逻辑，如图 1 所示。



Gear	Shifting element					
	B1	B2	C1	C2	C3	C4
D1		●		●	●	
D2		●	●		●	
D3		●	●	●		
D4		●		●		●
D5			●	●		●
D6			●		●	●
D7				●	●	●
D8	●				●	●
D9	●			●		●

图 1　9AT 的方案和换挡逻辑（数字 3–8 表示轴的序号）

下面将对变速器中的离合器、传动轴和行星齿轮组件进行建模。

1.1 发动机模型

基于实验数据建立发动机模型，将发动机扭矩与发动机转速和油门开度对应起来。

$$T_e = f(\omega_e, P_{th}) \tag{1}$$

其中 T_e 和 ω_e 分别是发动机扭矩和发动机转速，P_{th} 是油门开度。

发动机的旋转动力学建模如以下状态方程所示：

$$I_{ei}\dot{\omega}_e = T_e - \Delta T_{ec} - T_i \tag{2}$$

其中，I_{ei} 表示发动机与液力变矩器泵轮的等效转动惯量，T_i 表示泵轮扭矩，ΔT_{ec} 表示发动机降扭量[36]。ΔT_{ec} 的下限和上限分别设定为 0(不降扭)和 T_e(完全降扭)。

1.2 液力变矩器模型

液力变矩器通过非线性静态映射建模，这些映射描述了扭矩比 R_{Tq} 和容量系数 K_i 与涡轮-泵轮转速比 $R_\omega=\omega_{in}/\omega_e$ 的依赖关系[37]:

$$T_i = \frac{\omega_e^2}{K_i^2(R_\omega)} \tag{3}$$

$$T_{in} = R_{Tq}(R_\omega)T_i \tag{4}$$

其中 T_{in} 是涡轮扭矩。

1.3 离合器模型

离合器摩擦静态曲线在零滑差转速（静摩擦）区域具有明显的非线性/不连续性，故在自动变速器换挡控制优化中很难应用[38]。本文对多种离合器建模方法进行了比较[19]，由于本研究只涉及与基础压力参数相关的 TP 和 IP，并未涉及 IP 末端的零滑差过渡阶段，因此采用了类似[33,36,39]的简化离合器摩擦模型，对零滑差转速附近的离合器特性进行了简化处理以实现 IP 结束时的平滑过渡。本文中离合器采用了正切函数模型[36]，在指定的压力和滑差条件下，其传递的扭矩表示如下：

$$T_c = \mu nr(Ap - F_s)\tanh(\Delta\omega / a) \tag{5}$$

$$T_C = T_{Cap}\tanh(\Delta\omega / a) \tag{6}$$

T_c 表示离合器传递扭矩，μ表示离合器摩擦系数，n 表示摩擦副数量，r 表示等效摩擦半径，A 表示离合器摩擦面积，p 表示离合器压力，F_s 表示回位弹簧力，$\Delta\omega$表示离合器滑差转速，T_{Cap} 表示离合器扭矩容量，a 表示斜率系数。图 2 展示了 a 的影响。这意味着在 IP 结束时（当离合器锁止时）滑差无法消除。当 a 较大时，离合器闭合时的滑差更大，闭合过程也更平稳。但本研究未涉及该阶段的影响[36]。

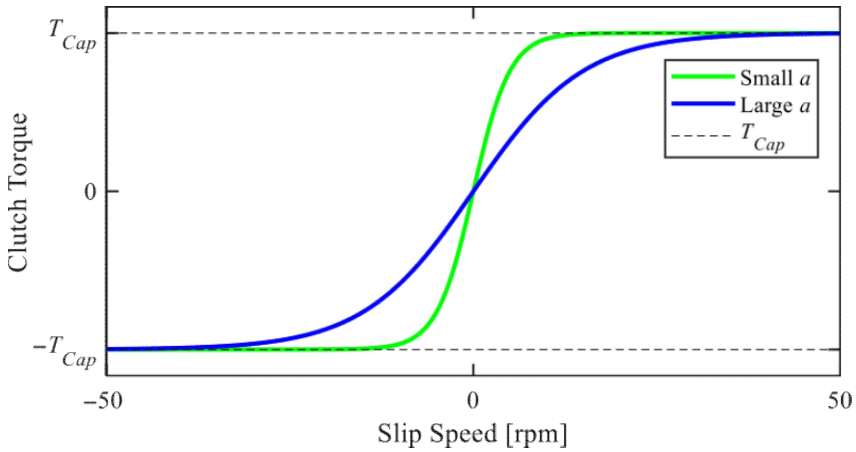


图 2　不同 a 时离合器摩擦系数的数学模型

1.4　传动轴模型

传动轴通常被建模为弹簧-阻尼系统以提高模型的准确性，但本文建模旨在建立实用的仿真模型，而不列出状态方程。因此传动轴被当作刚体来处理，其动力学模型如下：

$$T_{drive} - T_{React} = J \cdot a \tag{7}$$

T_{drive} 表示驱动侧扭矩，T_{React} 表示负载侧扭矩。

1.5　行星齿轮模型

PG 由一个太阳齿轮、一个齿圈和一个行星架组成。这些组件间的受力关系可以表示为：

$$T_S + T_R + T_C = 0 \tag{8}$$

T_R 表示齿圈扭矩，T_S 表示太阳轮扭矩，T_C 表示行星架扭矩，三力处于平衡状态。

PG 各组件之间的扭矩关系如下：

$$\begin{cases} \dfrac{T_R}{T_S} = -\dfrac{Z_R}{Z_S} \\ \dfrac{T_C}{T_S} = \dfrac{Z_R + Z_S}{Z_S} \end{cases} \tag{9}$$

PG 各部件的转速关系如下：

$$\omega_S + \frac{Z_R}{Z_S}\cdot\omega_R - \left(1+\frac{Z_R}{Z_S}\right)\omega_C = 0 \tag{10}$$

$$i = \frac{Z_R}{Z_S} \tag{11}$$

$$\omega_s + i\cdot\omega_R - (1+i)\omega_C = 0 \tag{12}$$

其中 Z_R 表示齿圈的齿数，Z_S 表示太阳轮的齿数；ω_S、ω_R 和 ω_C 分别表示太阳轮、齿圈和行星架的角速度；扭矩 T_R 和 T_C 能够表示如下：

$$T_R = i\bullet T_S \tag{13}$$

$$T_C = (i+1)\bullet T_S \tag{14}$$

驱动阻力 T_R 表示为

$$T_R = \left(\frac{1}{2}\rho A_d C_d v_{veh}^{\ 2} + m_{veh} g\cos(\beta) + m_{veh} gf\right) r_{whl} \tag{15}$$

其中，ρ表示空气密度，A_d 表示车辆迎风面积，C_d 表示空气阻力系数，v_{veh} 表示车速，f 表示滚动阻力系数，m_{veh} 表示整车质量，β表示道路坡度角，r_{whl} 表示车轮滚动半径。

T_{out} 为作用在输出轴上的驱动阻力扭矩：

$$T_{out} = T_R \,/\, Ratio_{Diff} \tag{16}$$

$Ratio_{Diff}$ 是从输出轴到车轮轴的传动比。

由于换挡时车速几乎不变，阻力可以看作恒定值。对各传动轴进行编号并分析齿轮之间的受力关系，结合式（13）和式（14），可得到各传动轴的动力学方程如式（17）～式（24）所示：

$$J_{in}\dot{\omega}_{in} = T_{in} + T_{C1} + T_{C2} + (i_{PG4}+1)T_{PG4\_S} \tag{17}$$

$$J_{out}\dot{\omega}_{out} = T_{out} + T_{C4} + (i_{PG3}+1)T_{PG3\_S} \tag{18}$$

$$J_3\dot{\omega}_3 = T_{B1} + T_{C1} + T_{C3} + (i_{PG1}+1)T_{PG1\_S} \tag{19}$$

$$J_4\dot{\omega}_4 = T_{C2} + T_{PG1\_S} \tag{20}$$

$$J_5\dot{\omega}_5 = i_{PG1}T_{PG1\_S} + (i_{PG2}+1)T_{PG2\_S} \tag{21}$$

$$J_6\dot{\omega}_6 = T_{C3} + i_{PG2}T_{PG2\_S} + T_{PG3\_S} + T_{PG4\_S} \tag{22}$$

$$J_7\dot{\omega}_7 = T_{C4} + i_{PG4}T_{PG4\_S} \tag{23}$$

$$J_8\dot{\omega}_8 = T_{B2} + i_{PG3}T_{PG3\_S} \tag{24}$$

J_{out} 表示折算至输出轴侧的整车等效转动惯量与自身转动惯量之和，T_{C1}、T_{C2}、T_{C3}、T_{C4}、T_{B1} 和 T_{B2} 分别表示各离合器或制动器传递的扭矩，T_{PG_S} 表示行星齿轮组中太阳轮所承受的扭矩。

$$\omega_4 + i_{PG1}\bullet\omega_5 = (1+i_{PG1})\omega_3 \tag{25}$$

$$i_{PG2}\bullet\omega_6=(1+i_{PG2})\omega_5 \tag{26}$$

$$\omega_6+i_{PG3}\bullet\omega_8=(1+i_{PG3})\omega_{out} \tag{27}$$

$$\omega_6+i_{PG4}\bullet\omega_7=(1+i_{PG4})\omega_{in} \tag{28}$$

根据方程(12)及主轴与行星齿轮间的连接关系，得到方程(25)–(28)：

将速度、内部作用力（或扭矩）以及输出轴扭矩等未知量整理至方程左端，并将输入轴、制动器和离合器的扭矩及行驶阻力等已知或假定为已知的量整理至方程右端，可构建如式（29）所示的矩阵形式。式（30）～式（33）给出了该矩阵各组成部分的具体表达。由于矩阵 M 为 12×12 的非奇异方阵，其逆矩阵存在，可根据式（34）求得各未知变量的唯一解。

$$M\Omega=BT \tag{29}$$

$$M=\begin{bmatrix}
J_{in} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -i_{PG4}-1\\
0 & J_{out} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -i_{PG3}-1 & 0\\
0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -i_{PG1}-1 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 & 0 & -i_{PG1} & -i_{PG2}-1 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 & 0 & 0 & -i_{PG2} & 1 & 1\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 & 0 & 0 & 0 & 0 & -i_{PG4}\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_8 & 0 & 0 & -i_{PG3} & 0\\
0 & 0 & i_{PG1}-1 & 1 & i_{PG1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & i_{PG2}-1 & i_{PG2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & i_{PG3}-1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & i_{PG3} & 0 & 0 & 0 & 0\\
i_{PG4}-1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & i_{PG4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix} \tag{30}$$

$$\Omega=\begin{bmatrix}
\dot{\omega}_{in}\\
\dot{\omega}_{out}\\
\dot{\omega}_3\\
\dot{\omega}_4\\
\dot{\omega}_5\\
\dot{\omega}_6\\
\dot{\omega}_7\\
\dot{\omega}_8\\
T_{PG1_S}\\
T_{PG2_S}\\
T_{PG3_S}\\
T_{PG4_S}
\end{bmatrix} \tag{31}$$

$$B=\begin{bmatrix}1&0&1&1&0&0&0&0\\0&1&0&0&0&1&0&0\\0&0&1&0&1&0&1&0\\0&0&0&1&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&1&0&0&0\\0&0&0&0&0&1&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&1\\0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0\end{bmatrix} \tag{32}$$

$$T=\begin{bmatrix}T_{in}\\T_{out}\\T_{C1}\\T_{C2}\\T_{C3}\\T_{C4}\\T_{B1}\\T_{B2}\end{bmatrix} \tag{33}$$

$$\Omega = M^{-1}BT \tag{34}$$

基于上述数学模型，本文在 MATLAB/Simulink 2023b 中建立仿真模型，仿真步长设为 1 ms。模型输入包括油门和制动踏板信号，输出包括发动机转速与扭矩、输入轴转速与扭矩、车速、挡位及其他相关信号。

1.6 换挡控制策略

换挡标定是自动变速器开发中的关键环节。本文研究的 9 速自动变速器在换挡过程中，通过一个离合器分离（Off-going Clutch, OG）、另一个离合器接合（On-coming Clutch）实现换挡。接合离合器称为 OC 离合器，分离离合器称为 OG 离合器。换挡过程本质上是输入轴扭矩由 OG 离合器向 OC 离合器转移，并实现 OC 离合器两侧转速同步的过程，通常可分为充油相（Fill Phase，FP）、扭矩相（Torque Phase，TP）和惯性相（Inertial Phase，IP）三个阶段。

1.6.1 换挡控制过程

图 3 展示了一档升二档过程中离合器压力、扭矩及输入轴转速变化。充油相阶段用于消除离合器气隙，OG 压力降至维持当前扭矩所需水平。扭矩相阶段，OC 逐渐增加传递扭矩，OG 逐渐退出，直至扭矩完成交接。惯性相阶段，OC 压力持续增加以实现两侧转速同步，并最终完全接合。

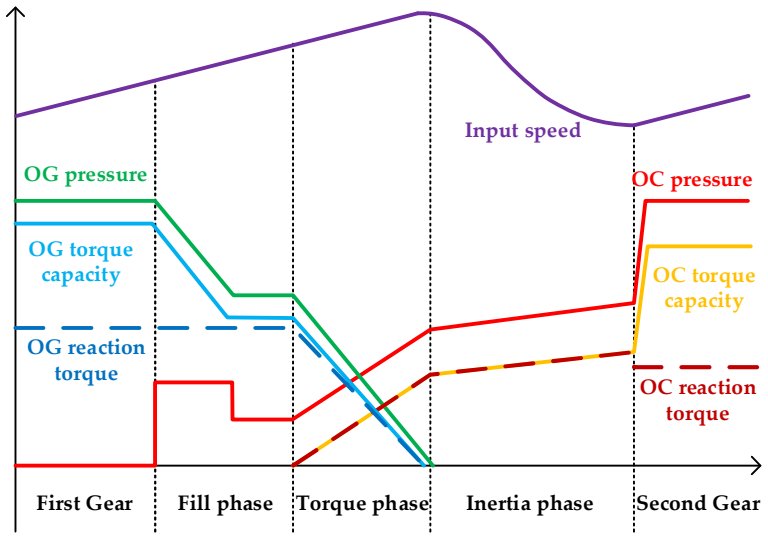


图 3　有动力升挡过程

换挡过程中，OC 和 OG 压力同时变化，需要协调控制以兼顾换挡平顺性和快速性。由于压力响应存在滞后，油门快速变化时需根据扭矩和转速变化梯度进行补偿[41]。此外，换挡速比变化会导致相同输入扭矩对应不同输出扭矩，因此需要进行扭矩协调以促进同步并降低冲击[42–44]。由于 FP 过程受液压系统非线性和传动系统结构因素影响，精确建模较为困难[32,45–47]，工业中通常通过台架测试获取 FP 参数[36]，或采用 ILC 方法进行估计[32,48,49]。本文重点验证 ANN 替代人工标定的可行性，因此采用简化模型并忽略 FP 影响。

本文采用固定线性曲线简化离合器压力控制。由于仿真模型忽略 FP，仅考虑 TP 和 IP，其中 TP 采用线性压力控制，IP 采用线性与 PI 相结合的控制方式。为适应不同转速、转矩、温度和挡位工况，采用查表法参数化换挡控制曲线，并根据标定经验约束 TP 和 IP 的持续时间范围。换挡离合器压力控制曲线如图 4 所示。

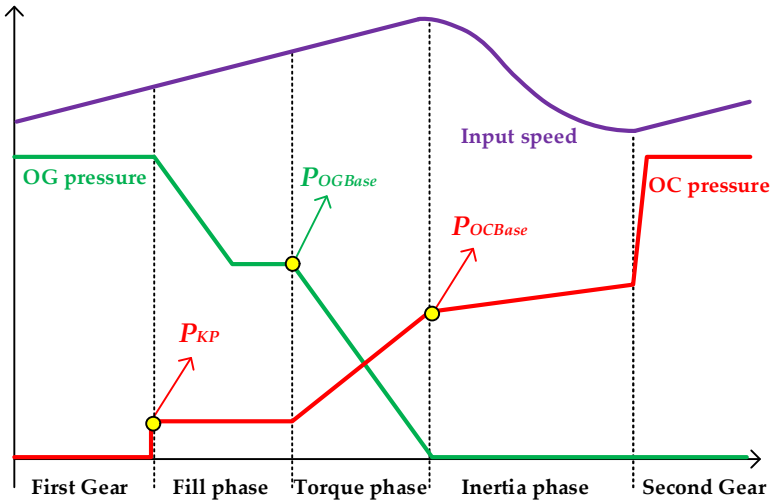


图 4　有动力升挡过程中具有形状约束的离合器压力指令

1.6.2　换挡过程特征分析

虽然仿真忽略 OC 离合器充油过程，但 TP 前仍需考虑其排油，使其压力降至满足当前扭矩传递需求的水平。OG 压力过低会导致飞车，过高则可能引发换挡干涉（tie-up）。由于模型难以准确描述该过程，本文暂不予考虑。

若 P_{OCBase} 设置过高，TP 持续时间缩短，IP 阶段 OC 快速接合，导致传动系统振动增大；若设置过低，则 OG 压力降为零时 OC 压力仍不足以传递全部扭矩，使输入轴转速升高且 IP 过程延长。

由于不同工况和挡位下输入轴转速变化存在差异，飞车程度难以直接比较，因此本文采用换挡百分比（Gear Shift Percent，GSP）对输入轴转速变化进行归一化表征，其计算方法如下：

$$GSP = \frac{n_{TgtSlip} - n_{CurrSlip}}{n_{TgtSlip}} \tag{35}$$

$$n_{TgtSlip} = n_{InSpd} - n_{TgtSpd} \tag{36}$$

$$n_{CurrSlip} = n_{InSpd} - n_{CurrSpd} \tag{37}$$

$$n_{TgtSpd} = n_{OutSpd} Ratio_{TgtGear} \tag{38}$$

$$n_{CurrSpd} = n_{OutSpd} Ratio_{CurrGear} \tag{39}$$

n_{TgtSpd} 表示目标挡位转速，$n_{CurrSpd}$ 表示当前挡位转速；$Ratio_{TgtGear}$ 和 $Ratio_{CurrGear}$ 分别表示目标挡位传动比和当前挡位传动比。

换挡过程中，假设输入轴是刚体且输出轴速度恒定，输入轴在 FP、TP 和 IP 阶段的动态方程可抽象成如下形式：

$$J_{in}\dot{\omega}_{in} = T_{in} + T_{OG} \tag{40}$$

$$J_{in}\dot{\omega}_{in} = T_{in} + T_{OC} + T_{OG} \tag{41}$$

$$J_{in}\dot{\omega}_{in} = T_{in} + T_{OC} \tag{42}$$

式(40)用于 FP 过程，式(41)用于 TP 过程，式(42)用于 IP 过程。

由式(5)，OC 和 OG 离合器的扭矩容量是：

$$T_{Cap\_OC} = \mu_{OC} \bullet n_{OC} \bullet r_{OC} \bullet (A_{OC} \bullet P_{OC} - F_{S\_OC}) \tag{43}$$

$$T_{Cap\_OG} = \mu_{OG} \bullet n_{OG} \bullet r_{OG} \bullet (A_{OG} \bullet P_{OG} - F_{S\_OG}) \tag{44}$$

在进入惯性相前，为保证输入轴转速平稳，需要维持三个扭矩之间的平衡。FP 阶段 OC 离合器不传递扭矩，OG 离合器提供主要支撑，因此需保证 $T_{in} \le T_{Cap\_OG}$，OG 最小压力对应基础压力 P_{OGBase}。TP 末期 OG 扭矩降为零，为避免飞车，需满足 $T_{in} \le T_{Cap\_OC}$，此时 OC 最小压力对应基础压力 P_{OCBase}。

为验证上述分析，进行了不同 P_{OCBase} 和 P_{OGBase} 下的仿真获取换挡特征，如图 5 所示：

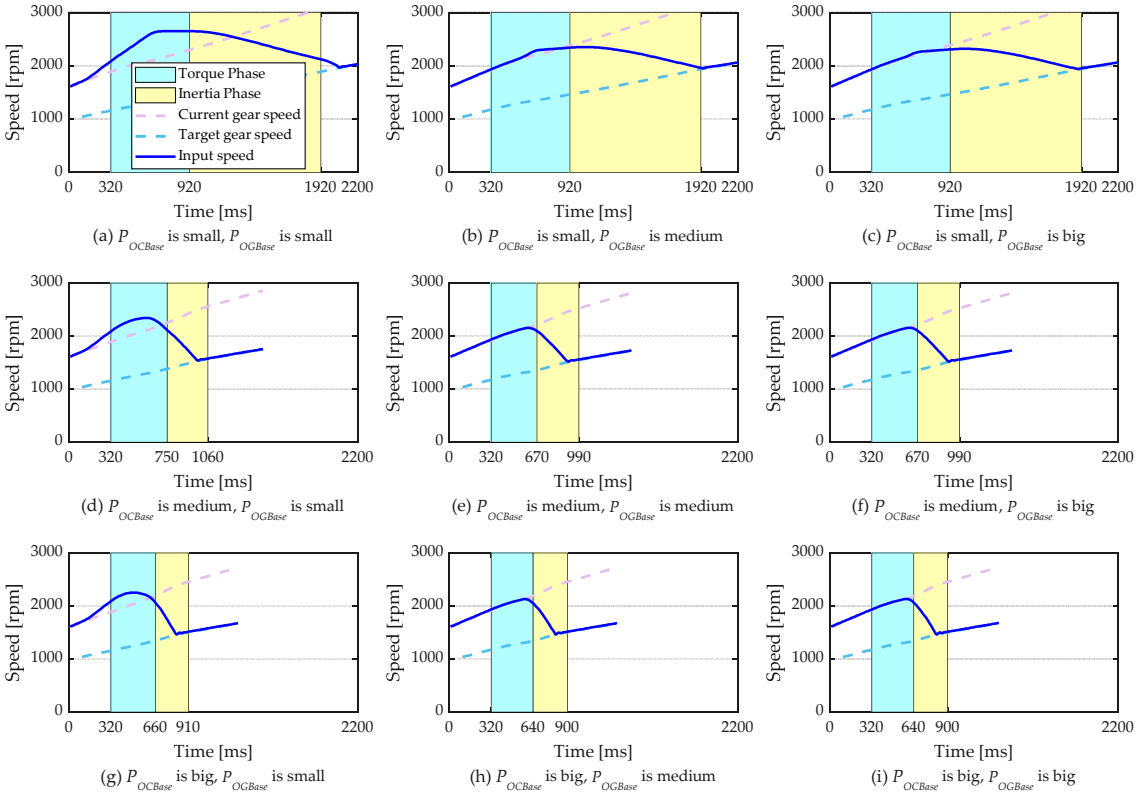


图 5　在不同 POCBase 和 POGBase 下的换挡过程特征

GSP 能够有效描述换挡过程中输入转速的变化，并反映 GSP<0 时的飞车现象。当 OG 压力过低时，OG 传递扭矩不足，飞车可能从 FP 阶段开始；当 OC 压力过低时，OC 在 OG 释放后无法承受输入扭矩，导致飞车从 TP 阶段出现，并使 TP 和 IP 持续时间延长。

故需要重点考虑以下四项换挡特征：FP 期间的飞车(FP 期间 GSP 的最小值，GSP_{Flr_FP})，TP 期间的飞车(TP 期间 GSP 的最小值，GSP_{Flr_TP})，TP 的持续时间(T_{TP})，IP 的持续时间(T_{IP})。

换挡过程中不允许出现飞车现象。TP 和 IP 的持续时间并无固定取值，需要根据驾驶风格及其他工况条件确定。本文设定基准值为 300 ms，并引入±50 ms 的容差。因此条件如下：

$$\begin{cases} GSP_{Flr\_FP} = 0 \\ GSP_{Flr\_TP} = 0 \\ 250ms < T_{TP} < 350ms \\ 250ms < T_{IP} < 350ms \end{cases} \tag{45}$$

2　标定策略

根据本文换挡过程控制策略，关键标定参数为 P_{OCBase} 和 P_{OGBase} 这两个参数，方法已在前文介绍。本文提出的自动标定策略利用人工神经网络（Artificial Neural Networks，ANN）建立换挡特征与标定参数之间的映射关系，并根据换挡特征自动调整参数。为进行对比，设计了基于工程标定经验的规则策略。

2.1　基于规则的标定策略

传统的手动标定策略很大程度上依赖工程经验，本文设计的基于规则的标定策略如图 6 所示。

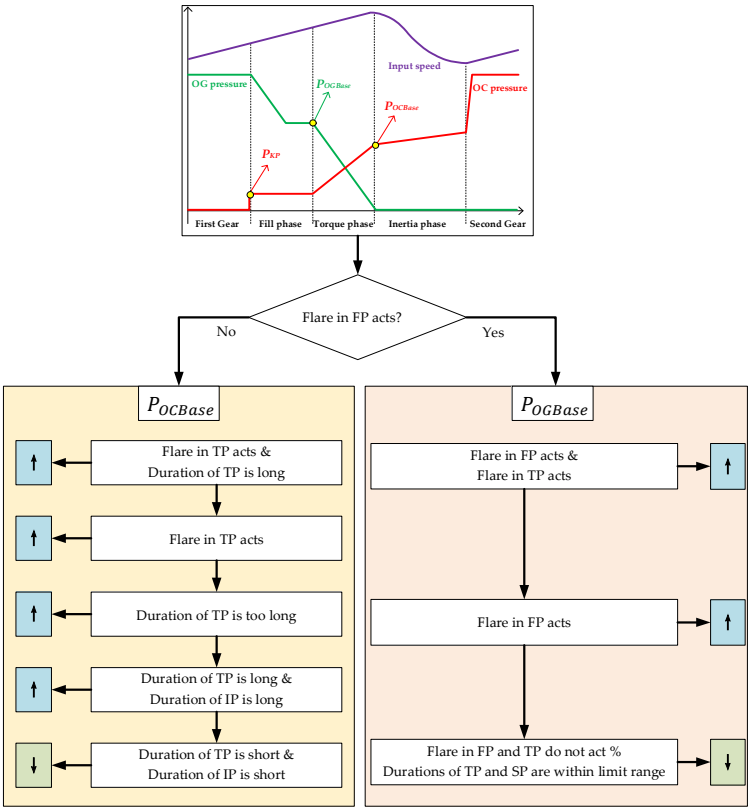


图 6　基于工程经验规则的自动标定策略（向上的箭头表示参数需增加，向下的箭头表示参数需减少）

基于规则的控制策略每次只能调整一个参数。首先判断 FP 是否出现飞车。若出现则调整 P_{OGBase}，若未出现，则调整 P_{OCBase}。调整 P_{OCBase} 采用的工程经验规则如下：

1. 若 TP 期间发生飞车且 TP 持续时间过长，P_{OCBase} 应增大；
2. 若 TP 期间发生飞车，P_{OCBase} 应增大；
3. 若 TP 持续时间过长，P_{OCBase} 应增大；
4. 若 TP 和 IP 持续时间过长，P_{OCBase} 应增大；
5. 若 TP 和 IP 持续时间过短，P_{OCBase} 应减小；

对于 P_{OGBase} 的调整，工程经验规则如下：

1. 若 FP 期间发生飞车且 TP 期间发生飞车，P_{OGBase} 应增大；
2. 若 FP 期间发生飞车，P_{OGBase} 应增大；
3. 若 FP 期间和 TP 期间均未发生飞车，且 TP 与 IP 持续时间均在允许范围内，P_{OGBase} 应减小。

手动标定方法基本如上所述，将与本文提出的自动标定方法进行比较。

2.2　基于 ANN 的策略

自动标定旨在实现行驶过程中标定参数的自适应调整，以兼顾换挡快速性和平顺性。人工神经网络（ANN）具有较强的非线性拟合能力，能够通过训练从数据中学习复杂规律，利用网络权重存储经验信息，对换挡特征与标定参数关系进行建模。类似于工程师通过实践积累标定经验的过程，ANN 可通过大量带有特征和标注的数据训练，逐步形成具有参数调整能力的经验模型。

本文提出的 ANN 自动标定方法流程如图 7 所示，并基于 MATLAB 工具箱完成网络训练、验证与测试。首先，通过车辆仿真模型遍历标定参数空间，获取不同参数组合下的换挡响应数据，构建训练数据集，并进行数据清洗和归一化处理。随后，根据自动标定需求提取换挡特征并生成参数标签，选择合适的 ANN 结构进行训练，使网络学习换挡特征与标定参数之间的非线性映射关系，最终建立标定参数预测模型。

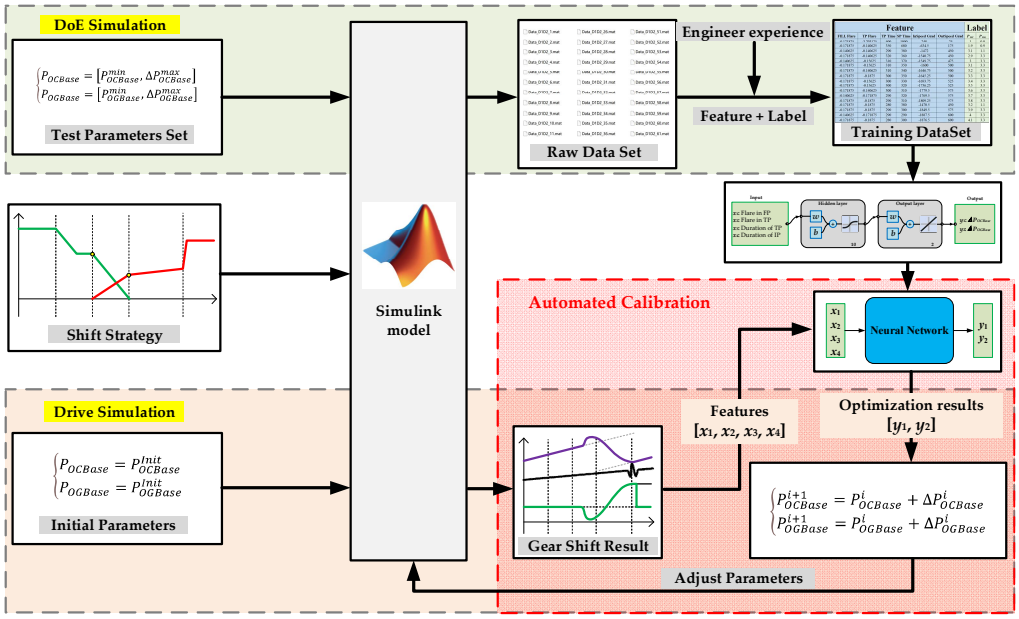


图 7　基于人工神经网络模式的自动标定策略流程图

2.2.1　换挡数据

首先需分析人工神经网络是否适合分析实际的换挡过程。

本文主要研究 P_{OCBase} 和 P_{OGBase} 对换挡质量的影响，故通过遍历 P_{OCBase} 和 P_{OGBase} 仿真范围内的所有组合获得训练数据。

离合器压力控制参数在不同的运行条件下有所不同，本研究一致在 1 挡换到 2 挡（D1D2），油门开度为 20%的工况下进行仿真。P_{OCBase} 的范围为[3, 6]，步长为 0.05，P_{OGBase} 的范围为[2.5, 5.5]，步长为 0.05，共有 3600 种参数组合。最后进行模拟共得到 3600 个数据集。本文首先在单一工况下验证 ANN 模型的可行性。由于训练数据覆盖范围有限，模型在其他工况下的泛化性能可能受到影响，其跨工况适应性研究将在后续工作中展开。

提取训练数据的特征时，需要考虑 GSP_{Flr_FP}、GSP_{Flr_TP}、T_{TP} 及 T_{IP}。换挡特征的分布具有明显统计特征，如图 8 所示。由于没有考虑 FP 的影响，本文选择的特征集与工程师的经验一致。

由于 ANN 模型输出结果需反映标定参数偏差，因此数据标签应表示 P_{OCBase} 和 P_{OGBase} 相对最优值的偏离程度。本文以满足公式(45)目标换挡特征指标的数据作为参考样本，将对应最优参数 P_{OCBase_Ref} 和 P_{OGBase_Ref} 设为零基准，并以其他参数与最优参数的差值作为训练标签。

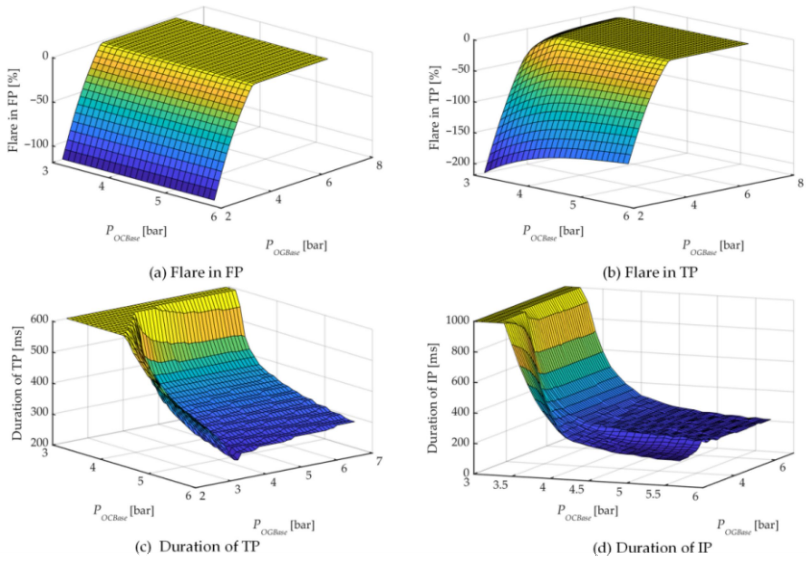


图 8　在所有参数值范围内的换挡特征分布图

2.2.2 训练 ANN 模型

本研究中使用的 ANN 的基本结构如图 9 所示。

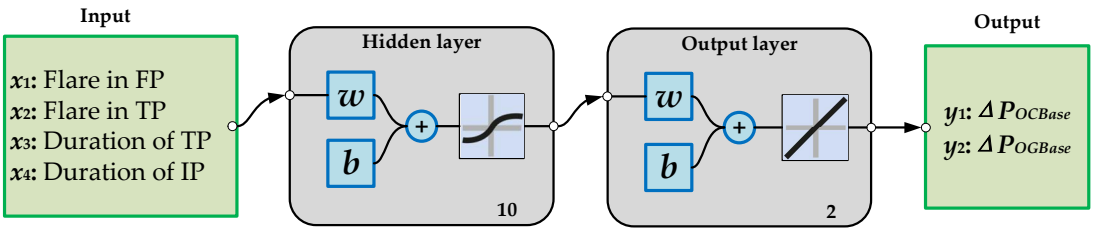


图 9　ANN 的结构

这是一个两层的 ANN。每个神经元接收所有输入，经由对应的权重和偏置多层计算后由激活函数生成输出。输入层的变量包括 GSP_{Flr_FP}、GSP_{Flr_TP}、T_{TP} 及 T_{IP}。

针对数据集特点，本文通过仿真比较不同前馈神经网络架构，并采用均方误差（Mean Squared Error，MSE）评价模型性能。ANN 采用 Levenberg-Marquardt 算法更新权重和偏置，该算法结合高斯-牛顿法与梯度下降法，具有较快的训练速度和良好的回归性能。由表 1 可知，当隐藏层神经元数量超过 10 个后，MSE 提升不明显，因此最终选择包含 10 个隐藏层神经元和 2 个输出神经元的 ANN 结构。

表 1　不同架构设计对神经网络性能的影响

网络	层数	每层神经元数量	MSE
网络 1	2	5, 2	0.2539
网络 2	2	10, 2	0.2209
网络 3	2	15, 2	0.2226
网络 4	2	20, 2	0.2215

数据集共包含 3600 个样本，其中 70%、15%和 15%分别用于训练、验证和测试。各数据集回归结果的均约为 0.95，表明 ANN 模型具有较高预测精度。为提高模型泛化能力并降低过拟合风险，本文采用独立验证集和早停机制监控训练过程，训练结果如图 10–12 所示。

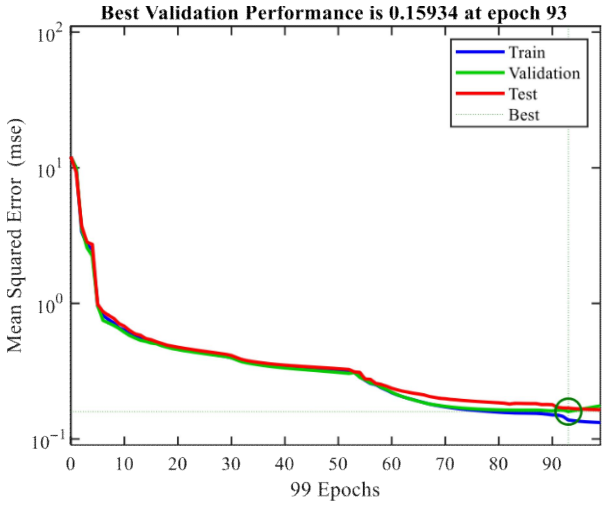


图 10　最佳验证集表现

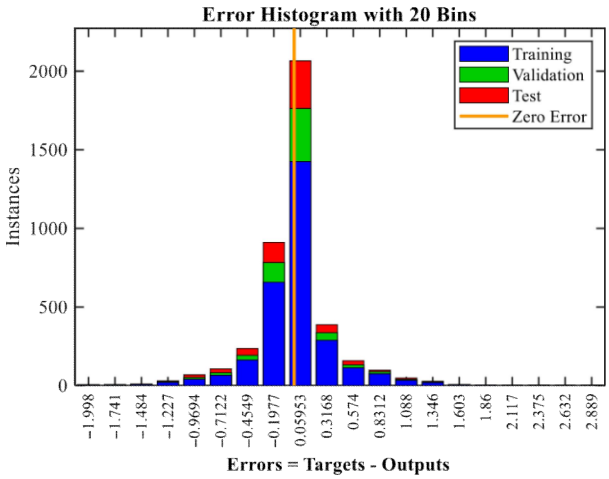


图 11　误差分布直方图

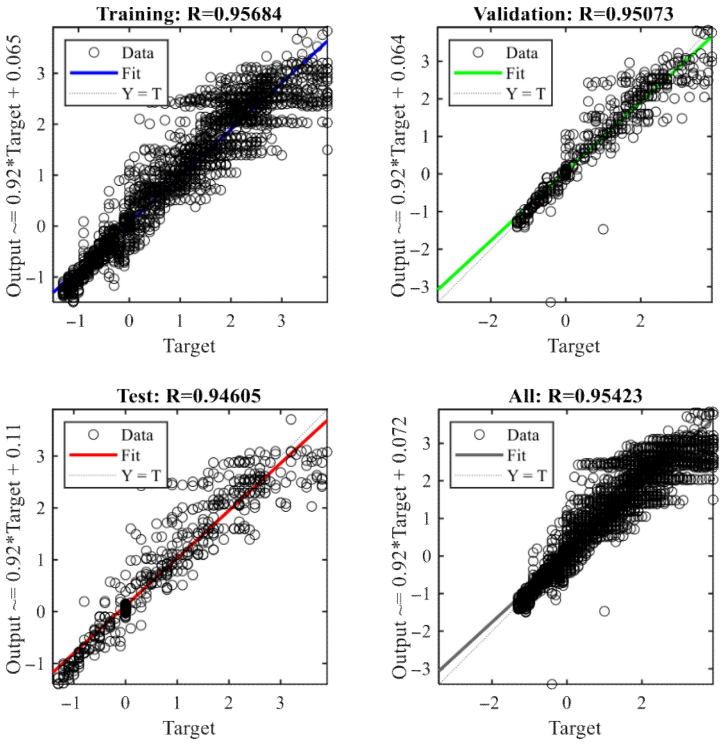


图 12　训练、验证和测试结果

3 仿真结果分析

本文验证了两种自动标定策略——基于规则的策略和基于 ANN 的策略。所有仿真均在 Matlab/Simulink 下进行，条件与 ANN 模型的训练数据集相同。

在仿真过程中，选择与训练数据集相同的工况——油门开度处于 20%，换挡 ID 为 D1D2。设立初始参数(P^1_{OCBase} 和 P^1_{OGBase})。每次换挡后标定参数应更新为：

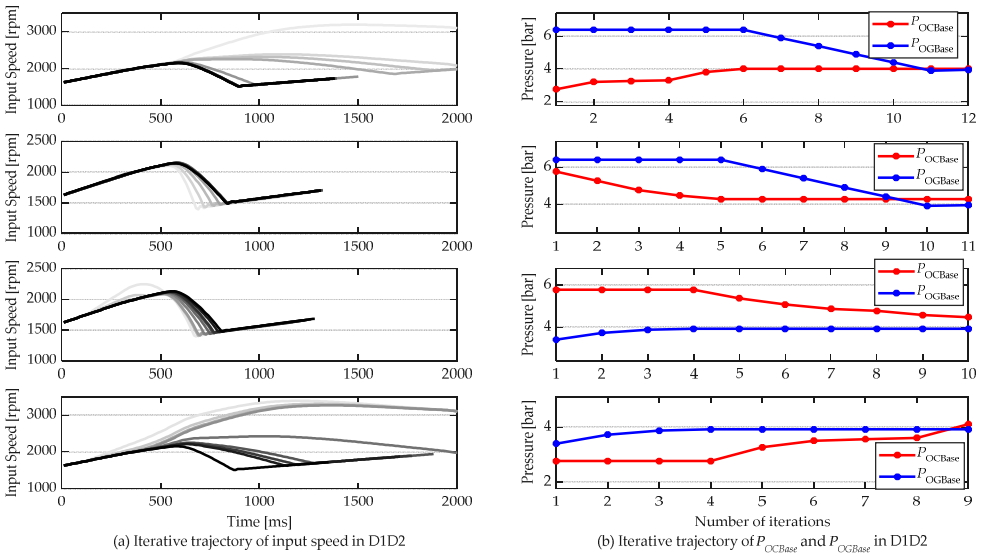
$$P^{i+1}_{OCBase} = P^i_{OCBase} - \Delta P^i_{OCBase} \tag{46}$$

$$P^{i+1}_{OGBase} = P^i_{OGBase} - \Delta P^i_{OGBase} \tag{47}$$

P^i_{OCBase} 和 P^i_{OCBase} 是当前挡位的数值， ΔP^i_{OCBase} 和 ΔP^i_{OGBase} 是基于标定策略调整后的当前挡位值，

P_{OCBase}^{i+1} 和 P_{OGBase}^{i+1} 是下一次换挡的值。

基于规则的标定策略使用不同的 P_{OCBase} 和 P_{OGBase} 初始值进行四组仿真，结果如图 13 所示。由图 14 可知，约 10 次迭代后，两项参数均能收敛至工程允许范围，表 2 列出了其初始值和最终值。其中，P_{OGBase} 收敛至 OG 离合器传递输入轴扭矩所需的最小压力，允许范围由图 8 数据集及式（45）约束确定。



(a) Iterative trajectory of input speed in D1D2

(b) Iterative trajectory of P_{OCBase} and P_{OGBase} in D1D2

图 13　设定不同初始值进行基于规则策略的 D1D2 仿真结果.

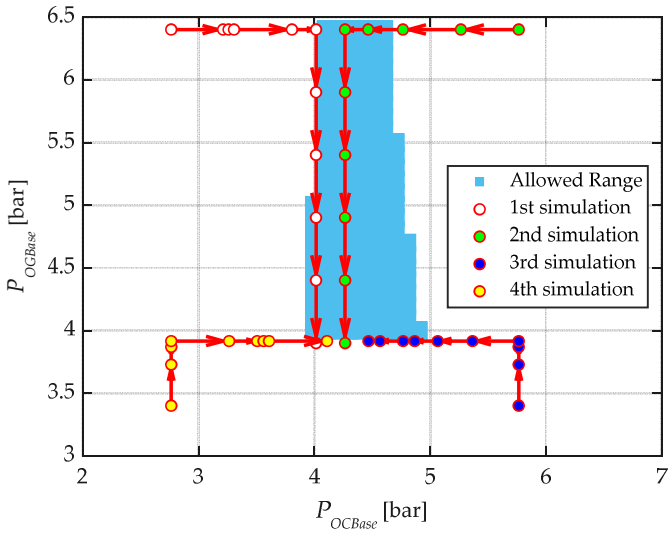


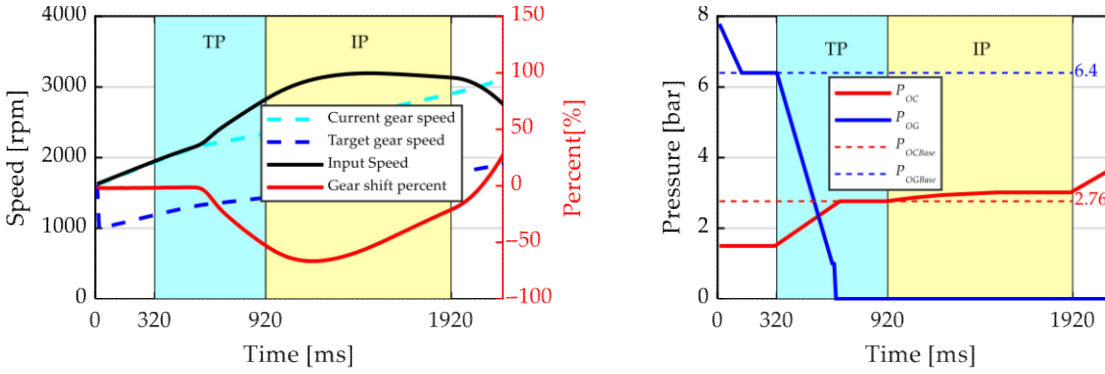
图 14　基于规则标定策略的 4 组仿真迭代轨迹

将训练后的 ANN 模型集成至仿真模型进行自动标定测试，流程如图 7 所示。仿真采用与训练数据相同的 20%油门开度下的 D1D2 换挡工况，并设置相同初始参数。为避免过调，将 ANN 输出的参数调整量 ΔP_{OCBase} 和 ΔP_{OGBase} 限制在 0.5 bar 以内。

初始设定 P_{OCBase}^{1}=2.76 bar， P_{OGBase}^{1}=6.4 bar。图 15 和图 16 展示了迭代过程中输入轴转速、换挡进度百分比及离合器压力的变化。结果表明，ANN 策略经过 4 次迭代即可使换挡特征进入允许范围。首次迭代中，由于 P_{OCBase}^{1} 过低而 P_{OGBase}^{1} 过高，OC 扭矩容量不足，产生严重飞车，且 TP 和 IP 均达到

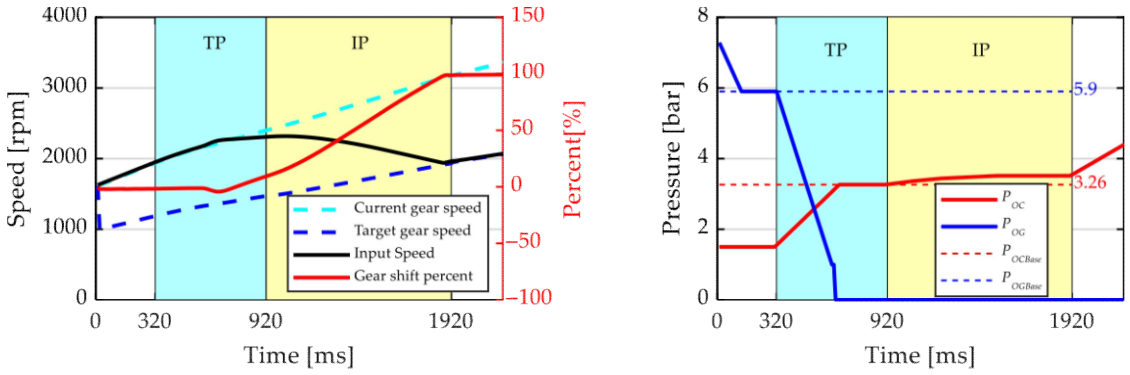
最大持续时间。此时特征向量为[0, −53, 600, 1000]，ANN 据此将 P_{OCBase} 增加 0.5bar，P_{OGBase} 减少 0.5 bar。

第二次迭代时，P_{OCBase} =3.26 bar，P_{OGBase} =5.9 bar。特征向量变为[0, −4.2, 600, 1000]， ANN 继续分别增加和减少 0.5 bar。第三次迭代时，两参数分别为 3.76 bar 和 5.4 bar，飞车现象消失，但 TP 和 IP 仍较长；对应特征向量为[0, 0, 380, 410]，ANN 将 P_{OCBase} 增加 0.33 bar，P_{OGBase} 减小 0.5 bar。第四次迭代时，两参数分别达到 4.09 bar 和 4.9 bar，飞车消失且 TP、IP 持续时间均进入允许范围，满足换挡质量要求。各次迭代的特征及 ANN 输出见表 3。



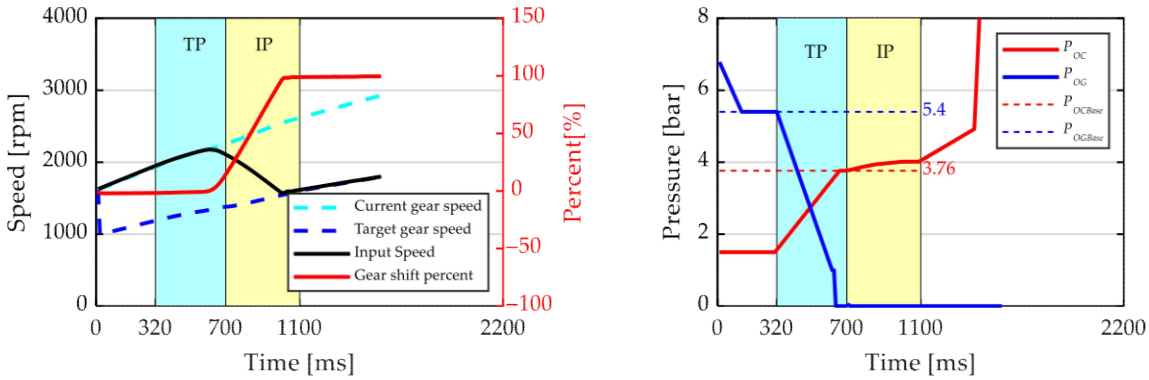
(a) Input speed and gear shift percent　　(b) OC and OG clutch pressure

图 15　基于 ANN 的第一次迭代仿真结果



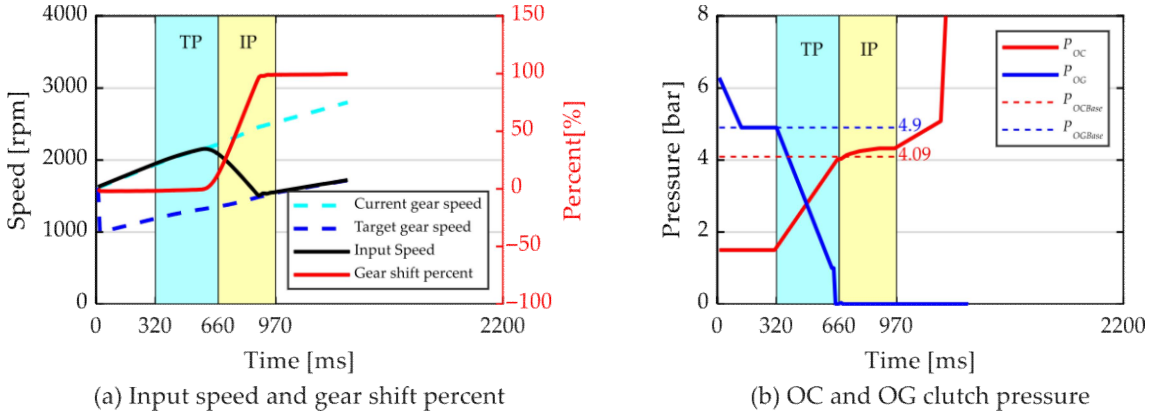
(a) Input speed and gear shift percent　　(b) OC and OG clutch pressure

图 16　基于 ANN 的第二次迭代仿真结果



(a) Input speed and gear shift percent　　(b) OC and OG clutch pressure

图 17　基于 ANN 的第三次迭代仿真结果



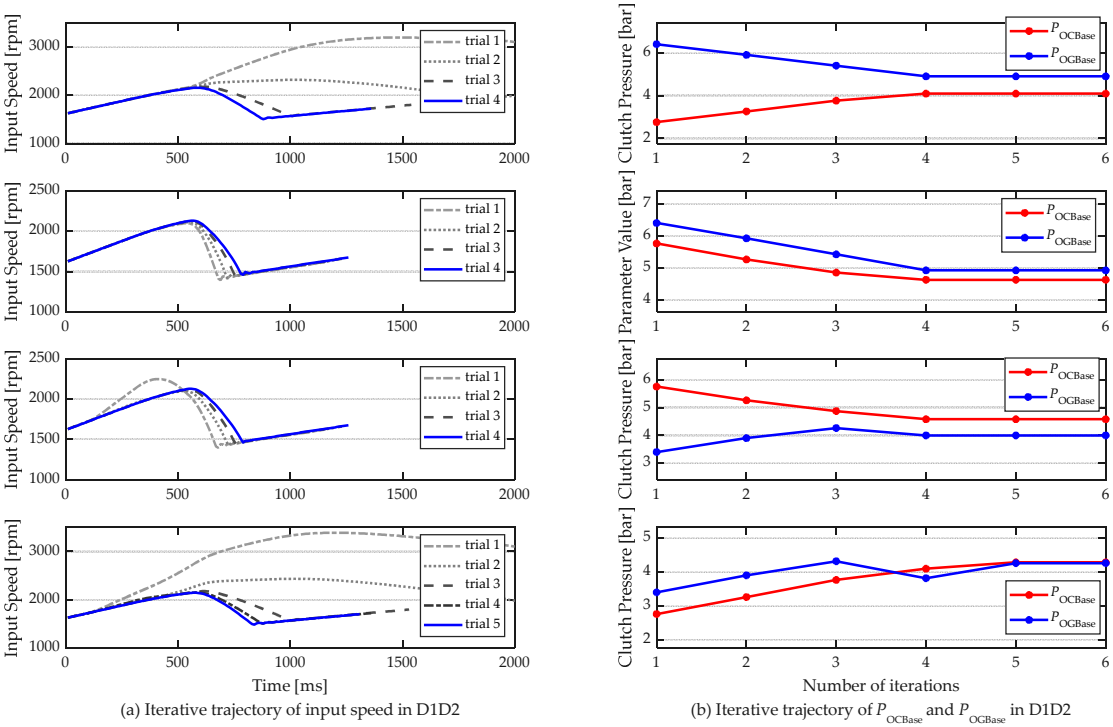
(a) Input speed and gear shift percent　　(b) OC and OG clutch pressure

图 18　基于 ANN 的第四次迭代仿真结果

表 2　基于 ANN 策略的第一次仿真中 ANN 模型的迭代过程

迭代轮次	ANN 模型的换挡特征				ANN 模型的输出		参数	
	GSP_{Flr_FP} [%]	GSP_{Flr_TP} [%]	T_{TP} [ms]	T_{IP} [ms]	ΔP^i_{OCBase} [bar]	ΔP^i_{OGBase} [bar]	P^i_{OCBase} [bar]	P^i_{OGBase} [bar]
1st	0	−53	600	1000	−0.5	0.5	2.76	6.4
2nd	0	−4.2	600	1000	−0.5	0.5	3.26	5.9
3rd	0	0	380	410	−0.33	0.5	3.76	5.4
4th	0	0	340	310	0	0	4.09	4.9

其余三组仿真采用差异较大的 P^1_{OCBase} 和 P^1_{OGBase} 初始值，结果不再逐一分析。四组仿真的输入轴转速及标定参数迭代过程如图 19 所示。经过 4～5 次迭代后，各组换挡异常特征逐渐消失，换挡质量均达到要求。不同初始值下的迭代次数和最终参数见表 4，参数收敛轨迹如图 20 所示，最终均落入允许范围。基于规则的策略平均需要 10.5 次迭代，而 ANN 策略平均仅需 4.25 次，收敛效率提高约 60%。



(a) Iterative trajectory of input speed in D1D2　　(b) Iterative trajectory of P_{OCBase} and P_{OGBase} in D1D2

图 19　在 D1D2 工况下对 ANN 使用不同初始值的仿真结果

表 3　基于 ANN 的四次仿真中的初始值和最终值

仿真组次	P_{OCBase}^{init} [bar]	P_{OGBase}^{init} [bar]	迭代次数	P_{OCBase}^{Final} [bar]	P_{OGBase}^{Final} [bar]
1st	2.76	6.4	4	4.09	4.90
2nd	5.76	6.4	4	4.63	4.92
3rd	5.76	3.4	4	4.58	4.00
4th	2.76	3.4	5	4.29	4.26

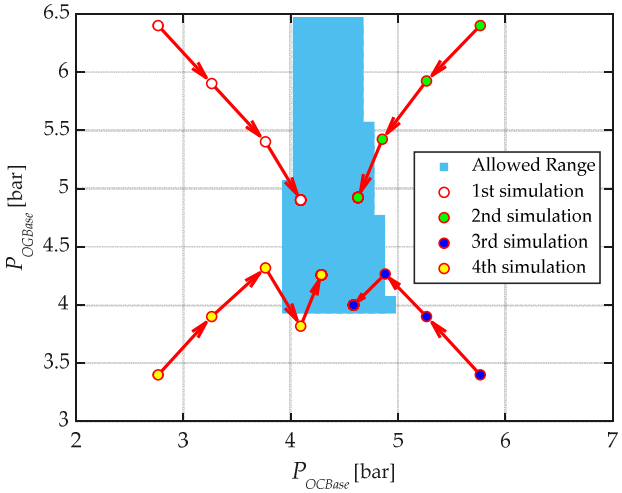


图 20　基于 ANN 的四次仿真中的迭代轨迹

本文 ANN 模型基于 20%油门开度下的 D1D2 换挡数据训练。为验证其泛化能力，进一步在不同油门开度和挡位下进行仿真。图 21 和图 22 分别展示了 20%和 50%油门开度下 D1D2、D2D3 及 D3D4 换挡结果。在 P_{OCBase}^{init} 和 P_{OGBase}^{init} 不同大小组合（(a) P_{OCBase}^{init} 较小，P_{OGBase}^{init} 较小；(b) P_{OCBase}^{init} 较小，P_{OGBase}^{init} 较大；(c) P_{OCBase}^{init} 较大，P_{OGBase}^{init} 较小；(d) P_{OCBase}^{init} 较大，P_{OGBase}^{init} 较大）下，ANN 均可通过有限次迭代使换挡质量满足工程要求。其中前者为六次，后者为八次。

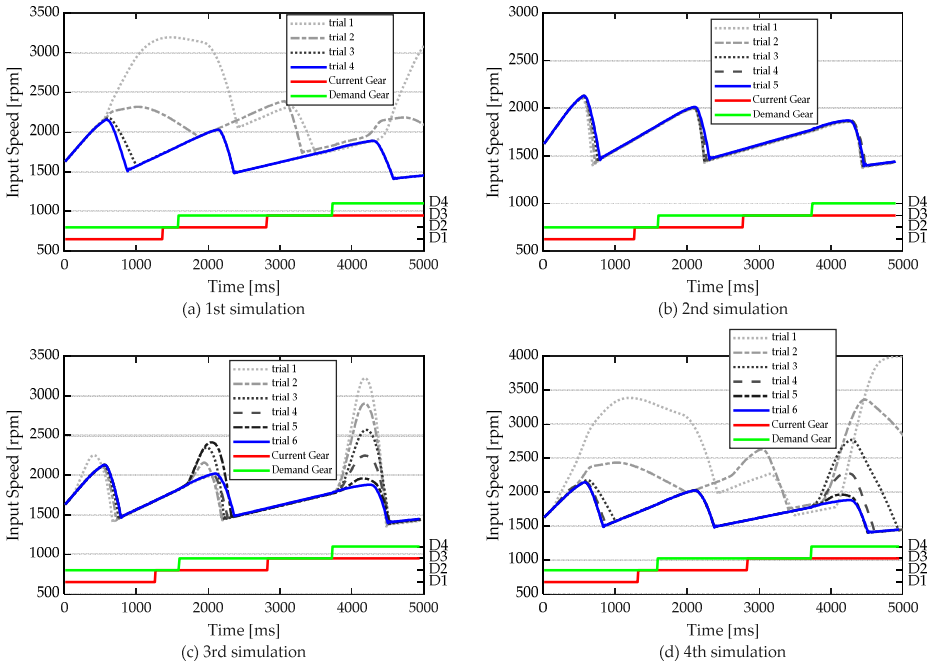


图 21　油门开度 20%条件下的基于 ANN 策略的仿真结果

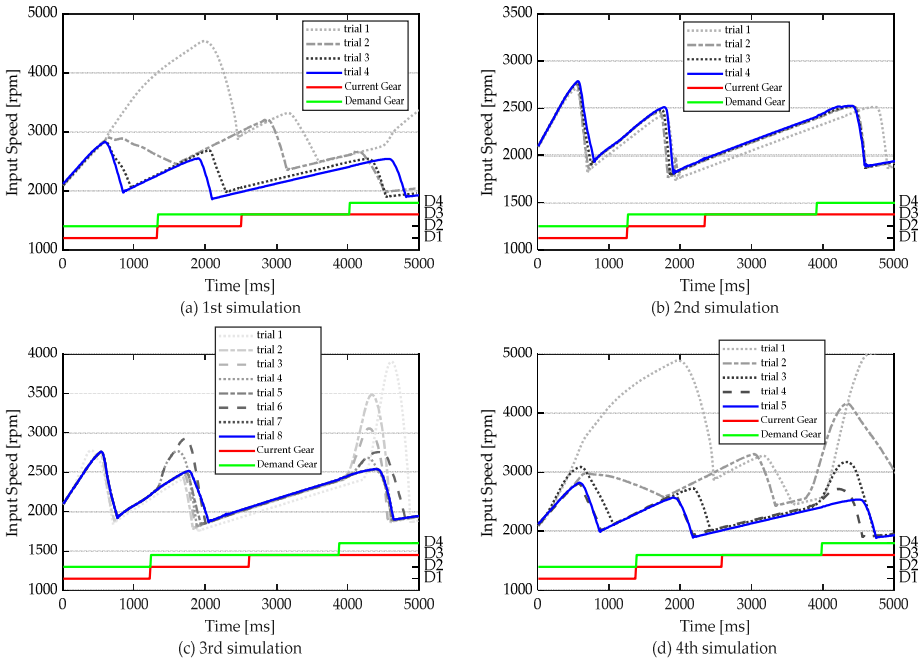


图 22　油门开度 50%条件下的基于 ANN 策略的仿真结果

4 总结

本文提出了一种基于 ANN 的自动变速箱换挡标定策略，通过学习换挡特征与标定参数之间的非线性映射关系，实现参数自动调整。该方法无需依赖高精度数学模型，仅利用训练数据即可完成标定优化。主要研究成果如下：

（1）将工程标定经验转化为基于规则的自动标定策略，可在约 10 次迭代内优化换挡指标。

（2）通过遍历标定参数获取换挡数据，提取关键特征并生成标签，用于训练 ANN 模型。

（3）采用训练后的 ANN 模型进行自动标定时，最多 5 次迭代即可完成参数调整，相比基于规则的方法减少约 60%的迭代次数，提高了标定效率。

（4）当测试工况与训练数据一致时，ANN 模型可快速收敛；在不同工况下收敛速度降低，表明模型具备一定泛化能力。未来将通过扩展训练数据覆盖范围，进一步提升模型性能，并开展实车验证。

总体而言，本文提出的方法能够降低对复杂模型和人工标定经验的依赖，通过学习换挡特征与参数之间的关系实现高效自动标定。相比传统手动标定和基于模型的方法，该策略缩短了标定周期，并具有进一步拓展至不同工况和实际车辆应用的潜力。

参考文献：

[1] Masunaga S， Miyazaki T， Habata Y， 等. Development of innovative toyota 10-speed longitudinal automatic transmission[J]. SAE International Journal of Engines，2017，10（2）：701-708.

[2] Küçükay F，Kassel T，Alvermann G，et al. Efficient calibration of automatic transmissions on the roller dynamometer[J]. ATZ worldwide，2009，111（3）：46-52.

[3] Mishra K D，Cardwell G，Srinivasan K. Automated calibration of gearshift controllers using iterative learning control for hybrid systems[J]. Control Engineering Practice，2021，111：104786.

[4] Yanakiev D，Fujii Y，Tseng E，et al. Torque phase shift control based on clutch torque estimation[C]//ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference，2013：V001T11A004.

[5] Kim S，Oh J J，Choi S B. Driveline torque estimations for a ground vehicle with dual-clutch transmission[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology，2018，67（3）：1977-1989.

[6] Cvok I，Deur J，Ivanovic V，et al. Optimal control allocation-based automatic transmission upshift control strategy for inertia phase[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology，2024，73（2）：1957-1973.

[7] Thornton S，Annaswamy A，Yanakiev D，et al. Adaptive shift control for automatic transmissions[C]//ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference，2014：V002T27A001.

[8] Bagot B，Schmidt A，Ebner T，et al. Model-based methodology for the automated optimization of shift quality for automatic transmissions[J]. ATZ worldwide，2008，110（5）：12-17.

[9] Steffen B. Reproducible shifting points and automated calibration of passenger cars' transmissions[J]. ATZ worldwide，2007，109（7–8）：9-12.

[10] Wu J，Walker P D，Ruan J，等. Target torque estimation for gearshift in dual clutch transmission with uncertain parameters[J]. Applied Mathematical Modelling，2017，51：1-20.

[11] Zhou S，Walker P，Wu J，等. Power on gear shift control strategy design for a parallel hydraulic hybrid vehicle[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2021，159：107798.

[12] Roozegar M，Setiawan Y D，Angeles J. Design, modelling and estimation of a novel modular multi-speed transmission system for electric vehicles[J]. Mechatronics，2017，45：119-129.

[13] Zhao Z，He L，Yang Y，et al. Estimation of torque transmitted by clutch during shifting process for dry dual clutch transmission[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2016，75：413-433.

[14] Wu J，Zhou S，Zhang Y，et al. Optimal gear shift control of two-speed dual-clutch transmission in electric vehicle for smoothness and friction loss reduction[J]. International Journal of Automotive Technology，2024，25（4）：913-930.

[15] Tian Y，Yang H，Mo W，et al. Optimal coordinating gearshift control of a two-speed transmission for battery electric vehicles[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2020，136：106521.

[16] Mishra K D，Srinivasan K. Robust control and estimation of clutch-to-clutch shifts[J]. Control Engineering Practice，2017，65：100-114.

[17] Zhao Z，Li X，He L，等. Estimation of torques transmitted by twin-clutch of dry dual-clutch transmission during vehicle's launching process[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology，2017，66（6）：4727-4741.

[18] Oh J J，Choi S B，Kim J. Driveline modeling and estimation of individual clutch torque during gear shifts for dual clutch transmission[J]. Mechatronics，2014，24（5）：449-463.

[19] Čorić M，Ranogajec V，Deur J，et al. Optimization of shift control trajectories for step gear automatic transmissions[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control，2017，139（6）：061005.

[20] Ranogajec V，Deur J，Coric M. Bond graph analysis of automatic transmission shifts including potential of extra clutch control[J]. SAE International Journal of Engines，2016，09（3）：1929-1945.

[21] Feng J，Qin D，Liu Y，et al. Pseudo-spectral optimization and data-driven control of vehicle start process with dual-clutch transmission[J]. Mechanism and Machine Theory，2022，172：104814.

[22] Liu Y，Zhang J，Lv Z，等. The optimization of RBFNN gearshift controller parameters for electric vehicles using PILCO reinforcement learning[J]. IEEE Access，2023，11：92807-92821.

[23] Xia G，Chen J，Tang X，等. Shift quality optimization control of power shift transmission based on particle swarm optimization–genetic algorithm[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering，2022，236（5）：872-892.

[24] Liu Z，Gao J，Zheng Q. Antishudder gearshift controller design for automatic transmission[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology，2011，60（9）：4261-4275.

[25] Li A，Qin D. Adaptive model predictive control of dual clutch transmission shift based on dynamic friction coefficient estimation[J]. Mechanism and Machine Theory，2022，173：104804.

[26] Park J，Choi S. Gear shifting based on MIMO model predictive control for convenient adjustment of shifting performance[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology，2022，71（1）：233-249.

[27] Cvok I，Soldo J，Deur J，等. Model predictive control for automatic transmission upshift inertia phase[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology，2023，31（6）：2335-2349.

[28] Cvok I，Soldo J，Deur J，et al. Integrated torque and inertia phase model predictive controls of automatic transmission upshifts[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology，2025，74（8）：12072-12088.

[29] Cvok I，Deur J，Ivanovic V，等. An LQR approach of automatic transmission upshift control including use of off-going clutch within inertia phase[J]. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility，2020，2（4）：2081-2091.

[30] Lu X， Chen H， Gao B， et al. Data-driven predictive gearshift control for dual-clutch transmissions and FPGA implementation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics，2015，62（1）：599-610.

[31] Mishra K D， Cardwell G， Srinivasan K. Modeling, control, and adaptation for shift quality control of automatic transmissions[J/OL]. SAE Technical Paper Series，2019-04-02：2019-01-1129. https://doi.org/10.4271/2019-01-1129.

[32] Shin S， Choi S B. Observer-based iterative learning control for a high relative degree nonlinear system and its application to a vehicular wet-clutch system[J]. Mechanism and Machine Theory，2023，180：105158.

[33] Dong P，Li J，Guo W，等. Gearshift overlap for multistep downshift of automatic transmissions based on iterative learning control[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics，2024，29（1）：224-236.

[34] Beaudoin M-A， Boulet B. Improving gearshift controllers for electric vehicles with reinforcement learning[J]. Mechanism and Machine Theory，2022，169：104654.

[35] Jeffrey K R，Kevin L K，Scott T K. Method of determining initial transmission calibration：US-7069767-B2[P]. 2006-07-04.

[36] Peng H， Maguire J M， Bai S. Dynamic analysis and control system design of automatic transmissions[M]. SAE International，2013.

[37] Deur J，Asgari J，Hrovat D，等. Modeling and analysis of automatic transmission engagement dynamics-linear case[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control，2006，128（2）：263-277.

[38] Thornton S，Pietron G M，Yanakiev D，等. Hydraulic clutch modeling for automotive control[J/OL]. 52nd IEEE Conference on Decision and Control，2013-12：2828-2833. https://doi.org/10.1109/cdc.2013.6760312.

[39] Shi G，Dong P，Sun H Q，等. Adaptive control of the shifting process in automatic transmissions[J]. International Journal of Automotive Technology，2017，18（1）：179-194.

大模型驱动的可编辑越野场景生成方法

王仲宁，张辉

北京航空航天大学 交通科学与工程学院，北京 100191

摘　要：面向自然语言需求难以稳定转化为道路—地形一致越野试验场景的问题，提出 RoadAnchor 架构。系统将描述映射为受类型约束的场景配置信息（ScenarioSpec），经模式校验和规则翻译生成受限 OpenDRIVE，再解析为统一道路配置信息（RoadSpec）；道路几何模块以三维中心线高程为锚点构造基础地形和路面，资产模块完成环境与 Blender 装配。既有自然语言案例完成模型解析、道路文件及可编辑场景到处。通过固定道路五类地貌检查中，最大车道顶点约束误差为 2.13 mm，基础高度场最大单元坡度可达 41.7°，且未检出道路自重叠。该方法为越野车辆试验提供场景输入。

关键词：大模型智能体；越野车辆；虚拟试验；程序化场景生成；OpenDRIVE

中图分类号：U467.5　　**文献标志码：**A

LLM-Driven Editable Off-Road Scene Generation

Zhongning Wang, Hui Zhang

School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China

Abstract: RoadAnchor is proposed to convert natural-language requirements into road–terrain-consistent scenes for virtual testing of off-road vehicles. ScenarioAgent first produces a type-constrained structured specification. After schema validation and rule-based translation, a restricted OpenDRIVE road file is generated and parsed into a unified internal road specification. The geometry module then anchors the base terrain and road surface to the elevation of the three-dimensional road centerline, while procedural assets are used only for environmental assembly. The outputs include an editable scene and optional images. An existing natural-language case completed model parsing, road-file generation, and editable-scene storage. In fixed-road checks across five terrain presets, the maximum carriageway-vertex constraint error was 2.13 mm, the maximum base-height-field cell slope was 41.7, and no road self-overlap was detected. The resulting scenes provide geometrically checkable upstream inputs for subsequent closed-loop virtual testing.

Key words: large-language-model agent; off-road vehicle; virtual testing; procedural scene generation; OpenDRIVE

在越野无人车辆的性能验证时，需要在少量固定道路和人工布置场景之外通过仿真的方式扩展可控试验工况。因此，Kou 等通过搜索受幅值和速率约束的不利转向输入，对给定集成底盘控制系统进行最坏情形评价[1]；Liu 等识别车辆与轮胎参数不确定性下的不利参数场景，并将其用于模型预测控制约束[2]。除此以外，安全关键驾驶场景生成研究还可分为数据驱动、对抗生成和知识驱动等路线，其共同问题包括场景保真度、多样性、可控性和生成效率[3]。这些研究说明，风险暴露不仅取决于控制器，也取决于试验输入、对象参数和环境条件的构造方式。

随着大语言模型的发展，国内汽车工程领域已开展多种语言驱动的场景生成与仿真测试研究。

陈贞等利用大语言模型生成结构化场景描述，并经解析构造自动驾驶仿真测试场景[4]；朱冰等建立了大语言模型参与的智能汽车仿真测试架构与任务流程[5]；张佳楠等面向车—路—图协同构建分布式仿真平台[6]；郭柏苍等则从自然驾驶数据提取要素并建立变道切入场景库[7]。这些方法分别推进了语言驱动、平台集成和数据驱动的场景构造，但研究对象主要是结构化道路交通，未直接面向越野道路高程与自然地形的联合生成。

此外，程序化道路和自然环境生成提供了另一类技术基础。Parish 和 Müller 采用规则系统生成城市道路与建筑[8]，Chen 等通过张量场和交互编辑构造街道网络[9]，Galin 等进一步结合地形坡度与自然障碍生成道路并调整地形[10]；Infinigen 和 Kubric 分别展示了程序化自然资产与可扩展三维数据生成能力[11-12]。在场景表达方面，Scenic 以概率程序和声明式约束描述场景[13]；SceneCraft、ChatScene、ChatSim 及语言条件交通生成等工作将自然语言或大模型用于三维场景规划、驾驶场景代码生成与编辑[14-17]。现有研究表明，自然语言适合作为高层场景入口，但开放式输出与底层几何约束之间仍需明确、可校验的接口。

因此，仿真平台如 CARLA 等提供了车辆、传感器和环境条件的开放驾驶仿真能力[18]。RUGD、RELLIS-3D 和 ORFD 等数据集从图像、点云或可行驶区域等角度刻画非结构化环境[19-21]；OffRoadSynth 和 Sim-to-Seg 则研究越野合成数据及仿真到现实迁移[22-23]。这些工作为真实观测、合成数据和闭环仿真提供了基础，但并非以自然语言需求下道路高程、地貌起伏、路面缺陷和障碍物的联合一致构造为主要目标。

越野环境同时包含具有明确行驶意图的三维道路与高度非结构化的自然地貌。用户通常以“自然蜿蜒”“连续缓丘”“局部泥泞”等语义提出需求，而构建后端必须获得明确的中心线、高程、宽度、路面缺陷、地貌参数和资产排除区。如果道路与起伏地形彼此独立生成，再将道路作为薄表面覆盖其上，便可能出现悬空、穿入、路缘突变或植被侵入。本文因此研究开放式场景需求到受约束参数的转换，以及道路高程约束下的基础地形生成。

本文提出 RoadAnchor 越野试验场景生成架构，以道路参考线及其高程作为基础地形和资产布置共同遵循的几何基准；图 1 中的“道路基准”即指这一道路几何锚定原则，而非将道路作为独立薄表面后贴到随机地形。主要工作包括：①建立受类型约束的场景配置信息（ScenarioSpec）—OpenDRIVE—道路配置信息（RoadSpec）分级规格，使开放式语言输出经模式校验和规则翻译后进入几何后端；②构造由道路中心线高程锚定的道路距离场、高程场和过渡权重场，使基础地形在车道走廊内继承道路高程、在道路外保留程序化起伏，并约束路外资产布置；③采用相互独立的自然语言构建案例、可视化场景案例和五类地貌固定配置检查，分别考察结构化构建链路、场景装配能力和道路—地形几何一致性。

1 RoadAnchor 场景生成总体架构

1.1 任务定义与道路几何基准原则

设用户自然语言描述为 D，其中可包含道路平面形态、纵向起伏、路面风险、障碍物、地貌、天气、光照和输出要求。RoadAnchor 需要把开放式描述转换为结构化场景规格、道路文件、内部道路几何、可编辑三维场景以及可选数据输出。与图 1 对应的总体映射为

$$D \xrightarrow{g_\theta} S \xrightarrow{T} (X,J), \quad X \xrightarrow{P} Q \xrightarrow{G_\xi(J)} F \xrightarrow{A_\xi(J)} B \xrightarrow{V(J)} R, \tag{1}$$

式中，g_θ为 ScenarioAgent 的语义映射，S 为结构化规格 ScenarioSpec；T 将已校验规格翻译为受限 OpenDRIVE 道路文件 X 和配套场景规格 J；P 仅将 X 解析为内部道路规格 Q，J 则为几何、资产和输出模块提供非道路场景参数。构建参数与随机种子ξ作用于几何模块G_ξ和装配模块A_ξ，前者生成道路距离、高程与过渡权重等几何场 F，后者得到可编辑场景 B；V 按需尝试输出数字资产、图像与视频 R。

RoadAnchor 采用道路几何锚定原则：三维道路参考线及其高程先被确定，基础地形和路外资产随后服从该几何基准。它与“先生成随机地形、再覆盖道路”的差别不在道路外观，而在同一位置的

高程解释权。本文要求车道走廊内的基础高度场不被程序化地貌噪声改变，同时允许道路外保留地貌起伏。这里的几何约束不等同于视觉真实感、车辆可通行性或控制安全性。

1.2 八阶段总体流程与模块边界

RoadAnchor 的总体架构如图 1 所示。八个阶段按从左到右的主链组织，并分为①—③“语义与规格”、④—⑤“道路—地形几何”和⑥—⑧“环境装配与输出”三组。主链上方给出场景显式参数与构建器随机种子。

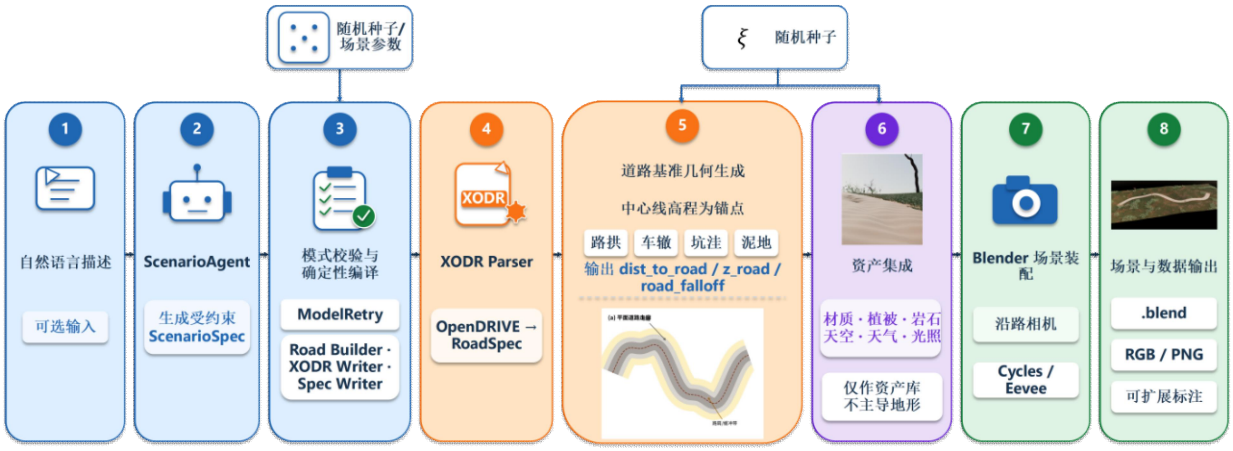


图 1　RoadAnchor 道路几何锚定的越野场景生成总体架构

如图 1 所示，首先由用户提供开放式自然语言需求，随后由 ScenarioAgent 生成受约束的 ScenarioSpec，生成的文件完成模式校验、ModelRetry 和确定性规则编译，实现受限 XODR 和配套 spec.json：只有 XODR 进入④XODR Parser，spec.json 作为非道路参数旁路送往⑤—⑧，不进入 Parser。大模型因而不直接生成 XODR 代码、Blender 脚本或网格顶点。

图中④只解析原型写入器所产生的单道路、线段化参考线及相应高程记录，并输出 RoadSpec；模块⑤先确定道路三维中心线与高程，再生成基础地形、路面和道路约束场；⑥依据这些约束集成材质、植被、岩石、天空、天气和光照等环境对象；⑦在 Blender 中完成网格、资产、沿路相机和渲染器装配；⑧保存可编辑.blend 场景，并按需输出 PNG 和视频，并提供仿真器可使用的数字资产模型。为了增加场景的多样性，我们通过随机种子分别作用于⑤中的地貌噪声与路面细节，以及⑥中的资产随机化。

1.3 分级中间表示与数据产物

为了实现规范化的场景生成，我们将场景分为 4 层进行描述，RoadAnchor 使用分级规格隔离用户语义、道路交换和几何计算，见表 1。ScenarioSpec 表达“构造什么场景”，受限 OpenDRIVE 保存可交换的道路要素，RoadSpec 回答“道路在三维空间中如何定义”，道路约束场则为地形与资产模块提供统一空间依据。

表 1　RoadAnchor 分级表示及作用

层级	核心信息	主要作用
ScenarioSpec	道路意图、纵向起伏、路面风险、障碍物、地貌、天气、光照和输出控制	承接自然语言并约束规则模块输入
OpenDRIVE 与配套规格	道路参考线、高程、宽度、静态对象及非道路环境字段	形成道路交换文件并保留完整场景语义
RoadSpec 与几何场	三维中心线、道路宽度、障碍物，道路距离、高程和过渡权重	统一道路、基础地形和资产排除区的几何基准
Blender 场景与数据	道路、地形、资产、相机、渲染设置及输出文件	保存可编辑场景并组织可选可视输出

该分级表示不追求保留自然语言中的全部描写，而只提取对场景构造有直接作用的信息。本文采用 OpenDRIVE 中的参考线、高程、车道宽度和静态对象等要素[24]，接口仅覆盖原型后端所需的受限子集；天气、光照和输出意图仍保留在配套 ScenarioSpec 中。

2 道路几何锚定的场景生成方法

2.1 类型约束语义解析与规则翻译

对应图 1 的阶段①—③，ScenarioAgent 接收自然语言和预定义结构化模式，将道路、环境、路面风险及输出要求映射为有限参数。输出先接受类型、范围和语义相容性校验；校验失败时，ModelRetry 仅在规格层要求模型重新生成，合格规格才进入 Road Builder、XODR Writer 和 Spec Writer。用户未指定的语义字段由默认配置或显式场景参数补全；构建种子只控制阶段⑤—⑦中的地貌噪声、路面微观起伏和资产实例化，不参与 ScenarioSpec 字段补全。

规则翻译模块根据道路风格、长度、横向摆幅、纵坡及局部丘陵等字段生成离散三维中心线，将道路宽度和静态障碍写入受限 OpenDRIVE，同时在配套文件中保存完整 ScenarioSpec。这里的“确定性翻译”是指已校验字段到规则参数的明确映射，不表示大模型调用、程序化资产或完整 Blender 后端能够跨软件版本按位复现。

因此，本文所称“大模型智能体”是带结构约束与规格级重试的场景语义解释器。它连接用户意图与规则场景参数，但不直接计算道路中心线、地形高度或三维网格。

2.2 OpenDRIVE 解析与道路规格转换

对应图 1 的阶段④，XODR Parser 读取前一阶段生成的道路参考线、高程、车道宽度和静态对象，并转换为后端统一使用的 RoadSpec。解析器当前仅处理由原型写入器产生的单道路、线段化参考线及相应高程记录，不宣称兼容 OpenDRIVE 的全部道路元素[24]。

在内部先写出道路交换文件、再解析为 RoadSpec，可以把语义编译器与几何后端分开：前者决定道路意图并保存可检查的道路产物，后者只消费统一的三维中心线、宽度和障碍物坐标。道路生成、基础地形、道路表面和后续仿真适配因而可以共享同一道路定义。

2.3 道路锚定几何场与路面构造

对应图 1 的阶段⑤，设查询点为 $\mathbf{q}$，$z_r(\mathbf{q})$为道路中心线延拓得到的基准高程，$d(\mathbf{q})$为到道路的距离，$\Delta h(\mathbf{q})$为程序化地貌起伏，α为随道路距离变化的过渡权重，则基础高度场写为

$$H(\mathbf{q})=z_r(\mathbf{q})+\alpha(d(\mathbf{q}))\Delta h(\mathbf{q}). \tag{2}$$

为便于解释道路锚定前后的高程变化，定义未施加道路约束的原始地形高程为：

$$H_{raw}(\mathbf{q})=z_r(\mathbf{q})+\Delta h(\mathbf{q}). \tag{3}$$

图 2a)给出道路走廊的平面分区；图 2(b)和图 2(c)采用垂直道路中心线的有符号横向坐标 q，其中 $d=|q|$。图 2(b)在该横向截面内比较原始地形H_{raw}、道路基准z_r与锚定后的基础地形 H；图 2(c)给出对应的权重$\alpha(d)$。道路及路肩范围内$\alpha=0$，因而 $H=z_r$；进入过渡带后，α由 0 平滑增至 1，地貌起伏逐步恢复；过渡带外$\alpha=1$，此时 $H=H_{raw}$。

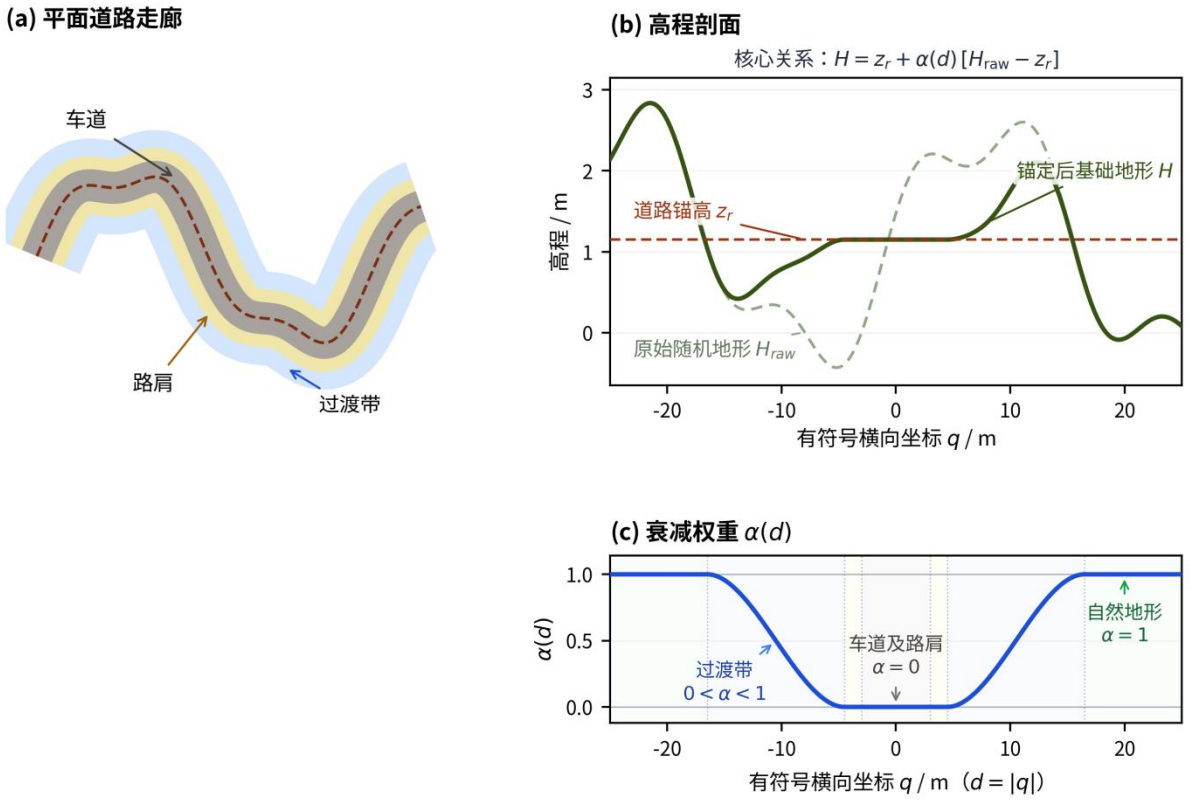


图 2　道路锚定地形的横向构造原理：（a）道路走廊的平面分区；（b）原始地形、道路基准与锚定后基础地形的高程剖面；（c）地貌起伏衰减权重α(d)随道路距离的变化。

在离散网格上，若道路不存在平面重叠冲突且车道范围内α=0，则式（2）直接给出 $H(\mathbf{q})=z_r(\mathbf{q})$。这一关系仅约束基础高度场；路拱、车辙、搓板、坑洼和泥斑等局部特征由其上的独立路面层表达。

2.4 资产约束装配与分阶段输出

对应图 1 的阶段⑥—⑧，资产模块依据 ScenarioSpec 按条件调用地貌预设、材质、植被、岩石、天空、天气和光照，并利用 dist_to_road 限制植被和散石侵入道路走廊；若干可选材质、植被与天气调用设有跳过或降级处理，但并非所有资产失败均可恢复。程序化自然场景模块不负责生成基础高度场或改写道路走廊的锚定高程，其材质节点可以在道路外产生附加位移。指定障碍物则按 RoadSpec 中的道路坐标关系布置。

Blender 装配模块创建道路、地形和环境对象，设置沿路、俯视及局部三个静态视点，并按配置选择 Cycles 或 Eevee 渲染分支。系统按需逐视点尝试 PNG 静态图像渲染，随后保存可编辑.blend 场景；静态图像渲染状态与可编辑场景保存状态分别记录，单个视点渲染失败不影响后续场景保存。当前入口不生成视频或标注，二者仅作为扩展方向；历史视频结果在 3.3 节单独说明。

道路与基础地形生成后，系统可计算车道高程误差、基础高度场坡度和道路自重叠；装配阶段另行记录资产调用、场景保存与渲染状态。这些分阶段输出为第 3 节的模块化验证提供对应评价量。

3 原型验证与结果分析

3.1 验证方案与评价指标

为检查图 1 所示原型的功能实现与核心几何性质，本节分别考察自然语言到 ScenarioSpec、道路文件和可编辑场景的产物传递，相关历史后端的环境资产装配与可视输出，以及道路几何模块的高程锚定关系。评价量包括规格校验与文件保存状态、场景与图像产物、车道顶点约束误差、基础高度场最大单元坡度和道路自重叠；同一固定几何配置的沿程派生量还包括中心线双线性插值最大偏差、草原预设下可见路面层—基础地形有符号垂向高差、中心线纵坡角和中心线高程。

三项检查采用不同实例或历史运行。自然语言构建案例用于观察语义解析、道路生成和可编辑三维场景保存；短距离草原案例用于观察环境装配与可视输出；几何一致性检查则在固定道路上切换五类地貌预设。沿程曲线是对该固定几何配置的空间派生分析，不是新增车辆或控制试验。三者分别检查模型中的不同模块。

3.2 自然语言驱动的构建结果

验证输入是一段包含道路形态、连续起伏、路面风险、静态障碍和光照需求的中文描述。试验结果表明 Qwen-Max 模型根据一用户的输入请求返回并生成的 ScenarioSpec 通过类型与范围校验，随后驱动受限 OpenDRIVE 道路文件、配套场景规格和可编辑三维场景生成。

该案例验证了自然语言到 ScenarioSpec、道路文件和可编辑场景的构建链路。大模型只确定场景语义，具体道路中心线、高程和基础地形仍由规则后端计算；由于本次运行未获得有效渲染图像，可视化结果另见 3.3 节的独立场景。

3.3 独立场景的可视化展示

相关历史版本的短距离草原案例完成了道路、地形、植被、散石和相机装配，并保存多视角图像及视频。图 3 为同类短场景的一次后续视觉调整重渲，用于展示道路、地形与环境资产的组合效果。

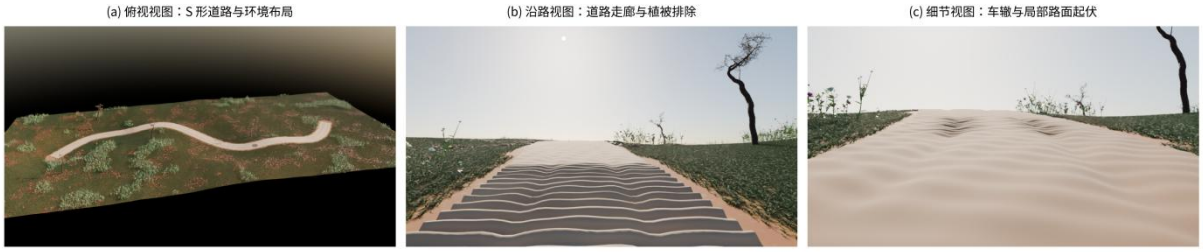


图 3　典型短距离草原场景的多视角渲染结果

整体视图展示了道路在起伏地貌中的空间走向以及道路走廊与周边资产的关系；沿路视图呈现道路边界、近地植被和远景层次；局部视图进一步显示路面与邻近地形的视觉衔接。图 3 展示了相关后端版本可形成的道路、地貌、环境资产与相机组合效果。

3.4 道路—地形几何一致性分析

几何检查独立于前述两个场景案例。为检验式（2）所描述的道路锚定关系，在固定道路和离散设置下分别采用五类地貌预设，并记录车道顶点约束误差、最大单元坡度和道路自重叠。汇总结果见表 2。

表 2　五类地貌下的道路—地形几何检查结果

检查范围	最大车道顶点约束误差	基础高度场最大单元坡度	道路自重叠
同一道路下 5 类地貌	2.13 mm	41.7°	未检出

在本次固定道路与离散条件下，五类地貌中的最大车道顶点约束误差为 2.13 mm，处于浮点计算误差量级；基础高度场最大单元坡度通过数学约束计算最高可达 41.7°，生成的场景未发现道路自重叠。该坡度指标是整个基础高度场的全局最大值，仅用于说明不同预设产生了不同的最大坡度。

为了进一步观察同一固定几何配置的沿程关系，图 4 采用与表 2 相同的固定道路和五类地貌设置进行确定性后验重算。图 4 以平面中心线累计弧长作为里程 s，全长约 200.81 m。图 4（a）的中心线双线性插值最大偏差定义为五类地貌基础高度场在中心线位置经双线性插值后，相对道路基准高程的最大绝对误差；图 4（b）为草原预设下可见路面层—基础地形有符号垂向高差；图 4（c）和图 4（d）分别给出中心线纵坡角与中心线高程。

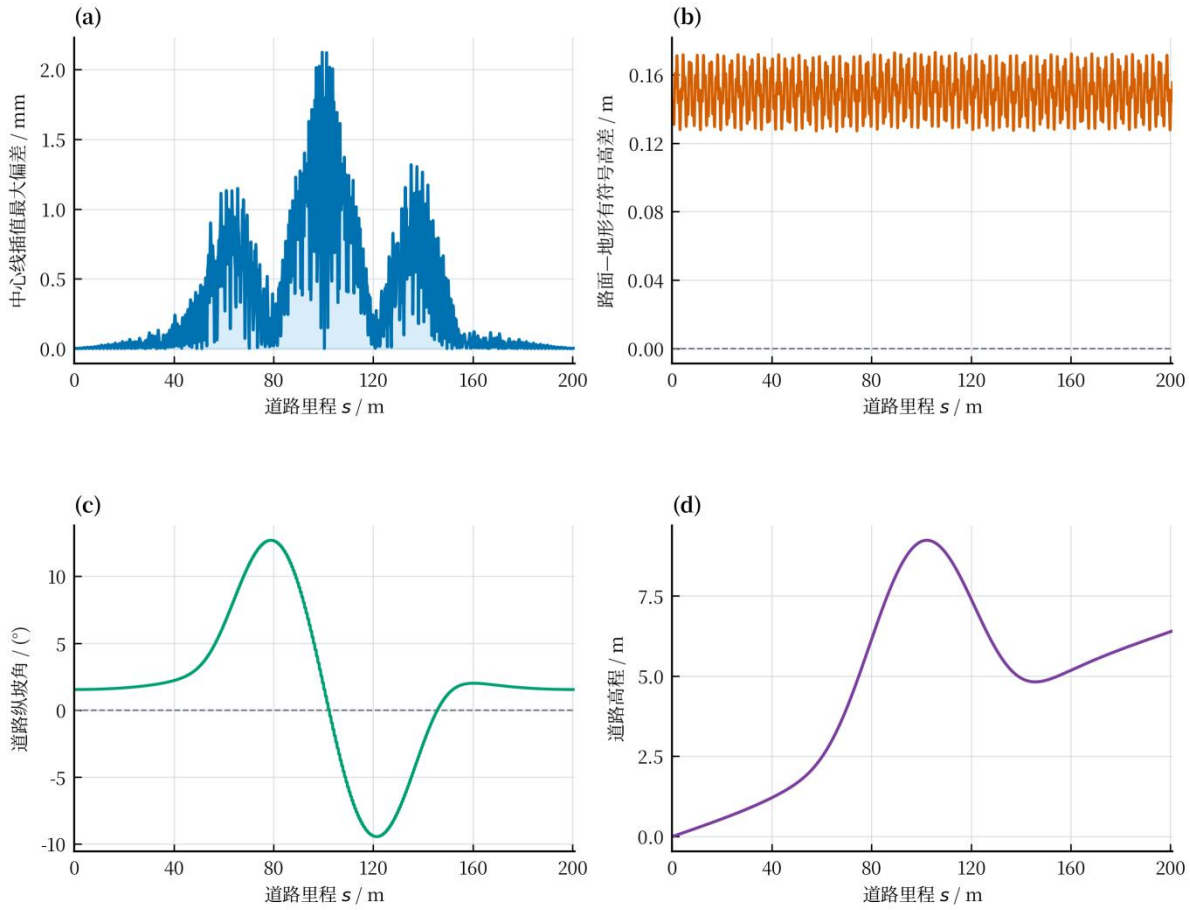


图 4　固定道路四项沿程几何派生量：（a）中心线双线性插值最大偏差；（b）草原预设下可见路面层—基础地形有符号垂向高差；（c）中心线纵坡角；（d）中心线高程

图 4（a）的中心线双线性插值最大偏差峰值为 2.13 mm。图 4（b）中草原预设下可见路面层—基础地形有符号垂向高差为 0.127～0.173 m，正值表示可见路面高于基础地形；该量描述两层表面的分层关系，不是车辆离地间隙。图 4（c）所示中心线纵坡角为-9.45°～12.69°，不同于表 2 针对整个基础高度场计算的最大单元坡度；图 4（d）所示中心线高程为 0～9.22 m。四项曲线均由同一固定几何配置沿里程派生，用于补充说明道路锚定和路面分层关系，不构成新增车辆或控制试验。

三项相互独立的检查分别支持结构化构建、相关历史后端的可视输出和固定配置下的道路锚定几何关系。

4 面向车辆闭环试验的接口与适用范围

4.1 与极限工况评价的接口关系

Kou 等通过受约束转向输入搜索评价集成底盘控制系统[1]，Liu 等则离线识别车辆与轮胎参数不确定性下的代表性不利场景，并将其用于 MPC 约束预测[2]。前者处理闭环外部激励，后者处理被控对象参数不确定性；本文关注道路与环境试验条件的构造。三类变量处于不同层级，本文方法并不包含前述最坏情形搜索或控制器设计。

结构化场景规格可以描述道路平面形态与纵向起伏、路面缺陷、障碍物、地貌和天气，规则后端据此生成几何可检查的三维环境。完成目标仿真器、车辆—地面作用模型和传感器配置适配后，这些场景可作为车辆动力学、感知与控制器评价的环境输入。

后续闭环研究可在保持场景有效性的前提下，将道路与环境参数同驾驶员输入、车辆参数不确定性组合，以扩展极限工况覆盖。此时，本文方法只承担上游场景构造；环境搜索、车辆闭环演化、

安全指标计算和控制器改进仍由相应评价模块完成。多类变量联合会扩大搜索空间，其搜索策略和全局性问题仍需另行研究。

4.2 方法适用范围

本文验证对象是自然语言到场景的结构化构建过程、独立场景的可视输出以及离散基础高度场的几何一致性。式（2）所述关系适用于不存在平面重叠冲突的单值高度场；高架、隧道和上下层道路需要更一般的多层表面表示。独立路面层还会加入路拱、车辙和局部缺陷，因此车道基础高程一致性不能直接替代轮胎—地面接触分析。

然而现有工作仅覆盖功能实现和固定配置下的几何检查，尚未形成跨道路、跨描述的批量统计，也未评价车辆可通行性和控制安全性。后续工作将面向目标车辆与仿真平台完善接口，在车辆—地面模型和闭环控制条件下评价所生成场景，并将道路与环境变量纳入极限工况搜索。

5 结论

本文提出 RoadAnchor 越野车辆试验场景生成架构，并以图 1 的八阶段流程组织实现。ScenarioAgent 把自然语言转换为 ScenarioSpec，模式校验和规则翻译生成受限 OpenDRIVE 及配套规格，XODR Parser 再形成统一 RoadSpec；后端以道路中心线高程为几何锚点构造基础地形和路面，资产库用于材质与环境对象装配而不负责基础高度场或道路锚定高程，Blender 模块负责可编辑场景与可选图像输出。

自然语言构建案例完成了模型解析、道路文件生成和可编辑场景保存，独立历史草原案例生成了多视角图像和视频。固定道路五类地貌检查中，最大车道顶点约束误差为 2.13 mm，基础高度场最大单元坡度范围可达 41.7°，且未检出道路自重叠。三项结果分别验证了结构化构建链路、相关历史后端的场景装配能力和固定配置下的道路锚定关系。后续将完善规格字段、资产和仿真器接口，并在车辆—地面模型与闭环控制条件下评价所生成场景。

参考文献：

[1] KOU Y, PENG H, JUNG D. Worst-case evaluation for integrated chassis control systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(S1): 329-340. DOI: 10.1080/00423110801939196.

[2] LIU J, JAYAKUMAR P, STEIN J L, et al. Improving the robustness of an MPC-based obstacle avoidance algorithm to parametric uncertainty using worst-case scenarios[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(6): 874-913. DOI: 10.1080/00423114.2018.1492141.

[3] DING W, XU C, ARIEF M, et al. A survey on safety-critical driving scenario generation—A methodological perspective[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023, 24(7): 6971-6988. DOI: 10.1109/TITS.2023.3259322.

[4] 陈贞, 李京泰, 郭煌, 等. 基于大语言模型的自动驾驶仿真测试场景生成[J]. 汽车工程学报, 2025, 15(3): 329-339. DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2025.03.06.

[5] 朱冰, 汤瑞, 赵健, 等. 基于大语言模型的智能汽车仿真测试[J]. 汽车工程, 2025, 47(4): 587-597. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2025.04.001.

[6] 张佳楠, 胡钊政, 孟杰, 等. 面向车-路-图协同的分布式自动驾驶仿真平台架构及应用[J]. 汽车工程, 2024, 46(8): 1335-1345. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.08.001.

[7] 郭柏苍, 雒国凤, 金立生, 等. 面向自动驾驶虚拟测试的变道切入场景库构建方法[J]. 吉林大学学报(工学版), 2023, 53(11): 3130-3140. DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20220029.

[8] PARISH Y I H, MÜLLER P. Procedural modeling of cities[C]//Proceedings of the 28th Annual Conference on Computer Graphics and Interactive Techniques. New York: ACM, 2001: 301-308. DOI: 10.1145/383259.383292.

[9] CHEN G, ESCH G, WONKA P, et al. Interactive procedural street modeling[J]. ACM Transactions on Graphics, 2008, 27(3): 103:1-103:10. DOI: 10.1145/1360612.1360702.

[10] GALIN E, PEYTAVIE A, MARÉCHAL N, et al. Procedural generation of roads[J]. Computer Graphics Forum, 2010,

29(2): 429-438. DOI: 10.1111/j.1467-8659.2009.01612.x.

[11] RAISTRICK A, LIPSON L, MA Z, et al. Infinite photorealistic worlds using procedural generation[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Los Alamitos, CA: IEEE Computer Society, 2023: 12630-12641. DOI: 10.1109/CVPR52729.2023.01215.

[12] GREFF K, BELLETTI F, BEYER L, et al. Kubric: A scalable dataset generator[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Los Alamitos, CA: IEEE Computer Society, 2022: 3749-3761. DOI: 10.1109/CVPR52688.2022.00373.

[13] FREMONT D J, DREOSSI T, GHOSH S, et al. Scenic: A language for scenario specification and scene generation[C]//Proceedings of the 40th ACM SIGPLAN Conference on Programming Language Design and Implementation. New York: ACM, 2019: 63-78. DOI: 10.1145/3314221.3314633.

[14] HU Z, ISCEN A, JAIN A, et al. SceneCraft: An LLM agent for synthesizing 3D scenes as Blender code[C]//Proceedings of the 41st International Conference on Machine Learning: Vol. 235. [S.l.]: PMLR, 2024: 19252-19282.

[15] ZHANG J, XU C, LI B. ChatScene: Knowledge-enabled safety-critical scenario generation for autonomous vehicles[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Los Alamitos, CA: IEEE Computer Society, 2024: 15459-15469. DOI: 10.1109/CVPR52733.2024.01464.

[16] WEI Y, WANG Z, LU Y, et al. Editable scene simulation for autonomous driving via collaborative LLM-agents[C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Los Alamitos, CA: IEEE Computer Society, 2024: 15077-15087. DOI: 10.1109/CVPR52733.2024.01428.

[17] TAN S, IVANOVIC B, WENG X, et al. Language conditioned traffic generation[C]//Proceedings of the 7th Conference on Robot Learning: Vol. 229. [S.l.]: PMLR, 2023: 2714-2752.

[18] DOSOVITSKIY A, ROS G, CODEVILLA F, et al. CARLA: An open urban driving simulator[C]//Proceedings of the 1st Annual Conference on Robot Learning: Vol. 78. [S.l.]: PMLR, 2017: 1-16.

[19] WIGNESS M, EUM S, ROGERS J G, et al. A RUGD dataset for autonomous navigation and visual perception in unstructured outdoor environments[C]//2019 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Piscataway, NJ: IEEE, 2019: 5000-5007. DOI: 10.1109/IROS40897.2019.8968283.

[20] JIANG P, OSTEEN P R, WIGNESS M, et al. RELLIS-3D dataset: Data, benchmarks and analysis[C]//2021 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Piscataway, NJ: IEEE, 2021: 1110-1116. DOI: 10.1109/ICRA48506.2021.9561251.

[21] MIN C, JIANG W, ZHAO D, et al. ORFD: A dataset and benchmark for off-road freespace detection[C]//2022 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Piscataway, NJ: IEEE, 2022: 2532-2538. DOI: 10.1109/ICRA46639.2022.9812139.

[22] MAŁEK K, DYBAŁA J, KORDECKI A, et al. OffRoadSynth open dataset for semantic segmentation using synthetic-data-based weight initialization for autonomous UGV in off-road environments[J]. Journal of Intelligent & Robotic Systems, 2024, 110: 76. DOI: 10.1007/s10846-024-02114-2.

[23] SO J, XIE A, JUNG S, et al. Sim-to-Real via Sim-to-Seg: End-to-end off-road autonomous driving without real data[C]//Proceedings of the 6th Conference on Robot Learning: Vol. 205. [S.l.]: PMLR, 2022: 1871-1881.

[24] ASAM e.V. ASAM OpenDRIVE BS 1.9.0 specification: Static Road Network Description[S/OL]. 2026-05-08[2026-08-21]. https://publications.pages.asam.net/standards/ASAM_OpenDRIVE/ASAM_OpenDRIVE_Specification/v1.9.0/specification/index.html.

仿生跳跃机器人研究现状与发展趋势

王建[1,2]，吴国盛[1]，李嘉琪[1]，王兴锐[1]

(1. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院，北京 100191；2. 北京航空航天大学 国际创新学院，杭州 310051)

摘　要：跳跃机器人具备很强的越障能力，适合探索复杂多变的非结构化环境，自然界具备卓越跳跃能力的生物为跳跃机器人的设计提供了灵感。本文结合国内外相关研究现状与成果，总结了该类机器人在机构设计、腾空姿态调整以及落地稳定性控制等方面的关键技术，并梳理了仿生跳跃机器人由具备单一跳跃功能向微小型化及多模态运动融合等方向转变的趋势。

关键词：仿生；跳跃机器人；运动模式；微小型；环境适应性

1 引言

“十五五”规划将“航天强国”纳入核心战略部署，我国地外星球探测任务正逐步从“单次探测”向“驻留型探测”转变[1-2]。月球等地外星球表面遍布陨坑、沟壑与松软月壤，形成了复杂多变的非结构化环境，存在许多人类和常规探测装备难以直接进入的极端场景[3]。越野车辆在作业过程中同样会遇到类似的地形挑战：军用越野车辆在跨越沟壑、弹坑和断崖时，轮式或履带式底盘常会因离地间隙不足导致通过性不佳；灾后搜救车辆面对坍塌建筑和断裂路面时，同样会面临越障的难题。跳跃运动能在短时间内使探测平台脱离地面的连续支撑，沿弹道轨迹跨越障碍，能为上述场景提供了一种有别于传统轮履移动的解决思路。

轮式、履带式和行走式移动机器人在相对平坦的地面上具有通过性好、能量利用率高的优势，但当遇到的障碍物尺度接近或超过自身尺寸时，其通过性会受到明显的约束[4-5]。跳跃式机器人能通过短时借助地面支撑，将越障方式从“连续接触跨越”转化为“弹道飞越”，因而具备移动速度快、越障能力强、活动范围广的特点，能够较好地适应非结构化地形[6-10]。然而，直接设计跳跃机器人往往会面临机构构型、能量存储与瞬时释放、空中姿态控制和落地冲击缓冲等方面的综合挑战，所以大多研究人员从仿生的角度出发寻求解决思路[11-15]。自然界中具备良好跳跃能力的生物为研究人员提供了启发，如袋鼠、蝗虫、跳蚤等生物因其独特的身体结构和运动方式在复杂环境中跳跃性能显著、运动能力突出，研究人员可仿照这些生物的身体构造和运动方式，设计仿生类跳跃机器人[16-20]。

跳跃机器人的研究可追溯至 1969 年，NASA 希望利用搭载在阿波罗系列中的机器人探索月球表面[21]。2008 年，Kovac 等人设计的 7 克微型跳跃机器人通过弹性储能机构可跨越自身高度 27 倍的障碍[22]；Paolo Dario 等人受青蛙运动启发开发的 Grillo 微型机器人证明了跳跃相比步行和攀爬更能节省能[23-24]；2011 年以后，出现的 MSU Jumper、MSU Tailbot、EPFL jumpglider 和 MultiMo-Bat 等机器人不仅实现了跳跃，还具备空中滑翔和姿态调节的能力，这说明该领域的研究逐步从“具有单一跳跃运动”向“多模态运动”发展[25-28]；2021 年以来，昆虫级跳跃机器人 JUMPA[29]、昆虫级飞跳复合平台[30]以及基于深度强化学习的仿蝗虫机器人的稳定跳跃控制[31]等研究成果，进一步将该领域的研究转向微型化、可连续跳跃和闭环控制等方向。

本文以 Web of Science、IEEE Xplore 和 CNKI 为主要数据源，以“jumping robot、bioinspired、biomimetic、跳跃机器人、仿生”等为检索词，对 2016—2026 年间发表的文献进行了检索与筛选，经题名和摘要初筛精简后获得了大约 120 篇与仿生跳跃机器人密切相关的文献，目前已有综述文章在跳跃机器人发展历程、驱动机构分类以及起跳、空中、落地三阶段分析等方面奠定了良好的研究基础[6,32-33]。但在近五年该领域的相关研究快速增长，早期基于跳跃机构结构方式的分类方法（伸缩式、关节腿式、轮滚式和弹性变形式）在面对复合仿生和多模态运动的仿生跳跃机器人时存在一定的覆盖盲区，并且单纯以跳跃高度和距离作为性能排序指标，已难以反映其在落地恢复能力、连续跳跃

可靠性和面向任务方面的适用性。因此本文以近五年该领域的相关研究为主、有针对的选取部分以前的文献进行了总结和分析。在此基础上，本文依据仿生对象和运动模式的不同提出了三种类型的分类方式，汇总了近五年代表性样机的主要性能指标，并从储能执行、姿态调整和落地稳定性三个方面梳理了关键技术，最后讨论了仿生跳跃机器人的未来发展趋势，希望能为从事该领域研究的人员提供一些参考。

2 仿生跳跃机器人研究现状

2.1 仿生跳跃机器人的分类

魏敦文等人在早期的研究中依据跳跃机构的结构将跳跃机器人划分为了伸缩式、关节腿式、轮滚式及弹性变形式四类[32]。这种分类方式仍能够用于划分具有单一跳跃机构的仿生跳跃机器人的类型，按照这种分类方式划分，仿生弹尾虫跳跃机器人[34-35]属于关节腿式；仿生跳甲跳跃机器人 Tumro 平台可以轮式移动也可以跳跃[36]，属于轮滚式的范畴。但当一台机器人同时具备多种仿生特征和运动模式时，单一维度的结构分类方式难以完整描述其具有的功能特征：Jung 等人设计的 JumpRoACH 将跳跃与爬行机构集成在一起，既有弹射储能机构又具有轮腿式爬行机构[37]，按照前面的分类方式既属于弹性变形式又属于关节腿式；EPFL jumpglider 在弹性储能跳跃机构的基础上增加了折叠翼滑翔机构[28]，如果仅按照跳跃机构的结构将其划分为弹性变形类，可能会忽略它具有的滑翔功能，若将其归为轮滚式则无法体现其跳跃储能的功能。

所以本文依据仿生原型和运动方式，将现有仿生跳跃机器人分为三类：仿昆虫类、仿脊椎类和复合仿生类。仿昆虫类机器人多以蝗虫、跳蚤、弹尾虫、叩甲等节肢动物为仿生原型，借鉴该类生物在弹性储能、锁止与弹射方面的机制，设计紧凑的功率放大器和微尺度集成下的样机；仿脊椎类机器人以袋鼠、青蛙、婴猴等脊椎动物为仿生原型，设计时更关注此类生物在全身动量调控和柔顺关节缓冲落地等方面关节与肌腱的协同作用的机理；复合仿生类机器人的仿生原型不限于单一物种，多数都融合借鉴了两种或以上生物的运动结构或者运动模式（如跳跃加滑翔、跳跃加爬行、跳跃加飞行、跳跃加游动等），该类机器人在多模态功能切换和跨环境适配方面具有良好的优势，但存在模式切换逻辑复杂、结构复用难协调及能量分配不平衡等技术方面的难题。图 1 给出了该分类框架下的一些典型机器人样机。

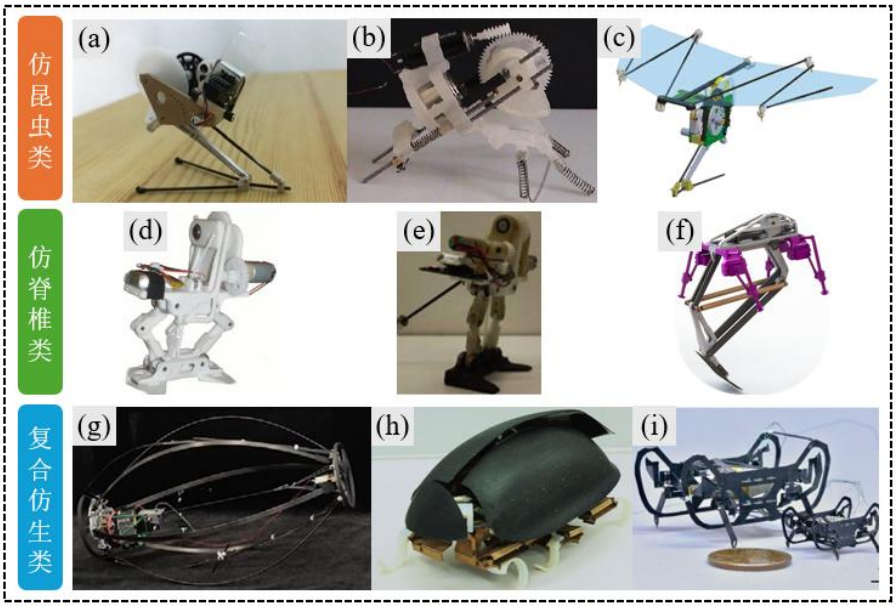


图 1　典型的仿生跳跃机器人：（a）7 g jumping robot[22]，（b）Grillo[23-24]，（c）EPFL Jumpglider[28]，（d）MSU Jumper[25]，（e）MSU Tailbot[26]，（f）Jumping robot[38]，（g）Tumro[36]，（h）JumpRoACH[37]，（i）LaMSA-HAMR[34]

上述三类仿生跳跃机器人之间存在一些交叉的地方，如昆虫级飞跳复合机器人[30]的仿生原型为昆虫，但其运动模式属于多模态运动。本文的分类依据旨在体现该领域机器人的跳跃机构的仿生来源与原理，以及具有的各种运动模型，没有仅仅依据其仿生的生物原型来分类。在实际归类时，如果一台仿生跳跃机器人同时具备多种跳跃机构或运动模式，则以决定其跳跃性能的主要机构来分类。

2.2 典型的仿生跳跃机器人

表 1 汇总了近五年具有代表性的仿生跳跃机器人，根据 2.1 节中的分类方式将其分为了三类：仿昆虫类（序号 1-6）、仿脊椎类（序号 7-12）和复合仿生类（序号 13-17），并列举出了质量、跳跃高度、驱动机构和运动模式四项可直接获取的基础指标，其中“运动模式”中仅列出了论文中明确实现的运动方式。

由于不同论文中所采取的实验条件、测量标准和任务设定并不完全一致，表中数据主要用于反映各类机器人的技术特点和性能指标，不宜直接用于评价跳跃性能的优良性。

表 1　近五年具有代表性的仿生跳跃机器人的性能指标

序号与年份	代表性机器人	质量/g	跳跃高度/mm	驱动机构	运动模式
1-2023	JUMPA[29]	1.6	900	盘绕的人工肌肉机构	跳跃
2-2023	蝗虫-计算机混合跳跃机器人[39]	2.71	100	电刺激激活后肢肌肉	跳跃
3-2023	仿蝗虫跳跃机器人[40]	60	300	电机、弹簧与六杆机构	跳跃
4-2024	BATE[41]	2.4	190	微型气囊执行器	跳跃
5-2025	蝗虫跳跃机器人[42]	2	150	生物杂交肌肉与人工关节	跳跃
6-2026	爬跳微型机器人[43]	2.6	950	电触发热弹射机构	跳跃与爬行
7-2021	MIT Cheetah 2[44]	—	400	电机驱动腿部关节	跳跃与奔跑
8-2022	仿蛙跳跃机器人[45]	—	250	电机、扭簧与后肢连杆机构	跳跃
9-2023	仿蛙机器人[46]	495	600	氢氧混合气体软体爆炸驱动	跳跃
10-2024	Unitree Go1[47]	—	500	电驱关节	跳跃
11-2026	仿生青蛙机器人[48]	150	380	电机、拉簧与六杆机构	跳跃
12-2026	混合驱动仿蛙两栖机器人[49]	613	560	燃烧驱动的后肢推进机构	跳跃与游动
13-2021	高度可调轮跳机器人[50]	156.8	1200	可调节高度的离合器系统	跳跃与移动
14-2024	Hopcopter[51]	—	1630	四旋翼推力与被动弹性伸缩腿	跳跃与飞行
15-2024	Tumro[36]	123.2	300	轮式电驱与仿跳甲弹性储能机构	跳跃与移动
16-2025	LaMSA-HAMR[34]	2.2	-	形状记忆合金与弹簧钢储能机构	跳跃与步行
17-2025	昆虫级飞跳复合机器人[30]	—	200	弹性体扑翼驱动与被动伸缩腿	跳跃与飞行

注：“—”表示参考的论文中没有提供该数据。

从表 1 可以看出以下趋势，仿昆虫类跳跃机器人相较于其他两类质量相对较小，质量区间在 1.6~60g，其中 JUMPA 的质量仅有 1.6g，跳跃高度能达到 900 mm[29]。2.6g 的爬跳微型机器人在能实现 950mm 的跳跃高度的同时还具备爬行能力[43]，说明该类跳跃机器人在兼具功率密度优势的同时正在向多模态运动方向发展。仿脊椎类机器人的质量区间跨度较大，跳跃高度大多在 250~600 mm 的范围内。该类机器人具有与其仿生原型相同的优势——多关节协同和柔顺落地，但其仿生机构的复杂度也会增加。复合仿生类机器人的跳跃高度跨度最大，在 200~1630mm 范围内。Hopcopter 机器人能借助旋翼推力进一步提高其跳跃高度[51]，这种借助飞行机构辅助跳跃的机制与纯跳跃机制有本质的区别——前者借助气动力延长滞空，后者通过弹射机构将弹性势能转化为重力势能。因此不能简单的通过跳跃高度这一单一指标去评判不同类型机器人的跳跃性能，需要结合其跳跃机构和能量来源来综合评判。

3 仿生跳跃机器人的关键技术

轮式或常规腿式的移动机器人的运动是连续的，但是跳跃机器人的跳跃运动是一个离散的状态。在单次跳跃运动的一个完整跳跃周期内机器人需要先下蹲蓄能，再到蹬伸起跳阶段获取瞬时起跳时的初始动能，而后进入缺乏地面支撑的腾空阶段，最后从落地切换到缓冲阶段，缓冲阶段需要引入柔性部件尽可能抵消冲击力让其平顺切换到静止站立姿态，所以可将跳跃运动理解为非连续接触的动力学模型。一个完整跳跃周期（下蹲蓄力、蹬伸起跳、腾空飞行、落地缓冲和姿态恢复）的任一阶段的动力学特性都会影响跳跃高度、落地稳定性和连续越障能力。下面将结合相关研究，从能量储能与执行机构、空中姿态调整和落地稳定性控制三个环节讨论可能影响仿生跳跃机器人性能的关键技术。

3.1 能量储能与执行机构

储能机构是仿生跳跃机器人的动力基础。传统跳跃机器人大多都采用弹簧、柔性材料、仿生弹性腿及机械锁扣等机构作为其能量存储机构，配合电机、齿轮、连杆、凸轮等部件来设计跳跃机构。早期的微型 7g 跳跃机器人和 Grillo 机器人就是采用简单轻便的弹性元件来储能，减重的同时还能提高其越障能力[22-24]。Noh 等人设计的仿跳蚤弹射机构进一步验证了，组合使用集成的蓄能元件与快速释放能量的机构能打破微型机器人瞬态功率的输出极限[52]。近年来，储能机构的设计出现了一些新的方向：一是利用几何失稳或材料双稳态替代传统的机械锁扣，如 JUMPA 通过动态屈曲级联使单向驱动行程先经历多个储能屈曲状态后自发跳变，减少了零件数量和摩擦损耗[29]；二是采用紧凑型主动离合器实现储能水平的可调节，如 Dipo 机器人通过轻量化离合器设计在 45g 质量下跳跃高度可达自身高度的 11 倍[53]。

随着材料科学的发展，已有将软体和柔性材料作为执行器用于跳跃机器人的成功案例。Ahn 等人研发的光线驱动的软体机器人可以在狭窄通道爬行、还可以跳跃障碍，说明跳跃机器人使用软体材料能够实现多模态运动，也可以适应相对复杂地形[54]；还有 Huang 等人研发的昆虫类 SMAW 软体机器人的执行器采用了软体复合材料，该机器人可以在地面爬行和跳跃，还可以承载自身体重 24 倍的重物[55]；Zhong 等人设计了制造和操作相对简单的一款无线磁控软体跳跃机器人，能够通过改变控制信号使其前进和后退[56]。这些研究可为后续软体跳跃机器人的设计提供一定的参考，但是，目前由于材料性能的限制，当前软体跳跃机器人还存在能量转换效率低、动态响应迟滞以及精确控制困难等问题。软体材料在短期内仍无法替代弹簧加电机的组合方案，但可辅助设计柔性关节，提高机器人在落地缓冲阶段的稳定性。

3.2 空中姿态调整

跳跃机器人的运动是典型的非连续接触动力学过程，在腾空阶段对外部扰动和起跳初始误差的修正能力完全取决于姿态调控手段。姿态调整方案可分为被动和主动两种方案。被动方案是利用气动阻力翼片、尾部面积或身体形状在飞行中产生恢复力矩，具有结构简单、零能耗的优点，但有效范围受限于起跳的初始条件。如 Kim 等人在弹尾虫仿生机器人上加装气动阻力翼片，使角速度降低了约 70%，稳定落地姿态[57]。主动方案通过惯性附件、尾部机构、机翼差动或反作用飞轮等对机身角动量进行实时调控。MSU Tailbot 的主动尾机构是最具代表性的主动姿态调控方案之一，通过在腾空阶段摆动尾部产生反向角动量来稳定机身俯仰角[26]。Hong 等人进一步将惯性附件拓展为两自由度方案，同时调控俯仰和滚转方向的姿态，提高了空中机动的维度[58]。6g 的 Moobot 跳跃机器人集成了四连杆机构、SMA 驱动器、应变计和惯性测量单元，实现了起跳方向的可控调节并提高了落地精度[59]。因此空中姿态调整的关键问题在于如何在极短的腾空时间内完成姿态估计、控制解算和动作调节。

越野车辆在高速通过起伏地形时，同样存在短时的腾空工况。车辆跃过堑壕或陡坡后，落地瞬间的车身姿态决定了后续行驶稳定性和乘员安全。跳跃机器人在有限腾空时间内利用惯性附件进行姿态调控的思路，可为越野车辆腾空工况下的主动姿态干预提供一定的设计参考，如可利用旋转惯量装置或摆动质量块在车辆离地瞬间修正俯仰角。

3.3 落地稳定性控制

跳跃机器人在落地阶段受到的冲击载荷也很高，且任意单次落地姿态调整不佳造成的失稳，会

直接导致其无法进行连续的跳跃，所以如何提高落地稳定性也是保障其具备连续跳跃能力不可或缺的一个环节。针对这一问题，王振宇等人建立了仿袋鼠机器人柔性脚着地阶段的动力学模型，并通过刚性脚与柔性脚的对比实验验证柔性结构能够减缓落地冲击[60]；Zhang 等人对早期的仿生跳跃机器人的腾空飞行、姿态调整、落地缓冲三阶段所存在的问题进行了分析汇总，其中也明确提到落地稳定性对于连续跳跃的影响，也列举了一些相关的解决方案[6]；Weiss 等人针对微型仿蝗虫机器人的着陆后姿态恢复与稳态控制提出了一种利用螺旋桨完成翻转的机制[15]。Zhou 等人在仿真环境中采用深度强化学习控制仿蝗虫机器人跳跃，实现了起跳—落地—复位的闭环控制[31]。目前，部分关于落地稳定性的研究仍停留在虚拟仿真阶段，但也有一些前沿成果可为未来从事跳跃机器人稳定性控制的学者提供设计灵感。

越野车辆在高速通过障碍后落地瞬间，悬架系统需要在极短时间内吸收冲击能量并稳定车身姿态。跳跃机器人中柔性脚、被动自复位外壳和可变刚度缓冲机构的设计，有可能能为越野车辆悬架的设计提供一定的仿生参考。

4 未来发展趋势

现有研究已经证明将多种仿生原型的优势转化为实际的工程设计，以及跳跃与其他运动模式的融合，能够有效提高跳跃运动在复杂多变的非结构化环境的适应性。仿生跳跃机器人从刚开始具有简单的跳跃功能正在向多模态融合运动的方向发展，这一过程中在基本理论研究、实际应用等方面取得了一定的进展，但依旧还存在许多不足和技术挑战。其不足主要体现在机构能量转换效率低、连续运动的可靠性不佳、落地稳定性不足和整体评价体系不统一等方面。下面从五个维度讨论研究趋势和尚待突破的技术瓶颈。

4.1 高可靠储能设计

跳跃机器人的执行机构需要具备能够在极短时间内释放较大机械能的能力，但是目前仿生跳跃机器人的性能仍受限于电机功率、材料寿命和机构可靠性等方面。现有样机一般采用弹簧、柔性梁、弹性腿、锁扣机构和连杆机构进行储能和释放[22-25,60,61]，但这些机构在高频使用后会出现材料疲劳和结构磨损等问题，会限制机器人的跳跃性能。未来设计机器人需要重点关注材料选取、执行机构可靠性等方面的问题，在满足其跳跃性能的同时尽可能提高其机构的可靠性，增强其复用性。

4.2 面向实际应用的设计

现有的仿生跳跃机器人大多数能够实现单次跳跃，但是还存在跳跃方向不精准、空中姿态难以调整、落点有偏差以及落地后的姿态恢复能力较差等方面的问题[26,31,37]，难以使用到真实的工作场景中。未来面向特定场景使用的跳跃机器人不能仅仅只具备单次跳跃的能力，而是需要具备完整的感知、决策及执行能力，使其能够在跳跃过程中识别障碍物、实时判断可着陆区域、修正腾空阶段的姿态，并且能在落地后快速恢复姿态。

4.3 多模态运动融合的设计

单一的跳跃模式适合越障和复杂多变的非结构化环境，但在相对平坦地面、需要长距离移动的环境任务中性能会大打折扣。所以需要设计具有多种运动方式的多模态融合的机器人来应对这种情况。未来多模态融合运动的研究不能只以“增加一种运动方式”为目标，而是考虑各运动模式之间如何解决结构复用、能量分配、状态识别和模式切换等方面的问题[27-28,34-38,62]。多模态运动是为了在不同任务环境下，采取不同的运动方式提高移动效率，例如机器人可以先采取低能耗爬行或轮式移动的方式接近障碍，在合适的时机跳跃障碍物，落地后再依据地面实际情况采取合适的运动方式。未来多模态仿生跳跃机器人需要具备自主研判复杂环境的能力，而不能只停留在单纯展示某种移动动作。

4.4 微小型化与系统集成

微小型的仿生跳跃机器人具有更好的跳跃性能，制造成本也相对较低，能够群体化作业，适用于在危险、相对复杂的环境中执行任务。但是微小型机器人由于整体尺寸的限制，整体机构设计需

要采用高集成度的方案。跳蚤尺度、毫米级及 2.6g 级机器人等微尺度机器人正朝更高集成度和更强机动性方向发展[43,62-63]。但尺度减小会放大电源、传感、通信、制造公差等方面的问题，未来随着材料一体化制造、嵌入式传感、轻量化控制电路等技术的发展，微小型仿生跳跃机器人会得到更好的发展。

4.5 场景评价体系的统一

现有研究大多以跳跃高度、跳跃距离、质量比、起跳速度或单次成功率作为仿生跳跃机器人性能的评价指标。表 1 中列出的质量、跳跃高度、驱动方式和运动模式等基础指标，可以较直观地反映不同类型机器人之间的差异，但这些指标仍不足以评估机器人在真实场景下执行任务的能力。未来需要建立更接近任务级别的综合评价体系，例如单位能耗的越障能力、连续跳跃成功率、落地恢复时间、模式切换成功率、复杂地形通过率、系统寿命和任务完成率等，从而为不同类型仿生跳跃机器人的工程应用提供更统一的评价依据。

5 结论

本文根据仿生对象和运动特性的不同，将现有仿生跳跃机器人归纳为仿昆虫类、仿脊椎动物类和复合仿生类三类，并结合代表性样机的基础性能指标，对该类机器人的研究现状进行了总结。目前仿生跳跃机器人的弹性储能元件和执行机构是其具备跳跃能力的基础，空中姿态修正与落地恢复能力可以决定其后续连续跳跃的能力，多模态融合则能进一步提高其在复杂环境下的适应性。

未来仿生跳跃机器人不能只聚焦于单次跳跃能力，而需要立足于真实任务场景开发能够执行任务的机器人。随着微制造、柔性材料、智能控制和多模态运动融合等技术的发展，该类机器人有望逐步应用到灾害救援、环境监测和复杂空间探测等实际场景中。

仿生跳跃机器人与越野车辆之间可以相互借鉴。跳跃机器人在有限腾空时间内的姿态调控和落地缓冲方面的研究积累，可为越野车辆的腾空工况姿态调节和主动悬架设计提供仿生学角度的参考。越野车辆领域在复杂地形通过性评价和实际工况测试方面的方法论，也可为跳跃机器人从实验室样机向野外复杂地形的实际应用提供工程指导。

本文的局限在于没有对所有仿生跳跃机器人文献进行完全系统的检索和分析（文献检索主要面向代表性成果，未覆盖全部相关研究）。本文提出的统一评价体系处于框架阶段，没有进行系统性的对比分析，后续可立足于本文提及的统一评价体系，系统比较不同类型仿生跳跃机器人的性能，建立各类跳跃机器人性能数据库，为后续从事该类研究的人员提供更充分的参考。

参考文献：

[1] 全国人民代表大会. 第十四届全国人民代表大会第四次会议关于国民经济和社会发展第十五个五年规划纲要的决议[EB/OL]. (2026-03-13)[2026-07-23]. https://www.npc.gov.cn/npc/c2/c30834/202603/t20260313_453198.html.

[2] 刘诗瑶. 载人登月，要过几道关[N/OL]. 人民日报, 2025-08-18(19)[2026-07-23]. https://paper.people.com.cn/rmrb/pc/content/202508/18/content_30096768.html.

[3] 周诚, 高玉月, 覃文波, 等. 月面基础设施建造任务需求与关键技术调查分析[J/OL]. 中国工程科学, 2025, 27(4): 220-233[2026-07-23]. https://www.engineering.org.cn/sscae/CN/10.15302/J-SSCAE-2025.01.019.

[4] JAHN U, HESS D, STAMPA M, et al. A taxonomy for mobile robots: Types, applications, capabilities, implementations, requirements, and challenges[J/OL]. Robotics, 2020, 9(4): 109[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/robotics9040109.

[5] BRUZZONE L, NODEHI S E, FANGHELLA P. Tracked locomotion systems for ground mobile robots: A review[J/OL]. Machines, 2022, 10(8): 648[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/machines10080648.

[6] ZHANG Z, ZHAO J, CHEN H, et al. A Survey of Bioinspired Jumping Robot: Takeoff, Air Posture Adjustment, and Landing Buffer[J/OL]. Applied Bionics and Biomechanics, 2017, 2017: 1-22[2026-07-23]. https://doi.org/10.1155/2017/4780160.

[7] ZAITSEV V, GVIRSMAN O, BEN HANAN U, et al. A locust-inspired miniature jumping robot[J/OL]. Bioins

piration & Biomimetics, 2015, 10(6): 066012[2026-07-23]. https://doi.org/10.1088/1748-3190/10/6/066012.

[8] BECK A, ZAITSEV V, BEN HANAN U, et al. Jump stabilization and landing control by wing-spreading of a locust-inspired jumper[J/OL]. Bioinspiration & Biomimetics, 2017, 12(6): 066006[2026-07-23]. https://doi.org/10.1088/1748-3190/aa8ceb.

[9] SHEMER N, DEGANI A. A flight-phase terrain following control strategy for stable and robust hopping of a one-legged robot under large terrain variations[J/OL]. Bioinspiration & Biomimetics, 2017, 12(4): 046011[2026-07-23]. https://doi.org/10.1088/1748-3190/aa741f.

[10] CALDERÓN J M, MORENO W, WEITZENFELD A. Fuzzy variable stiffness in landing phase for jumping robot[M/OL]//Advances in Intelligent Systems and Computing. Cham: Springer International Publishing, 2016: 511-522[2026-07-23]. https://doi.org/10.1007/978-3-319-28031-8_45.

[11] NI F, ROJAS D, TANG K, et al. A jumping robot using soft pneumatic actuator[C/OL]//2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). Piscataway, NJ: IEEE, 2015: 3154-3159[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/icra.2015.7139633.

[12] ZHANG C, ZOU W, MA L, et al. Biologically inspired jumping robots: A comprehensive review[J/OL]. Robotics and Autonomous Systems, 2020, 124: 103362[2026-07-23]. https://doi.org/10.1016/j.robot.2019.103362.

[13] ZHANG J, ZHU Y, WANG H, et al. Design of a bio-inspired jumping robot for rough terrain[C/OL]//2010 The 2nd Conference on Environmental Science and Information Application Technology. Piscataway, NJ: IEEE, 2010: 40-43[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/esiat.2010.5567269.

[14] BEN HANAN U, WEISS A, ZAITSEV V. Jumping efficiency of small creatures and its applicability in robotics[J/OL]. Procedia Manufacturing, 2018, 21: 243-250[2026-07-23]. https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.02.117.

[15] WEISS A, ZAITSEV V, NABI N, et al. Landing recovery and orientation control of a locust-inspired miniature jumping robot[J/OL]. Engineering Research Express, 2020, 2(1): 015017[2026-07-23]. https://doi.org/10.1088/2631-8695/ab68a5.

[16] IJSPEERT A J. Biorobotics: Using robots to emulate and investigate agile locomotion[J/OL]. Science, 2014, 346(6206): 196-203[2026-07-23]. https://doi.org/10.1126/science.1254486.

[17] MO X, GE W, MIRAGLIA M, et al. Jumping Locomotion Strategies: From Animals to Bioinspired Robots[J/OL]. Applied Sciences, 2020, 10(23): 8607[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/app10238607.

[18] MO X, ROMANO D, MIRAGLIA M, et al. Effect of Substrates' Compliance on the Jumping Mechanism of Locusta migratoria[J/OL]. Frontiers in Bioengineering and Biotechnology, 2020, 8: 661[2026-07-23]. https://doi.org/10.3389/fbioe.2020.00661.

[19] ASTLEY H C, ROBERTS T J. Evidence for a vertebrate catapult: elastic energy storage in the plantaris tendon during frog jumping[J/OL]. Biology Letters, 2012, 8(3): 386-389[2026-07-23]. https://doi.org/10.1098/rsbl.2011.0982.

[20] MCGOWAN C P, COLLINS C E. Why do mammals hop? Understanding the ecology, biomechanics and evolution of bipedal hopping[J/OL]. Journal of Experimental Biology, 2018, 221(12): jeb161661[2026-07-23]. https://doi.org/10.1242/jeb.161661.

[21] KAPLAN M H, SEIFERT H. Hopping transporters for lunar exploration[J/OL]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1969, 6(8): 917-922[2026-07-23]. https://doi.org/10.2514/3.29727.

[22] KOVAC M, FUCHS M, GUIGNARD A, et al. A miniature 7g jumping robot[C/OL]//2008 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Piscataway, NJ: IEEE, 2008: 373-378[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/robot.2008.4543236.

[23] SCARFOGLIERO U, STEFANINI C, DARIO P. A bioinspired concept for high efficiency locomotion in micro robots: the jumping Robot Grillo[C/OL]//Proceedings 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Piscataway, NJ: IEEE, 2006: 4037-4042[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/robot.2006.1642322.

[24] SCARFOGLIERO U, STEFANINI C, DARIO P. Design and Development of the Long-Jumping "Grillo" Mini Robot[C/OL]//Proceedings 2007 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Piscataway, NJ: I EEE, 2007: 467-472[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/robot.2007.363830.

[25] ZHAO J, XU J, GAO B, et al. MSU Jumper: A Single-Motor-Actuated Miniature Steerable Jumping Robot[J/ OL]. IEEE Transactions on Robotics, 2013, 29(3): 602-614[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/tro.2013.224937 1.

[26] ZHAO J, ZHAO T, XI N, et al. MSU Tailbot: Controlling Aerial Maneuver of a Miniature-Tailed Jumping R obot[J/OL]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(6): 2903-2914[2026-07-23]. https://doi.org/10.1 109/tmech.2015.2411513.

[27] WOODWARD M A, SITTI M. MultiMo-Bat: A biologically inspired integrated jumping–gliding robot[J/OL]. T he International Journal of Robotics Research, 2014, 33(12): 1511-1529[2026-07-23]. https://doi.org/10.1177/027 8364914541301.

[28] KOVAC M, WASSIM-HRAIZ, FAURIA O, et al. The EPFL jumpglider: A hybrid jumping and gliding robot with rigid or folding wings[C/OL]//2011 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics. Piscataw ay, NJ: IEEE, 2011: 1503-1508[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/robio.2011.6181502.

[29] WANG Y, WANG Q, LIU M, et al. Insect-scale jumping robots enabled by a dynamic buckling cascade[J/OL]. Proceedings of the National Academy of Sciences, 2023, 120(5): e2210651120[2026-07-23]. https://doi.org/10.1 073/pnas.2210651120.

[30] HSIAO Y-H, BAI S, GUAN Z, et al. Hybrid locomotion at the insect scale: Combined flying and jumping fo r enhanced efficiency and versatility[J/OL]. Science Advances, 2025, 11(15): eadu4474[2026-07-23]. https://doi.o rg/10.1126/sciadv.adu4474.

[31] ZHOU Q, LI G, TANG R, et al. Stable Jumping Control Based on Deep Reinforcement Learning for a Locus t-Inspired Robot[J/OL]. Biomimetics, 2024, 9(9): 548[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/biomimetics9090548.

[32] 魏敦文, 葛文杰. 跳跃机器人研究现状和趋势[J/OL]. 机器人, 2014, 36(4): 503-512[2026-07-23]. https://robot.sia. cn/cn/article/doi/10.13973/j.cnki.robot.2014.0503.

[33] 莫小娟, 葛文杰, 赵东来, 等. 微小型跳跃机器人研究现状综述[J/OL]. 机械工程学报, 2019, 55(15): 109-123[20 26-07-23]. https://doi.org/10.3901/jme.2019.15.109.

[34] RAMIREZ SERRANO F, HYUN N S P, STEINHARDT E, et al. A springtail-inspired multimodal walking-ju mping microrobot[J/OL]. Science Robotics, 2025, 10(99): eadp7854[2026-07-23]. https://doi.org/10.1126/sciroboti cs.adp7854.

[35] SINGH S, TEMEL Z, ST. PIERRE R. Multi-modal jumping and crawling in an autonomous, springtail-inspire d microrobot[C/OL]//2024 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). Piscataway, NJ: IEEE, 2024: 5999-6005[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/icra57147.2024.10610130.

[36] PAN Y, TANG G, LIU S, et al. Tumro: A Tunable Multimodal Wheeled Jumping Robot Based on the Bionic Mechanism of Jumping Beetles[J/OL]. Advanced Intelligent Systems, 2024, 6(9): 2400024[2026-07-23]. https:// doi.org/10.1002/aisy.202400024.

[37] JUNG G-P, CASAREZ C S, LEE J, et al. JumpRoACH: A Trajectory-Adjustable Integrated Jumping–Crawling Robot[J/OL]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019, 24(3): 947-958[2026-07-23]. https://doi.org/10.1 109/tmech.2019.2907743.

[38] LIU B, REN Y, WANG Z, et al. The Multimodal Bionic Robot Integrating Kangaroo-Like Jumping and Tortoi se-Like Crawling[J/OL]. Journal of Bionic Engineering, 2025, 22(4): 1637-1654[2026-07-23]. https://doi.org/10.1 007/s42235-025-00710-y.

[39] LIU P, MA S, LIU S, et al. Omnidirectional Jump Control of a Locust-Computer Hybrid Robot[J/OL]. Soft R obotics, 2023, 10(1): 40-51[2026-07-23]. https://doi.org/10.1089/soro.2021.0137.

[40] XU Y, JIN Y, ZHANG W, et al. Design and Optimization of a Miniature Locust-Inspired Stable Jumping Rob

ot[J/OL]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2023, 8(8): 4673-4680[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/lra.2023.3287795.

[41] GUO Q, SUN Y, ZHANG T, et al. Bistable Insect-Scale Jumpers with Tunable Energy Barriers for Multimodal Locomotion[J/OL]. Advanced Science, 2024, 11(34): 2404404[2026-07-23]. https://doi.org/10.1002/advs.202404404.

[42] LIU P, LI Y, MA S, et al. Locust-Derived Biohybrid Muscle Actuators for Low-Power Explosive Jumping[J/OL]. Research, 2025, 8: 0943[2026-07-23]. https://doi.org/10.34133/research.0943.

[43] CAO L, LU G, WANG Z, et al. A 2.6-g Untethered Microrobot with Maneuverable Crawling and High Jumping Performance[J/OL]. Soft Robotics, 2026, 13(2): 208-217[2026-07-23]. https://doi.org/10.1177/21695172251394586.

[44] PARK H-W, WENSING P M, KIM S. Jumping over obstacles with MIT Cheetah 2[J/OL]. Robotics and Autonomous Systems, 2021, 136: 103703[2026-07-23]. https://doi.org/10.1016/j.robot.2020.103703.

[45] FAN J, DU Q, DONG Z, et al. Design of the Jump Mechanism for a Biomimetic Robotic Frog[J/OL]. Biomimetics, 2022, 7(4): 142[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/biomimetics7040142.

[46] PAN Y, FAN J, MA W, et al. Design and motion analysis of a frog-like jumping robot based on a soft body detonation drive[J/OL]. Materials & Design, 2023, 232: 112127[2026-07-23]. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2023.112127.

[47] BELLEGARDA G, SHAFIEE M, ÖZBERK M E, et al. Quadruped-Frog: Rapid Online Optimization of Continuous Quadruped Jumping[C/OL]//2024 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). Piscataway, NJ: IEEE, 2024: 1443-1450[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/icra57147.2024.10610141.

[48] SONG Z, YAN L, JIANG F. The Design of a Bionic Frog Robot[J/OL]. Machines, 2026, 14(3): 325[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/machines14030325.

[49] PAN Y, HU L, OU Y, et al. Design, Dynamic Modeling, and Motion Analysis of a Frog-Inspired Hybrid-Driven Amphibious Robot[J/OL]. Sensors, 2026, 26(13): 3995[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/s26133995.

[50] MA Y, WEI Y, KONG D. A Biologically Inspired Height-Adjustable Jumping Robot[J/OL]. Applied Sciences, 2021, 11(11): 5167[2026-07-23]. https://doi.org/10.3390/app11115167.

[51] BAI S, PAN Q, DING R, et al. An agile monopedal hopping quadcopter with synergistic hybrid locomotion[J/OL]. Science Robotics, 2024, 9(89): eadi8912[2026-07-23]. https://doi.org/10.1126/scirobotics.adi8912.

[52] NOH M, KIM S-W, AN S, et al. Flea-Inspired Catapult Mechanism for Miniature Jumping Robots[J/OL]. IEEE Transactions on Robotics, 2012, 28(5): 1007-1018[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/tro.2012.2198510.

[53] KIM C, LEE D-J, JUNG S-P, et al. Dipo: a miniaturized hopping robot via lightweight and compact actuator design for power amplification[J/OL]. Bioinspiration & Biomimetics, 2023, 18(4): 046006[2026-07-23]. https://doi.org/10.1088/1748-3190/acd290.

[54] AHN C, LIANG X, CAI S. Bioinspired design of light-powered crawling, squeezing, and jumping untethered soft robot[J/OL]. Advanced Materials Technologies, 2019, 4(7): 1900185[2026-07-23]. https://doi.org/10.1002/admt.201900185.

[55] HUANG W, SHANG W, HUANG Y, et al. Insect-Scale SMAW-Based Soft Robot With Crawling, Jumping, and Loading Locomotion[J/OL]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2022, 7(4): 9287-9293[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/lra.2022.3190621.

[56] ZHONG T, WEI F, ZHAI Z, et al. An Untethered Miniature Soft Jumping Robot Inspired by Quadrupeds[J/OL]. Journal of Bionic Engineering, 2023, 20(4): 1467-1480[2026-07-23]. https://doi.org/10.1007/s42235-023-00342-0.

[57] KIM B, ORTEGA-JIMENEZ V M, BHAMLA M S, et al. Passive Aerial Righting and Safe Landing of a Small Bio-Inspired Jumping Robot[C/OL]//2024 IEEE 7th International Conference on Soft Robotics (RoboSoft). Piscataway, NJ: IEEE, 2024: 432-437[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/robosoft60065.2024.10521985.

[58] HONG C, TANG D, QUAN Q, et al. Control of Two-Degree-of-Freedom Inertial Appendages of a Small-Scale Jumping Robot for Enhanced Terrestrial and Aerial Maneuverability[J/OL]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2023, 28(3): 1754-1765[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/tmech.2022.3226773.

[59] TANG L, LI Y, LI B. Moobot: A Miniature Origami Omnidirectional Jumping Robot With High Trajectory Accuracy[J/OL]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2024, 71(6): 6032-6040[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/tie.2023.3294629.

[60] 王振宇, 杨方, 岳映章, 等. 基于均质柔性杆模型的仿袋鼠机器人柔性脚着地阶段运动特性研究[J/OL]. 机器人, 2009, 31(5): 460-464[2026-07-23]. https://robot.sia.cn/article/id/1633.

[61] 王寰, 吉爱红, 戴振东, 等. 一种仿蝗虫跳跃机器人的能量转换机制及跳跃稳定性设计[J/OL]. 中国机械工程, 2018, 29(4): 379-384[2026-07-23]. https://www.cmemo.org.cn/CN/Y2018/V29/I04/379.

[62] YUN R, LIU Z, LENG J, et al. A Millimeter-Scale Multilocomotion Microrobot Capable of Controlled Crawling and Jumping[J/OL]. Soft Robotics, 2024, 11(2): 361-370[2026-07-23]. https://doi.org/10.1089/soro.2023.0025.

[63] YUN R, LIU Z, LENG J, et al. A 3.4-Millimeter Flea-Sized Robot With Powerful Jumping and Fast Crawling Locomotion[J/OL]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2023, 8(5): 2868-2873[2026-07-23]. https://doi.org/10.1109/lra.2023.3261740.

月球基地时敏服务多漫游器黎曼覆盖优化部署方法

王俊午[1]，张良[1]，徐泽远[2]，何舒平[1]，张泽旭[3]

（1. 安徽大学电气工程与自动化学院，安徽 合肥 230601；
2. 帕维亚大学电气计算机与生物医学工程学院，帕维亚 意大利 27100；
3. 哈尔滨工业大学航天学院，黑龙江 哈尔滨 150001）

摘　要：针对月球基地曲面服务区域内多漫游器部署难以同时兼顾几何约束、运动能力差异与服务响应时效性的问题，提出一种基于黎曼梯度下降的时敏覆盖优化部署方法。将基地周边服务区域建模为带边界黎曼流形，以约束测地距离和名义最大通行速度构造预计服务响应时间，并建立时敏黎曼 Voronoi 服务分区；进一步构造加权响应代价函数，推导部署位置的黎曼梯度更新方向，并通过带权可行图与 Dijkstra 搜索处理不可通行区域。归一化半球面仿真表明，与标准黎曼 Voronoi-Lloyd 方法相比，所提方法可根据漫游器速度与服务需求强度调整责任区和部署构型，降低平均服务响应时间。

关键词：月球基地；多漫游器；时敏服务；黎曼流形；覆盖优化部署

中图分类号：TP242　　**文献标志码：**A

Riemannian coverage optimization method for multi-rover deployment in time-sensitive lunar base services

WANG Junwu[1], ZHANG Liang[1], XU Zeyuan, HE Shuping[1], ZHANG zexu[2]

(1. School of Electrical Engineering and Automation, Anhui University, Hefei 230000, China;
2. Department of Electrical, Computer and Biomedical Engineering, University of Pavia, 27100 Pavia, Ital;
3. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: To address lunar-surface curvature, rover mobility differences, and response timeliness, a Riemannian-gradient coverage optimization method is proposed for multi-rover deployment at a lunar base. The service region is modeled as a Riemannian manifold with boundary. Constrained geodesic distance and rover speed define response time and a time-sensitive Riemannian Voronoi partition. A weighted response cost is minimized through Riemannian-gradient position updates, while impassable regions are handled using a weighted feasible graph and Dijkstra search. In a normalized hemispherical scenario, the method adapts responsibility regions and deployment configurations to rover speeds and service-demand intensity, yielding a lower average response time than the baseline Riemannian Voronoi-Lloyd method.

Keywords: lunar base; multi-rover; time-sensitive service; Riemannian manifold; optimal deployment

0 引言

多漫游器覆盖优化部署是在给定服务区域内调整漫游器空间位置，使其在满足运动约束的同时提高整体服务能力。多机器人 Voronoi 覆盖研究的相关进展见综述[1]，其理论基础包括基于 Voronoi 分区的覆盖控制[2]以及质心 Voronoi 剖分与 Lloyd 迭代[3]。面向月球基地，漫游器可承担基地周边巡视、设施状态获取和应急保障等移动服务；部署方案除需满足空间覆盖要求外，还应缩短不同位置服务需求的响应时间。因此，本文关注月面曲面约束下多漫游器服务责任区划分与部署位置优化问题。

月面漫游器是月球表面探测与基地建设活动的重要移动载体，其自主移动能力直接影响服务范围和作业效率[4]。月球南极等区域存在起伏地形及局部不可通行区域，相关研究通常将安全路径规划和自主导航作为漫游器作业的基础环节[5]。为突出月面曲率和可行路径约束对部署结果的影响，本文将月球基地周边服务区域抽象为带边界黎曼流形，并采用限制在可行域内的测地距离描述漫游器沿曲面移动的路径代价。已有研究通过广义 Voronoi 分区、测地距离及黎曼梯度处理非凸区域和曲面覆盖问题[6-8]，但对异构运动能力与服务响应时效性的联合考虑仍较少。

对于响应时延敏感的月球基地服务需求，若仅依据空间距离划分服务责任区，可能使通行速度较低的漫游器承担过大的区域，从而增加系统整体响应代价。现有时间敏感覆盖研究通过乘性加权 Voronoi 分区和服务响应时间代价处理漫游器速度差异[9]，并进一步考虑非完整约束与异构条件[10]，但相关模型主要在欧氏平面中建立。本文所称时敏服务特指对响应时间敏感的空间服务需求，不额外假设显式截止时间、任务队列或动态到达过程。

针对上述问题，本文提出一种月球基地时敏服务多漫游器黎曼覆盖优化部署方法。首先，将基地周边服务区域建模为带边界黎曼流形，以约束测地距离表征漫游器在可行月面上的移动代价；其次，结合各漫游器的名义最大通行速度构造预计服务响应时间，建立时敏黎曼 Voronoi 服务分区；然后，构造加权服务响应代价函数，推导部署位置的黎曼梯度更新方向；最后，利用带权可行图、Dijkstra 最短路径和顺序扫描实现不可通行区域约束下的离散部署优化。归一化半球面场景的数值结果用于验证所提方法的分区特性、代价下降行为及响应时间改善效果。

1 黎曼几何基础与月面服务问题描述

1.1 黎曼流形与测地距离

为描述月球基地局部曲面上的漫游器通行约束，本文将服务区域建模为 m 维黎曼流形 M，并将漫游器可通行区域记为$\Omega\subseteq M$。对于任意点 $p\in M$，其切空间记为T_pM。黎曼度量$g_p(\cdot\,,\cdot\,)$用于定义切向量之间的内积，在局部坐标 $\boldsymbol{x}=(x^1,x^2,\cdots,x^m)$下可表示为

$$g_p(\boldsymbol{\xi},\boldsymbol{\eta})=g_{rs}(p)\xi^r\eta^s \tag{1}$$

其中，$g_{rs}(p)$为黎曼度量张量的坐标分量，$\boldsymbol{\xi},\boldsymbol{\eta}\in T_pM$。本文采用爱因斯坦求和约定，即重复出现的上下指标默认求和。

设：$\gamma:[0,1]\to M$ 为流形上的一条光滑曲线，则其长度定义为

$$L(\gamma)=\int_0^1\sqrt{g_{\gamma(t)}(\dot{\boldsymbol{\gamma}}(t),\dot{\boldsymbol{\gamma}}(t))}\,\mathrm{d}t \tag{2}$$

对于带边界的服务区域，两点 $p,q\in\Omega$之间的距离采用长度度量（Length Metric）定义[11]：

$$d_\Omega(p,q)=\inf_{\gamma\in\Gamma_\Omega(p,q)}L(\gamma) \tag{3}$$

其中，$\Gamma_\Omega(p,q)=\{\gamma:[0,1]\to\Omega\mid\gamma(0)=p,\gamma(1)=q\}$表示所有完全位于可行区域$\Omega$内、连接 p 与 q 的可行路径集合。本文以长度度量作为距离函数，构造基于服务响应时间的服务区域划分与覆盖部署优化模型。

需要指出，距离函数并非处处光滑。当点 q 位于点 p 的 cut locus 上时，连接两点的最短测地线可能不唯一，从而导致距离函数不可微。本文后续推导默认避开 cut locus 等奇异集合。由于该类集合在测度意义下为零，因此不影响覆盖部署代价函数的积分表达。

1.2 切空间、微分与黎曼梯度

漫游器部署位置受流形约束，其位置调整方向应属于当前位置处的切空间[12]。设 f：$M\to\mathbf{R}$ 为光滑函数，$\mathrm{d}f_p$表示 f 在点 p 处的微分。对于任意切向量$\boldsymbol{\xi}\in T_pM$，$\mathrm{d}f_p(\boldsymbol{\xi})$表示函数 f 沿方向$\boldsymbol{\xi}$的变化率。

由于微分属于余切空间，不能直接作为漫游器位置调整方向。借助黎曼度量，可将微分 $\mathrm{d}f_p$对应为切空间中的黎曼梯度。黎曼梯度 $\mathrm{grad}f(p)$定义为满足

$$\mathrm{d}f_p(\boldsymbol{\xi})=g_p(\mathrm{grad}f(p),\boldsymbol{\xi}),\forall\,\boldsymbol{\xi}\in T_pM \tag{4}$$

在局部坐标下，黎曼度量矩阵 $\boldsymbol{G}(p)=[g_{rs}(p)]$，

则黎曼梯度可写为

$$\mathrm{grad}f(p)=\boldsymbol{G}^{-1}(\mathrm{p})\left[\frac{\partial f}{\partial x^1}(p),\frac{\partial f}{\partial x^2}(p),\cdots,\frac{\partial f}{\partial x^m}(p)\right]^{\mathrm{T}} \tag{5}$$

黎曼梯度方向对应于流形上函数增长最快的方向。因此，对于覆盖部署代价函数 $H(P)$，其最速下降方向为关于各漫游器部署位置的负黎曼梯度方向。后续将基于该性质构造部署更新规则，使漫游器沿代价下降方向调整位置并获得优化部署构型。

1.3 月球基地时敏服务覆盖问题描述

设 N 个漫游器部署于月球基地服务区域Ω中，位置集合为 $P=\{p_1,p_2,\cdots,p_N\}$，第 i 个漫游器的名义最大通行速度为$v_i>0$。对于任意点 $q\in\Omega$，漫游器响应该点服务需求的代价不仅与测地距离有关，还与自身通行速度有关，因此定义预计服务响应时间为

$$T_i(q)=\frac{d_\Omega(p_i,q)}{v_i} \tag{6}$$

同时，引入服务需求强度函数$\rho(q)$描述区域重要程度，较大的$\rho(q)$表示该区域具有更高服务需求。本文的时敏性主要体现在两个方面：一是服务分区依据预计服务响应时间，体现漫游器速度差异；二是部署代价采用服务需求强度加权，体现不同区域的响应优先级。

2 月球基地多漫游器覆盖部署建模

2.1 基于测地响应时间的服务区划分

设月球基地服务区域为带光滑边界的黎曼流形Ω，其中部署 N 个漫游器，其部署位置集合记为 $P=\{p_1,p_2,\ldots,p_N\},p_i\in\Omega$。记漫游器 i 的名义最大通行速度为$v_i>0$。对于任意点 $q\in\Omega$，定义漫游器 i 对该点的测地服务响应时间为$T_i(q)=\frac{d_\Omega(p_i,q)}{v_i}$，根据最小服务响应时间原则，将服务区域划分为

$$V_i=\left\{q\in\Omega\,|\,\frac{d_\Omega(q,p_i)}{v_i}\le\frac{d_\Omega(q,p_j)}{v_j},\forall\,j\neq i\right\} \tag{7}$$

由此得到时敏 Voronoi 服务分区 $V(P)=\{V_1,V_2,\ldots,V_N\}$。对于任意空间点，其服务归属由预计服务响应时间最短的漫游器确定。当所有漫游器速度相同时，上述分区退化为基于测地距离的基准 Voronoi 服务分区。

2.2 时敏服务覆盖部署代价函数构建

基于时敏黎曼 Voronoi 服务分区，定义覆盖部署代价函数为

$$H(P)=\sum_{i=1}^{N}\int_{V_i}\frac{d_\Omega^2(q,p_i)}{v_i^2}\rho(q)\mathrm{d}\mu(q) \tag{8}$$

其中，$d_\Omega(q,p_i)$为限制在Ω内的测地距离，$\rho(q)$为服务需求强度函数，$\mathrm{d}\mu(q)$为黎曼体积元。

上述代价累计了各服务需求点到其负责漫游器的服务响应时间平方，并以服务需求强度加权。因此，最小化该函数对应于在既定曲面、速度和需求分布下优化漫游器部署位置，使系统加权服务响应代价降低。

3 基于黎曼梯度的覆盖优化部署方法

3.1 覆盖部署代价函数的坐标微分

由第 2.2 节可知，覆盖部署代价函数中的积分区域V_i随漫游器部署位置变化而变化。因此，对 H(P)关于漫游器位置参数坐标求偏导时，除被积函数本身的变化外，还会产生由分区边界移动引起的边界项。参考 Voronoi 覆盖函数求导中的处理方法[6]，并结合带边界黎曼流形上的覆盖优化结果[7]，下面以θ_i为例说明边界项的处理过程。

记与V_i共享边界的邻居集合为N_i，相邻区域V_i与V_j的公共边界为$\Gamma_{ij}=\partial V_i\cap\partial V_j$，$j\in N_i$。令$f_i(q,p_i)=\frac{\mathrm{d}_\Omega^2(q,p_i)}{v_i^2}$，根据积分区域随参数变化的求导公式，$H(P)$关于$\theta_i$的偏导可分为区域内部项、自身区域边界项以及相邻区域边界项，即

$$\frac{\partial H}{\partial\theta_i}=\int_{V_i}\frac{\partial f_i(q,p_i)}{\partial\theta_i}\rho(q)\mathrm{d}\mu(q)+\int_{\partial V_i}f_i(q,p_i)\rho(q)g_q\left(\frac{\partial(\partial V_i)}{\partial\theta_i},n_i\right)\mathrm{d}\sigma(q)+\sum_{j\in N_i}\int_{\Gamma_{ij}}f_j(q,p_j)\rho(q)g_q\left(\frac{\partial(\partial V_j)}{\partial\theta_i},n_j\right)d\sigma(q)\tag{9}$$

其中，第一项表示被积函数随漫游器位置坐标变化产生的区域内部贡献；第二项表示区域V_i边界移动产生的贡献；第三项表示相邻区域V_j的边界随$\mathrm{p_i}$扰动产生的贡献。n_i和n_j分别表示公共边界相对于V_i和V_j的单位外法向量，$d\sigma(q)$为边界测度。服务区域的固定外边界不随漫游器部署位置变化，相应边界速度为零，因此不产生额外贡献；后续仅需处理相邻服务责任区之间移动的公共边界。

在公共边界Γ_{ij}上，由时敏 Voronoi 服务分区定义可知，两侧预计服务响应时间相等，即$\frac{d_\Omega(q,p_i)}{v_i}=\frac{d_\Omega(q,p_j)}{v_j}$，因此$f_i(q,p_i)=f_j(q,p_j),q\in\Gamma_{\mathrm{ij}}$。同时，$\Gamma_{\mathrm{ij}}$对$V_i$和$V_j$来说是同一条几何边界。边界扰动产生的几何运动速度相同，但两侧区域的单位外法向量均位于边界点 q 处的同一切空间内，且方向相反，即：$n_j=-n_i$。因此，在任意公共边界Γ_{ij}上，来自相邻两个区域的边界项满足：

$$\int_{\Gamma_{ij}}f_i(q,p_i)\rho(q)g_q(\frac{\partial(\partial V_i)}{\partial\theta_i},n_i)\mathrm{d}\sigma(q)+\int_{\Gamma_{ij}}f_j(q,p_j)\rho(q)g_q(\frac{\partial(\partial V_j)}{\partial\theta_i},n_j)d\sigma(q)=0\tag{10}$$

由此，覆盖部署代价函数关于θ_{i}的微分可化简为仅包含区域内部项的形式，由于$f_i(q,p_i)=\frac{\mathrm{d}_\Omega^2(q,p_i)}{v_i^2}$，且 v_i为常数，因此得：

$$\frac{\partial H}{\partial\theta_i}=\int_{V_i}\frac{2d_\Omega(q,p_i)}{v_i^2}\frac{\partial d_\Omega(q,p_i)}{\partial\theta_i}\rho(q)\mathrm{d}\mu(q)\tag{11}$$

下面进一步给出距离函数关于漫游器部署坐标的微分。记$\boldsymbol{z_{p_iq}}$为从 p_i指向 q 的最短测地线在 p_i处的切向量，在半球面参数坐标(θ_i,ϕ_i)下，可表示为$\boldsymbol{z_{p_iq}}=z_{p_iq}^{\theta}\frac{\partial}{\partial\theta_i}+z_{p_iq}^{\phi}\frac{\partial}{\partial\phi_i}$。

半径为 R 的半球面在参数坐标下的黎曼度量为 $\mathrm{ds}^2=R^2\sin^2\phi_{\mathrm{i}}\,\mathrm{d}\theta_i^2+R^2\mathrm{d}\phi_i^2$。距离函数关于$\theta_i$的偏导满足

$$\frac{\partial d_{\Omega}(q,p_i)}{\partial \theta_i}=\frac{-R^2\sin^2\phi_i\, z_{p_iq}^{\theta}}{\sqrt{R^2\sin^2\phi_i\left(z_{p_iq}^{\theta}\right)^2+R^2\left(z_{p_iq}^{\phi}\right)^2}} \tag{12}$$

将距离函数关于θ_i的偏导代入覆盖部署代价函数偏导式，可得

$$\frac{\partial H}{\partial \theta_i}=\int_{V_i}\frac{2d_{\Omega}(q,p_i)}{v_i^2}\frac{-R^2\sin^2\phi_i\, z_{p_iq}^{\theta}}{\sqrt{R^2\sin^2\phi_i\left(z_{p_iq}^{\theta}\right)^2+R^2\left(z_{p_iq}^{\phi}\right)^2}}\rho(q)\mathrm{d}\mu(q) \tag{13}$$

同理可得关于ϕ_i的偏导

$$\frac{\partial H}{\partial \phi_i}=\int_{V_i}\frac{2d_{\Omega}(q,p_i)}{v_i^2}\frac{-R^2 z_{p_iq}^{\phi}}{\sqrt{R^2\sin^2\phi_i\left(z_{p_iq}^{\theta}\right)^2+R^2\left(z_{p_iq}^{\phi}\right)^2}}\rho(q)\mathrm{d}\mu(q) \tag{14}$$

上述结果给出了覆盖部署代价函数在半球面参数坐标下的坐标微分形式，为下一节利用半球面黎曼度量矩阵反求黎曼梯度分量提供了基础。

3.2 黎曼梯度与部署更新规则

需要注意的是，$\partial H/\partial\theta_i$和$\partial H/\partial\phi_i$描述的是代价函数在参数坐标方向上的变化率，本质上属于微分的坐标分量，不能直接作为漫游器在流形上的位置调整方向。为得到满足流形约束的下降方向，需要借助黎曼度量将微分转换为黎曼梯度。

半径为 R 的半球面在参数坐标(θ_i,ϕ_i)下的黎曼度量矩阵为

$$\boldsymbol{G}(p_i)=\begin{bmatrix}R^2\sin^2\phi_i & 0\\ 0 & R^2\end{bmatrix} \tag{15}$$

根据黎曼梯度与微分之间的对应关系，黎曼梯度的坐标分量可由逆度量矩阵作用于坐标微分得到，即

$$grad_{p_i}H=\boldsymbol{G}^{-1}(p_i)\left[\frac{\partial H}{\partial\theta_i},\frac{\partial H}{\partial\phi_i}\right]^{\mathrm{T}} \tag{16}$$

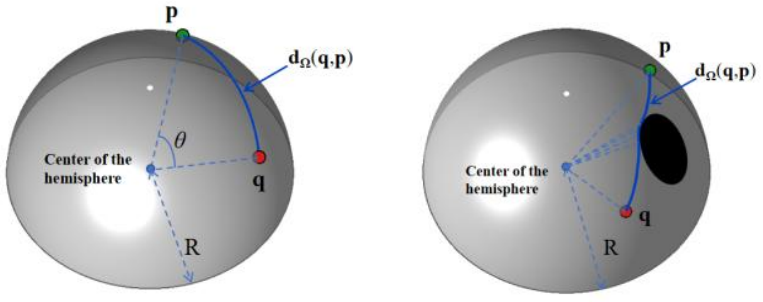
为最小化覆盖部署代价函数，构造漫游器部署位置的连续调整量为

$$u_i=-k\,grad_{p_i}H \tag{17}$$

其中，$k>0$ 为正的更新增益。该规则表明，漫游器沿覆盖部署代价函数在流形上的负黎曼梯度方向调整位置，其更新方向由服务责任区内服务需求点的测地距离、服务需求强度和漫游器速度共同决定。

3.3 算法的离散化部署实现

在前述服务分区与覆盖部署代价函数中，漫游器到服务需求点之间的距离是决定服务归属和代价大小的核心量。数值实现需要分别处理无障碍月面上的测地距离，以及存在不可通行区域时的约束可行距离。图 1 给出了两类距离的几何示意。



(a) (b)

图 1 月面曲面模型上的无障碍测地距离与不可通行区域约束测地距离示意图

Fig. 1 Schematic illustration of obstacle-free and obstacle-constrained geodesic distances on a curved lunar-surface model

在无障碍半球面上，任意两点 p,q∈M 之间的测地距离可由球面大圆弧长给出，即

$$d_g(p,q)=R\arccos\left(\frac{p^Tq}{R^2}\right)$$

其中 R 为半球面半径。该式中的夹角由两点对应的半径向量确定，因此$d_g(p,q)$表示沿半球面连接 p 与 q 的最短弧长，如图 1(a)所示。

当月面服务区域中存在不可通行区域时，完整曲面上的直接测地线可能穿越不可通行区域，因而不能用于表征漫游器的实际通行代价。本文采用式（3）定义的约束长度度量d_Ω，以描述限制在可行域Ω=M∖ O 内的最短可行路径，其中 O 表示月面不可通行区域，如图 1(b)所示。为实现该距离的数值计算，下面将可行区域离散为带权图，并利用最短路径算法进行近似求解。

首先，在半球面上生成有限个采样点，并删除位于不可通行区域内的采样点，得到可行采样点集合。记离散后的带权图为 G=(V,ℰ,w)，其中 V 表示不属于不可通行区域的可行采样点集合，ℰ表示相邻可行采样点之间的连边，w 表示边权函数。对于相邻采样点$q_a,q_b\in V$，边权取为二者之间的局部测地距离，即

$$w_{ab}=d_g(q_a,q_b)=R\arccos\left(\frac{q_a^Tq_b}{R^2}\right) \tag{18}$$

不可通行区域内的采样点以及穿越该区域的连边均从图中剔除，因此图 G 中的任意路径都对应一条位于可行区域内的离散可行路径。图 2 展示了基于 8 邻接月面可行图的约束测地距离计算过程，其中蓝色路径表示由 Dijkstra 搜索得到的最短可行路径。

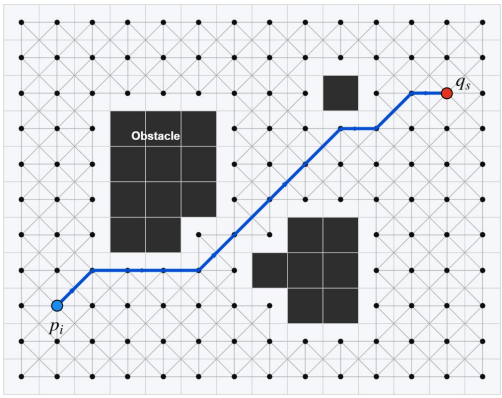


图 2 基于 8 邻接月面可行图的约束测地距离计算示意图

Fig. 2 Schematic illustration of constrained geodesic-distance computation using an 8-connected lunar-surface feasible graph

基于上述带权图，漫游器 i 到采样点q_s的约束测地距离可通过 Dijkstra 最短路径搜索近似计算为

$$\widehat{d}_{\Omega}(p_i,q_s)\approx\min_{\gamma\in P_{i,s}}\sum_{(q_a,q_b)\in\gamma}w_{ab} \tag{19}$$

其中，$P_{i,s}$表示图 G 中从漫游器当前位置对应节点到采样点q_s的所有可行路径集合，γ 表示其中任意一条可行路径。

在离散实现中，连续推导中的最短路径初始方向由 Dijkstra 最短路径的第一条可行边近似。若存在等长最短路径，则采用固定的节点编号顺序打破平局，以保证结果可复现。图搜索用于计算离散可行距离[13-15]，并不等同于对非光滑约束距离建立全局可微性。

由此得到的$\widehat{d}_{\Omega}(p_i,q_s)$将作为前文预计服务响应时间和时敏 Voronoi 服务分区中的距离项。在含不可通行区域的场景下，采样点的归属仍按照最小预计服务响应时间原则确定，距离采用可行区域内的约束测地距离d_Ω。因此，不可通行区域对漫游器实际通行代价的影响被引入到距离计算和分区构造过程中，并进一步影响后续部署代价计算与漫游器位置更新。

基于上述距离和方向近似，本文采用随机排列的 Gauss–Seidel 顺序扫描。第 k 轮开始时令 $P^{k,0}=P^{k}$，由给定随机种子生成漫游器排列 π_k。扫描到第 r 个漫游器 $i=\pi_k(r)$时，所有距离、服务责任分区和候选移动均基于当前构型 $P^{k,r-1}$ 计算；一旦移动被接受，更新结果立即写入 $P^{k,r}$，供本轮后续漫游器使用。

对任一服务节点q_s，先比较当前各漫游器服务响应时间，并通过

$$a(q_s)=\min\arg\min_{1\le j\le N}\frac{\hat{d}_{\Omega}(p_j,q_s)}{v_j}$$

并令

$$V_j=\{q_s\in V:a(q_s)=j\}$$

确定唯一负责漫游器。记 A_s为节点 q_s对应的面积权重，相应离散部署目标为

$$H_{\mathrm{h}}(P)=\sum_{i=1}^{N}\sum_{q_s\in V_i(P)}\frac{\hat{d}_{\Omega}^{2}(p_i,q_s)}{v_i^{2}}\rho(q_s)A_s \tag{20}$$

根据第 3.2 节的连续下降方向计算漫游器 i 的负黎曼梯度方向，记为$\hat{\xi}_i=-\mathrm{gradpiH}$，对其所有可行相邻节点 $z\in N(p_i)$，以 $\eta_{i,z}=\mathrm{Log}_{p_i}(z)$表示局部候选方向，并按下式余弦值从大到小排序：

$$c_{i,z}=\frac{g_{p_i}(\hat{\xi}_i,\eta_{i,z})}{//\hat{\xi}_i//_g//\eta_{i,z}//_g}$$

余弦值相同时按候选节点编号从小到大排列。算法依次检验候选节点；对每个候选构型重新计算服务责任分区和H_h，接受第一个满足$H_h(P_{cand})\le H_h(P_{cur})-\varepsilon_{acc}$的移动，其中$\varepsilon_{acc}\ge 0$ 为下降接受阈值。若全部相邻候选均不满足该条件，则漫游器保持原位。该规则同时保证图上移动可行，并排除仅由浮点误差造成的虚假下降。

完成一轮扫描后令$P^{k+1}=P^{k,N}$。若整轮没有漫游器移动，或相对目标变化

$$\frac{\left|H_{\mathrm{h}}(P^{k+1})-H_{\mathrm{h}}(P^{k})\right|}{\max\{H_{\mathrm{h}}(P^{k}),\varepsilon_0\}}\le\varepsilon_H \tag{21}$$

连续满足预设轮数，则终止；否则继续扫描，直至达到最大轮数K_{max}。这里的终止只表示在给定网格、候选邻域和阈值下未发现可接受移动，不等同于连续问题的全局最优或全局收敛。

算法 1：不可通行区域约束下的时敏黎曼覆盖优化部署算法

输入：带权可行图 $G=(V,\mathscr{E},w)$，初始部署构型P^0，名义最大通行速度v_i，服务需求强度$\rho(q_s)$与面积A_s，阈值$\varepsilon_{acc},\varepsilon_H,\varepsilon_0$，连续满足轮数$L_{stop}$，最大轮数$K_{max}$。

输出：满足停止条件的离散终止部署构型P^* 。

1：令 $k=0$，计算$H_h(P^0)$；

2：while $k<K_{max}$ do

3：由随机种子生成本轮漫游器排列π_k，令$P^{k,0}=P^k$，*moved=false*；

4：for $r=1,\ldots,N$ do

5：令 $i=\pi_k(r)$，以当前部署构型$P_{cur}=P^{k,r-1}$ 计算 Dijkstra 距离；

6：按最小服务响应时间分配服务节点；距离并列时取编号最小的漫游器；

7：根据 Dijkstra 路径第一条边计算$\hat{\xi}_i$；等长路径按前驱节点编号处理；

8：将可行相邻节点按$c_{i,z}$递减排序；余弦值并列时按节点编号排序；

9：依次构造P_{cand}，重新计算分区与$H_h(P_{cand})$；

10：接受首个满足$H_h(P_{cand})\le H_h(P_{cur})-\varepsilon_{acc}$ 的候选，并令 *moved=true*；

11：若无候选被接受，则令$P^{k,r}=P^{k,r-1}$；

12：end for

13：令$P^{k+1}=P^{k,N}$，计算整轮相对目标变化；

14：若整轮无移动，或相对目标变化连续L_{stop} 轮不超过ε_H，则停止；

15：令 $k=k+1$；

16：end while

17：输出$P^* = P^k$。

4 月球基地时敏服务场景仿真验证

为验证所提方法在曲面服务区域中的部署效果，本文选取半球面作为月球基地局部服务区域的抽象曲面模型。该模型用于检验曲率、漫游器速度差异和非均匀服务需求对分区及部署结果的影响，不代表真实月面地形重建。仿真中首先在曲面上生成离散服务节点，并基于测地距离与漫游器速度计算各节点的预计服务响应时间，据此构造时敏黎曼 Voronoi 服务分区；随后采用第 3 节给出的部署更新规则调整漫游器位置，直至满足停止条件。

4.1 基于测地响应时间的服务责任区划分验证

首先验证所构造时敏黎曼 Voronoi 服务分区的有效性。实验选取半径 $R=10$ 的半球面作为月球基地局部服务区域的抽象模型，在曲面上部署两个漫游器，并采用均匀服务需求强度描述服务区域。两个漫游器的名义最大通行速度分别设置为$v_1=3$ 和$v_2=1$。根据式（7）定义的最小服务响应时间准则构造时敏黎曼 Voronoi 服务分区，并与等速条件下的基准测地 Voronoi 服务分区进行对比。为避免将抽象模型与真实月面尺度混同，本节长度、速度和时间均采用归一化量纲。



(a) 标准黎曼 Voronoi 服务分区　　(b) 时敏黎曼 Voronoi 服务分区

(a) Baseline Riemannian Voronoi service partition　　(b) Time-sensitive Riemannian Voronoi service partition

图 3 基于测地响应时间的服务责任区划分验证

Fig. 3 Verification of service-region partitioning based on geodesic response time

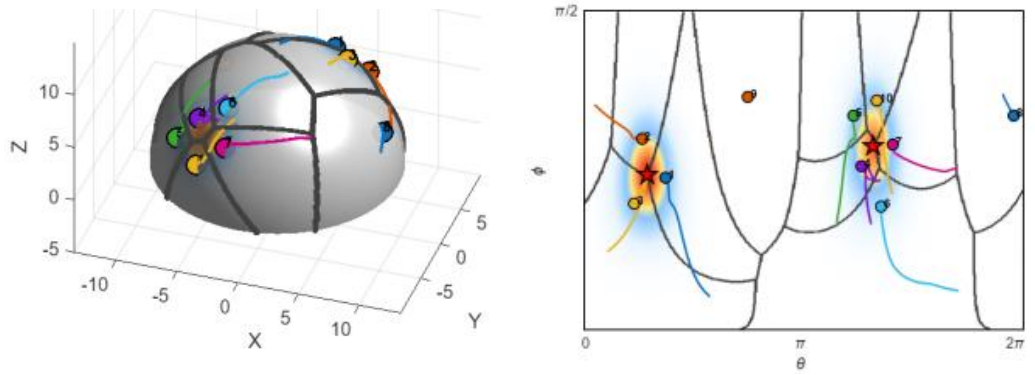
图 3 给出了两种分区结果。速度相同时，分区边界近似位于两漫游器之间的测地中垂位置；当$v_1=3$，$v_2=1$ 时，高速漫游器对应服务责任区明显扩大，低速漫游器仅负责其附近区域。结果说明，所构造时敏黎曼 Voronoi 服务分区能够反映漫游器通行能力差异。

4.2 非均匀服务需求下的时敏覆盖部署验证

为进一步验证所提方法在非均匀服务需求场景中的部署性能，本文在半球面上构造两个高需求服务区域，用于模拟月球基地周边服务请求在空间上的非均匀分布。服务需求强度函数定义为

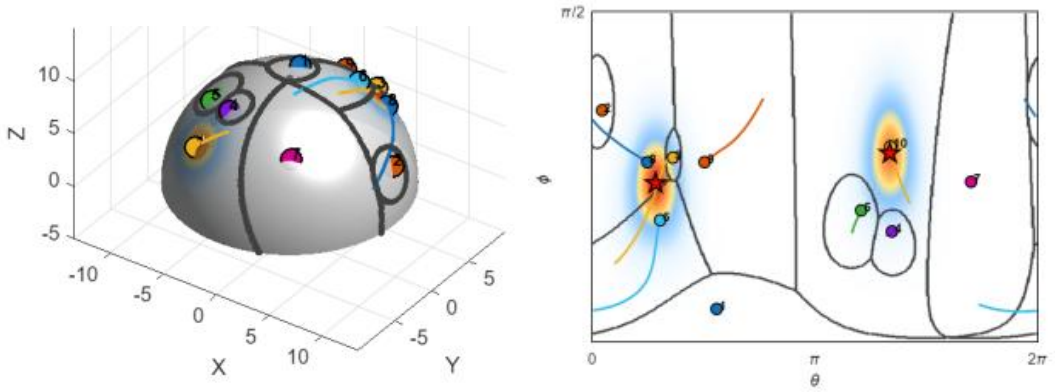
$$\rho(q)=\sum_{l=1}^{2} a_l \exp\left(-\frac{d_\Omega^2(q,c_l)}{2\sigma_l^2}\right) \tag{22}$$

其中，c_l表示第 l 个高需求服务区中心，σ_l表示服务需求扩散范围，a_l表示服务需求强度。实验中半球半径取 R=10，两个高需求服务区中心在参数坐标(θ,ϕ)下分别设为$c_1=(0.90,0.78)$，$c_2=(4.20,0.92)$，对应参数取值为$\sigma_1=1.8,\sigma_2=2.0,a_1=1.0,a_2=0.9$。实验中设置 N=10 个漫游器，其名义最大通行速度向量设置为 v=[1.0,1.0,1.2,1.2,1.5,2.5,2.8,3.0,3.2,3.5]，两种方法在相同初始位置和相同服务需求强度函数下进行迭代，最终部署构型如图 4 所示。



(a) 标准黎曼 Lloyd 部署方法

(a) Baseline Riemannian Lloyd deployment method



(b) 本文时敏黎曼部署方法

(b) Proposed time-sensitive Riemannian deployment method

图 4 非均匀服务需求下的最终部署构型对比

Fig. 4 Comparison of final deployment configurations under non-uniform service demand

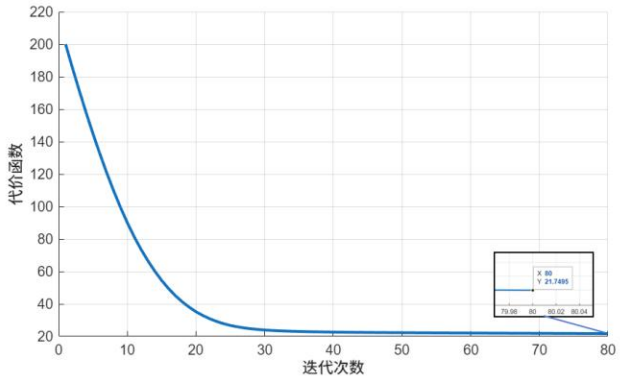


图 5 时敏覆盖部署代价收敛曲线

Fig. 5 Convergence curve of the time-sensitive deployment cost

本文选取标准黎曼 Lloyd 部署方法作为对比方法。该方法依据测地距离构造标准黎曼 Voronoi 服务分区，不考虑漫游器速度差异；本文方法则依据预计服务响应时间构造时敏黎曼 Voronoi 服务分区。两种方法采用相同的服务需求强度、初始位置和迭代参数，并统一按照漫游器的实际设定速度计算平均服务响应时间，以保证比较口径一致。

漫游器根据第 3 节给出的部署更新规则迭代调整位置，直至整轮无漫游器移动，或相对目标变化连续L_{stop}轮不超过ε_H。图 5 给出了本文方法对应的时敏覆盖部署代价变化曲线。可以看出，代价函数在迭代初期快速下降，随后逐渐趋于稳定，说明所构造更新规则能够使部署代价持续下降，并获得稳定的离散部署构型。

为定量评价部署效果，从服务需求强度函数$\rho(q)$中随机采样服务需求点。对于任意服务需求点q_s，其响应时间定义为漫游器集群中预计服务响应时间的最小值，即

$$T(q_s)=\min_i \frac{d_\Omega(q_s,p_i)}{v_i} \tag{23}$$

进一步定义平均服务响应时间为

$$\overline{T}=\frac{1}{N_s}\sum_{s=1}^{N_s} T(q_s) \tag{24}$$

其中，N_s为随机服务需求点数量。随机服务需求点根据半球面服务需求强度函数生成，服务需求点主要分布在高需求服务区附近。平均服务响应时间用于衡量漫游器集群对随机服务需求点的整体响应效率，分别设置N_s=100、1000、10000，并计算两种方法对应的归一化平均服务响应时间，结果如表 1 所示。

表 1 非均匀任务密度下不同覆盖方法的平均到达时间 Table 1 Average arrival times and improvement ratios of different coverage methods under non-uniform task density

目标点数量	标准黎曼 Voronoi-Lloyd 平均到达时间/s	时间敏感黎曼 Voronoi 平均到达时间/s	改善比例(%)
100	0.977 9	0.709 0	27.49
1 000	0.941 4	0.660 5	29.85
10 000	0.955 3	0.634 9	33.54

由表 1 可知，在不同随机服务需求点数量下，时敏黎曼 Voronoi 部署方法均获得了较低的平均服务响应时间。与标准黎曼 Voronoi-Lloyd 部署方法相比，本文方法在各组样本规模下均表现出稳定改善。这说明在当前归一化仿真条件下，将漫游器速度纳入服务分区与部署优化能够更准确地表征其响应能力，并降低系统平均服务响应时间。

5 总结与展望

本文面向月球基地周边曲面服务区域中的时敏服务需求，提出了一种基于黎曼梯度下降的多漫游器覆盖优化部署方法。该方法以约束测地距离和漫游器名义最大通行速度构造预计服务响应时间，建立时敏黎曼 Voronoi 服务分区，并通过覆盖部署代价函数的黎曼梯度确定位置更新方向；针对不可通行区域，进一步给出了基于带权可行图和 Dijkstra 搜索的离散实现。归一化半球面场景的仿真结果表明，所提方法能够根据漫游器运动能力和服务需求强度调整服务责任区与部署构型，并降低平均服务响应时间。当前验证采用抽象曲面和静态服务需求，尚未引入真实月面高程、地形相关通行能力及动态服务请求；后续可在此基础上进一步开展面向真实月面数据的验证。

参考文献：

[1] ZHOU M, LI J, WANG C, WANG J, WANG L. Applications of Voronoi diagrams in multi-robot coverage: a review[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2024, 12(6): 1022.

[2] CORTES J, MARTINEZ S, KARATAS T, BULLO F. Coverage control for mobile sensing networks[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 2004, 20(2): 243-255.

[3] DU Q, FABER V, GUNZBURGER M. Centroidal Voronoi tessellations: applications and algorithms[J]. SIAM Review, 1999, 41(4): 637-676.

[4] NISHIDA S, WAKABAYASHI S. Lunar surface exploration using mobile robots[J]. Central European Journal of Engineering, 2012, 2: 156-163.

[5] WANG H T, YU M, LI Y Y, et al. Autonomous navigation path planning algorithm for rovers in lunar south pole surface[J]. Journal of Deep Space Exploration, 2023, 10(6): 598-607.

[6] PIMENTA L C A, KUMAR V, MESQUITA R C, PEREIRA G A S. Sensing and coverage for a network of heterogeneous robots[C]//Proceedings of the 47th IEEE Conference on Decision and Control. Cancun, Mexico: IEEE, 2008: 3947-3952.

[7] BHATTACHARYA S, GHRIST R, KUMAR V. Multi-robot coverage and exploration on Riemannian manifolds with boundaries[J]. The International Journal of Robotics Research, 2014, 33(1): 113-137.

[8] ABSIL P A, MAHONY R, SEPULCHRE R. Optimization Algorithms on Matrix Manifolds[M]. Princeton: Princeton University Press, 2008.

[9] KIM S, SANTOS M, GUERRERO-BONILLA L, YEZZI A, EGERSTEDT M. Coverage control of mobile robots with different maximum speeds for time-sensitive applications[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2022, 7(2): 3001-3007.

[10] ZHANG L, DENG J, ZHOU K, YU T, SONG J, HE S. Time-sensitive coverage control for non-holonomic and heterogeneous robots: an extremum seeking framework and application[J]. IET Control Theory & Applications, 2023, 17(14): 1909-1918.

[11] DO CARMO M P. Riemannian Geometry[M]. Boston: Birkhäuser, 1992.

[12] LEE J M. Introduction to Smooth Manifolds[M]. 2nd ed. New York: Springer, 2012.

[13] DIJKSTRA E W. A note on two problems in connexion with graphs[J]. Numerische Mathematik, 1959, 1: 269-271.

[14] KIMMEL R, SETHIAN J A. Computing geodesic paths on manifolds[J]. Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America, 1998, 95(15): 8431-8435.

[15] SETHIAN J A. A fast marching level set method for monotonically advancing fronts[J]. Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America, 1996, 93(4): 1591-1595.

SAEJ1939 功能安全通信机制的研究与实现

纪立君、李淑德、白杰、刘兆丹、王超、白思宁

北京汽车研究总院有限公司，北京 10013

摘　要：依据 ISO 26262 道路车辆功能安全标准要求，车载 CAN 通信的端到端防护已成为商用车和特种车电控系统开发的核心合规项。针对 AUTOSAR E2E 机制难以适配商用车大量非 AUTOSAR 架构节点的痛点，本文聚焦 SAE J1939-76 专属功能安全通信机制展开研究，拆解其 SHM-SDM 配对传输的双层协议架构，解析定制 CRC 校验、时序监控、多维度失效检测的核心安全算法逻辑。以商用车轮速信号典型 PGN 65215 为实例，完成该机制的报文映射配置、收发流程设计与异常处理方案落地，为 J1939 生态下的非 AUTOSAR 节点功能安全通信开发提供了可直接复用的工程参考。

关键词：商用车；J1939-76；功能安全；车载 CAN 通信；端到端防护

中图分类号：

Research and Implementation of SAE J1939 Functional Safety Communication Mechanisms

Jilijun、baijie、liuzhaodan

(Beijing Automotive Research Institute Co., Ltd., Beijing 10013, China)

Abstract: According to the requirements of ISO 26262 road vehicle functional safety standard, the end-to-end protection of in-vehicle CAN communication has become a core compliance item in the development of electronic control systems for commercial vehicles and special-purpose vehicles. Aiming at the pain point that the AUTOSAR E2E mechanism is difficult to adapt to a large number of non-AUTOSAR architecture nodes in commercial vehicles, this paper focuses on the dedicated functional safety communication mechanism specified by SAE J1939-76. It disassembles the dual-layer protocol architecture of SHM-SDM paired transmission, and analyzes the core logic of security algorithms including customized CRC check, timing monitoring and multi-dimensional failure detection. Taking the typical PGN 65215 of commercial vehicle wheel speed signal as an example, this paper completes the implementation of the mechanism including message mapping configuration, transceiving process design and exception handling scheme, which provides a directly reusable engineering reference for the functional safety communication development of non-AUTOSAR nodes in the J1939 ecosystem.

Key words: Commercial Vehicle; J1939-76; Functional Safety; In-vehicle CAN Communication; End-to-End Protection

1 背景

随着汽车产业向电气化、智能化方向深度转型，车辆动力系统、底盘控制系统、线控制动系统等核心功能域的电子依赖度持续提升，跨 ECU 的实时通信链路可靠性已成为整车功能安全目标落地

的核心支撑要素。根据 ISO 26262 道路车辆功能安全标准的强制约束，所有达到 ASIL-B 及以上安全等级的车载控制系统，其内部安全关键数据的传输过程必须满足两项刚性要求：一是通过前置防护机制从源头降低通信失效的触发概率，实现安全风险的主动规避；二是建立完备的实时错误检测体系，在失效不可避免发生时快速识别异常报文，阻断错误数据流入控制逻辑引发非预期功能动作，最终将系统导向预设的安全状态。

在乘用车车载 CAN/CANFD 网络的工程实践中，行业已形成成熟的功能安全通信落地路径：依托 AUTOSAR 规范定义的 E2E 端到端校验机制，通过滚动计数器识别报文重复、丢失与时序错乱问题，借助 Data ID 完成发送节点的合法性校验，再配合定制化 CRC 循环冗余校验覆盖数据传输过程中的位翻转与内容损坏场景，整套方案可覆盖 90%以上的典型车载通信失效模式，已在全球主流乘用车平台实现大规模量产验证。

但在商用车、工程机械、特种车辆等广泛采用的 SAE J1939 协议体系下，这套成熟的 E2E 校验方案却遇到了落地障碍：J1939 协议的报文格式、信号定义在行业发展早期就已完成标准化固化，所有 SPN（Suspect Parameter Number）参数的位置、长度、含义都有明确的统一约定，整车厂与零部件供应商的现有 ECU 软件、硬件设计都基于这套既定规范开发，无法像自定义 CAN 报文那样直接在数据域中插入 E2E 校验所需的 Counter、CRC 等额外保护字段，强行修改原有报文定义会直接破坏不同厂商异构设备之间的互操作性，违背 J1939 协议的核心兼容性设计初衷

针对这一行业共性痛点，为了打通 J1939 协议体系下的功能安全通信合规路径，填补原有标准在高安全等级场景下的能力空白，SAE 专门发布了 J1939-76 标准，针对性定义了适配 J1939 原生报文结构的数据安全传输机制，在完全兼容 J1939 原生报文结构的前提下，为商用车领域的线控转向、线控制动等安全关键场景提供了符合法规要求的端到端通信保护方案。

在此背景下，本文针对 J1939-76 标准的机制原理、失效覆盖能力、工程落地方法展开系统性研究，厘清其安全数据组（SDG）的构建逻辑、时序约束规则与 PFH（每小时危险失效率）量化计算方法，对于填补国内商用车功能安全通信领域的技术研究空白、推动行业合规化发展具有重要的理论参考价值与工程实践指导意义。

2 SAEJ1939 功能安全通信传输

2.1 概述

在车载网络安全通信体系中，报文安全传输是保障交互数据完整性、真实性与时效性的核心载体。根据 SAE J1939-76 标准，功能安全通信机制定义了安全头报文（以下简称 SHM）与安全数据报文（以下简称 SDM），二者在总线上按预定间隔交替传输，保障关键数据安全传递并增强可靠性，如图 1 所示。SDM 为承载关键数据的标准 J1939 PDU，关键数据须经安全传输处理；SHM 为辅助报文，内容涵盖 SDM 标识符按位取反、CRC 验证及时序控制等。该机制可有效降低信息损坏及寻址错误未被检出的风险，同时能检测信息注入、丢失、重复、延迟、伪装及发送顺序错误等异常。

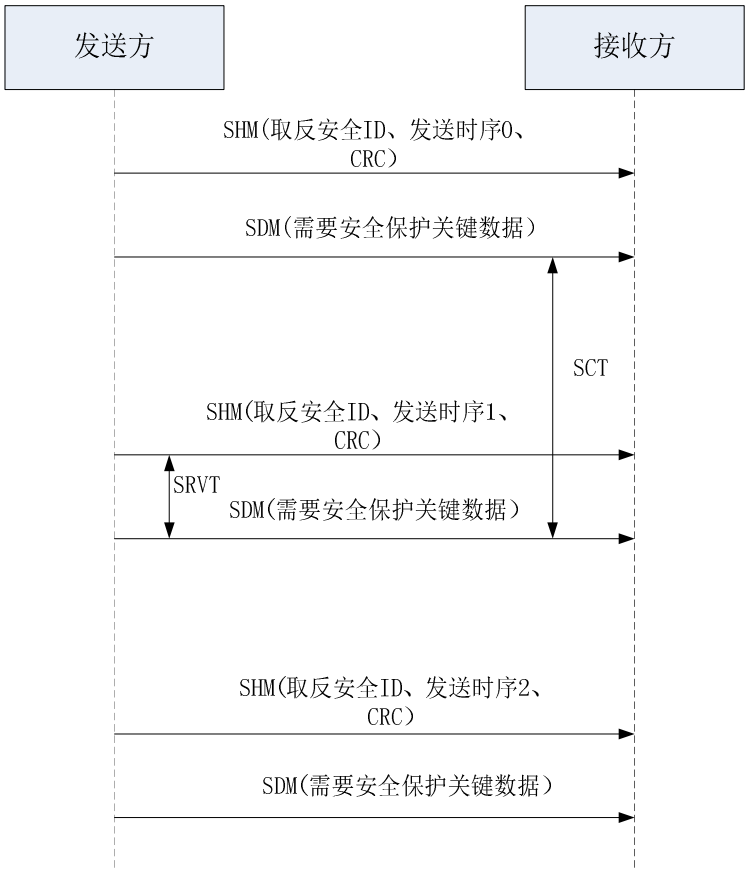


图 1　SAEJ1939 功能安全传输协议概述

2.2 功能安全传输处理机制

2.2.1 安全传输处理过程

在车载功能安全通信体系中，SAE J1939 协议定义的安全传输机制核心依赖 SHM 与 SDM 的配对传输架构实现，两类报文在功能安全传输链路中承担明确的分工角色：其中 SDM 作为核心载体，承载所有需要满足功能安全等级要求的业务数据；SHM 则作为安全校验辅助载体，专门存储用于 SDM 报文冗余交叉校验、发送时序管控等安全关联信息，为后续接收端的故障诊断提供依据。

发送端的执行流程严格遵循功能安全时序约束：CAN 节点的发送方按照预先标定的安全周期，在安全应用层同步完成 SDM 与 SHM 的构建，随后在协议规定的特定时间窗口内，以固定的先后顺序将两组报文依次推送至 CAN 总线完成传输，避免报文乱序引发的通信失效风险，如图 2 完整呈现 SAE J1939 安全数据传输操作过程。

接收端的安全有效性判定是整个传输机制的核心闭环环节：SDM 数据的最终安全可用性完全由接收方的多层验证流程决定。接收方首先校验 SHM 与 SDM 的到达时序，确认两组报文是否按约定顺序抵达、且完全落在预设的时间约束窗口内；随后利用 SHM 中预存的校验信息，对 SDM 开展全维度的通信失效检测，覆盖重复发送、数据帧丢失、信息伪装、发送顺序错误等典型车载通信故障模式。若所有校验项全部通过，接收方才可将 SDM 承载的业务数据交付上层安全应用使用；若校验过程中识别到任意一类或多类通信错误，接收方将完整记录失效事件的类型、时间戳等关键信息，同步上报至本地功能安全应用程序，由其依据预定义的错误处理策略，对 SDM 数据执行对应的降级、隔离或安全告警操作。由图 3 详细展示安全数据接收处理的全流程逻辑。

为保障端到端的数据一致性与防篡改能力，该机制在架构设计上采用全链路安全应用层锚定策略：发送侧的功能安全相关数据的生成、封装逻辑全部运行于发送方安全应用程序内部，同时为避免 SDM 数据从应用层向底层 CAN 驱动传输过程中发生非预期篡改，SHM 中用于 SDM 完整性校验的 CRC 校验值，也统一在发送方安全应用程序中完成计算，从源头保证两组报文数据的一致性。对应的，接收侧对 SHM 与 SDM 的全流程验证逻辑，也全部在接收方安全应用程序中执行——该设计

的核心依据在于，仅安全应用层具备符合 ISO 26262 标准的安全传输校正算法，同时也只有应用层能够直接访问报文内部的完整原始数据，避免底层传输环节的校验盲区，从架构层面满足功能安全通信的完整性要求。

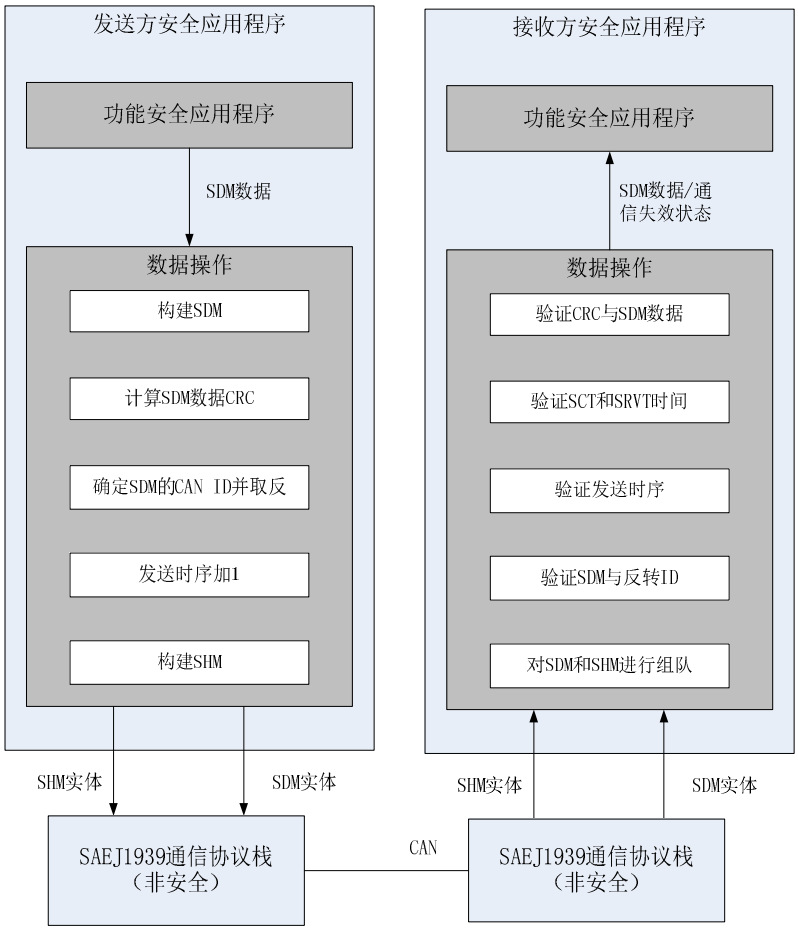


图 2　SAEJ1939 功能安全传输过程

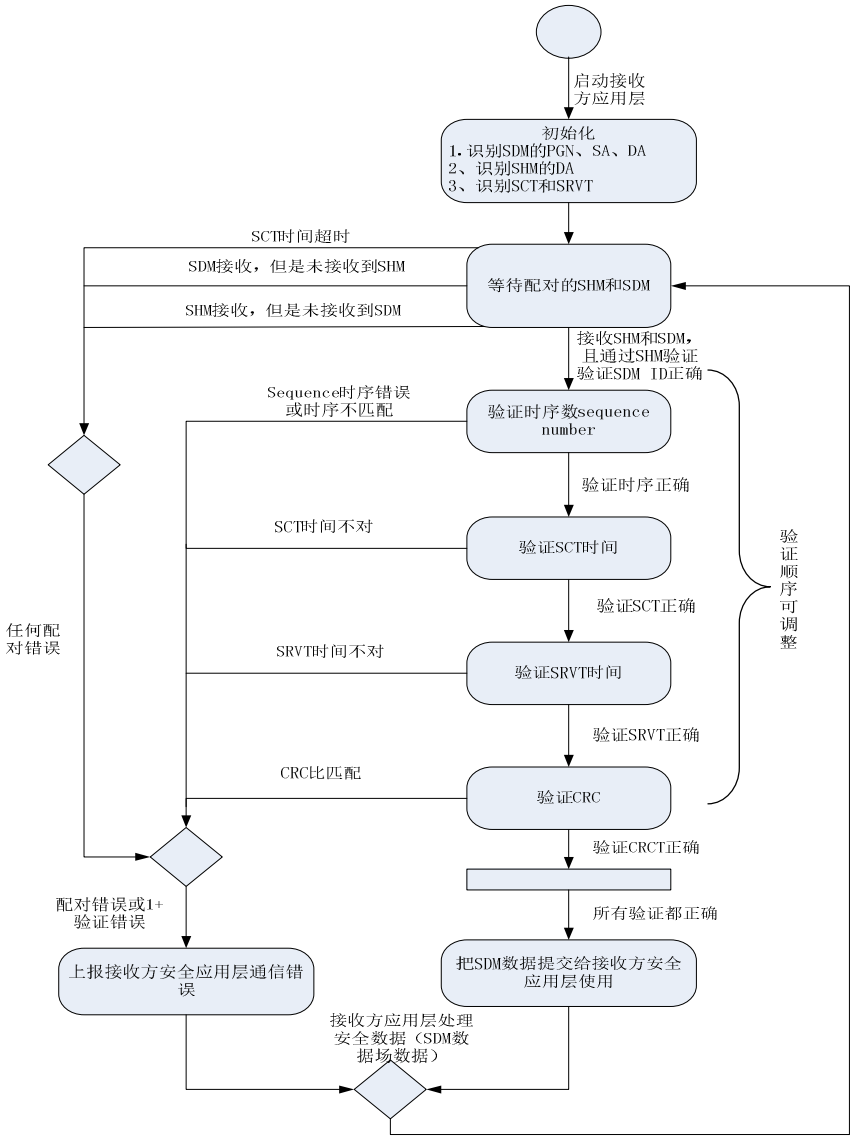


图 3　SAEJ1939 功能安全数据接收处理流程

2.2.2 安全传输时间定义

由图 1 可知，安全传输涉及两个关键时间参数：安全周期时间（SCT）与安全验证时间（SRVT）。SCT 为相邻 SDM 报文间的发送周期，SRVT 为每对 SHM 与 SDM 间的时间间隔。依据 SDM 周期不同，SCT 与 SRVT 的最大允许时间分别见表 1 和表 2。

表 1　安全周期时间 SCT 最大值

SDM 发送周期	最大安全周期传输时间 SCTmax
周期≤200ms	150%SCT
周期＞200ms	SCT+100ms
说明：最大安全周期时间 SCTMAX 作为接收节点判断通信失效指标	

表 2　安全验证时间 SRVT 最大值

SDM 发送周期	最大安全周期传输时间 SRVTmax
周期≤200ms	50%SCT
周期＞200ms	100ms
说明：最大安全周期时间 SCTMAX 可以作为接收节点判断通信失效指标	

2.3 安全传输报文定义

安全传输机制的核心由 SDM 与 SHM 两类报文共同支撑，二者并非独立运行，而是依托严格的时序规则与字段绑定关系，协同搭建起闭环的安全数据传输通路。在发送侧的时序约束上，SHM 报文必须先于 SDM 报文发出，接收端需先完成 SHM 报文的接收，再接收与之配对的 SDM 报文，只有满足这一先后顺序的传输流程才会被判定为有效，若接收端未按该时序完成两类报文的接收，将直接触发传输错误告警，以此保障整车网络环境下安全数据传输的时序合规性与链路完整性。

2.3.1 SDM 定义

SHM 与 SDM 共同归属于安全数据组（SDG）范畴。SDM 的数据场专门承载经过安全处理的功能交互数据，全字段设计严格遵循 SAE J1939 基础规范，其参数组编号（PGN）、报文优先级、源/目标地址及数据场等核心字段，完全参照 SAE J1939 DA 协议的既定约束执行。

2.3.2 SHM 定义

SHM 作为 SDM 的专属安全补充报文，核心作用是为配对的 SDM 提供合法性与真实性校验依据，只有通过 SHM 校验的 SDM 才会被接收端判定为安全可信。SHM 的完整字段定义详见表 3。

表 3　SHM 报文定义

标题	需求			
发送周期	根据需求			
DLC	8			
优先级	等同或高于配对的 SDM 优先级			
EDP	0			
DP	0			
PF	14			
PS	目标地址 DA			
PGN	3584（000E00）			
数据场定义				
起始位	**信号长度（bit）**		**信号定义**	
1.1	1	SDM 的 DP 取反	InverSDM_DP	SPN9387
1.2	1	SDM 的 EDP 取反	InverSDM_EDP	SPN9388
1.3	1		Reserve，设置为 1	
1.4	5	发送时序计数器	Count	SPN9382
2	8	SDM 的源地址取反	InverSDM_SA	SPN9384
3	8	SDM 的 PS 取反	InverSDM_PS	SPN9385
4	8	SDM 的 PF 取反	InverSDM_PF	SPN9386
5-8	32	SDM 数据 CRC	SDM_CRC	SPN9383

SHM 中时序计数器 Count 是保障 SHM 与 SDM 配对时序合规性的核心控制单元，其运行逻辑与两类报文的发送、接收流程深度绑定：系统上电启动后，信号发送时序计数器 Count 初始化为 0；发送端每完成一组“SHM 优先、SDM 后置”的配对报文发送操作，Count 计数器执行一次自增操作，计数值同步写入对应 SHM 的关联字段，作为该组安全传输报文的唯一时序标识，计数范围为 0 至 31；当计数值达到 31 后自动复位至 0 重新循环计数，避免计数值溢出导致的时序校验失效。若通信链路出现短时失效触发报文重发操作，该计数器将保持原有计数值不变，不执行自增操作，以此规避报文乱序、重放、重复传输等典型车载网络安全风险，为 SDG 安全数据组的端到端可信传输提供时序维度的技术支撑。

SHM 中对 SDM 的 DP、EDP、源地址、PS、PF 取反字段本质是 SHM 所保护 SDM 报文的专属身份标识，接收端可通过该字段快速完成 SDM 报文的身份合法性初筛，避免非配对 SDM 报文接入安全传输链路，代表 SHM 要保护报文。

SHM 中的 SDM_CRC 字段采用标准 CRC-32 算法，是对 SDM 的数据场进行全量校验，接收端通过本地重新计算 SDM 数据场的 CRC 值并与 SHM 携带的 SDM_CRC 字段比对，可精准识别 SDM 数据在传输过程中出现的比特篡改、丢包等异常，保障 SDM 承载的功能交互数据的端到端一致性。

2.4 安全传输失效检测机制

2.4.1 失效检测类型

依据 SAE J1939 标准，接收端根据 SHM 与 SDM 的接收状态判定失效，涵盖六种检测：

a) 顺序错误：SHM 须先于 SDM 接收，顺序颠倒则失效； b) 时间间隔：SHM 与 SDM 间隔不得超 SRVTmax，超出则失效； c) 周期超时：相邻 SDM 间隔不得超 SCTmax，超出则失效； d) 数据完整性：SDM 逐位取反校验及 CRC-32 校验，任一失败则失效； e) 重复发送：当前 Count 值与上次一致，判定为重复； f) 数据丢失：SCTmax 窗口内未收到 SDM，判定为丢失。

2.4.2 失效状态机

接收端维护状态机管理传输状态。上电后进入初始化；首次成功接收 SHM 与 SDM 并通过验证后转为激活。激活状态下连续 N 次验证通过则维持，检测到失效则转降级并启动计数器；累计失效超阈值则转禁用，SDM 标记为不可用并上报失效事件。降级状态下连续 M 次验证通过则恢复激活状态。

3 SAEJ1939 功能安全通信设计与应用

3.1 应用场景及设计

某车型一键启动系统（PEPS）需接收防抱死制动系统（ABS，源地址 0B）的轮速数据（PGN 65134），且通信需满足 SAE J1939 功能安全传输规范。

依据该规范，上述轮速数据对应的安全数据组中，PGN 65134 为 SDM 报文，SDM 与 SHM 报文定义见表 4 及表 5（依据 SAE J1939DA 及 SAE J1939-76 标准）：

表 4　轮速参数组 SDM 报文定义

PGN：65134；ID：0x8FE6E0B；周期：20ms；DLC：8			
信号	**起始位**	**信号长度**	**信号定义**
左前轴轮速	1.1	16	E=N*1/256
右前轴轮速	3.1	16	E=N*1/256
左后轴轮速	5.1	16	E=N*1/256
右后轴轮速	7.1	16	E=N*1/256

表 5　轮速安全数据组中 SHM 报文定义

PGN：3584；ID：0x80EFF0B；周期：20ms；DLC：8			
信号	**起始位**	**信号长度**	**信号定义**
InverSDM_DP	1.1	1	1
InverSDM_EDP	1.2	1	1
Reserve	1.3	1	1
Count	1.4	5	E=N（成功发送一帧报文，加 1）
InverSDM_SA	2	8	F4
InverSDM_PS	3	8	91
InverSDM_PF	4	8	1
SDM_CRC	5-8	32	CRC32（根据 SDM 数据场计算）

依据安全传输机制，SHM 应先于 SDM 发送，传输时间参数见表 6：

表 6　轮速安全数据组安全传输时间

SDM 发送周期	最大安全周期传输时间 SCTmax	最大安全周期传输时间 SRVTmax
20ms	30ms	10ms

ABS 模块按图 2 流程构建轮速安全数据组（含 SDM 与 SHM），并按表 4-6 要求发送。PEPS 模块接收后按图 3 流程校验，校验正确则判定数据有效，否则上报错误状态。

3.2 典型失效场景

场景 1——信息注入：攻击者伪造 SDM，因无正确 SHM，接收方校验失败，数据被丢弃。

场景 2——报文延迟：SDM 延迟超 10ms，判定时间间隔错误，数据不采用。

场景 3——报文重复：Count 未变化，判定重复发送，第二次数据丢弃。

场景 4——顺序错误：SDM 先于 SHM 到达，判定顺序错误，两帧均不采用。

4 结语

SAE J1939-76 定义的功能安全通信机制，通过 SHM 与 SDM 配对传输、定制 CRC 校验、时序窗口监控及多维度失效检测，为 J1939 协议环境下的车载通信提供了可靠的安全保障。该机制无需依赖 AUTOSAR E2E 协议，可独立部署在所有符合 J1939 规范的节点之间，完全适配商用车及非 AUTOSAR 平台的功能安全通信场景。本文以 PEPS 接收 ABS 轮速数据为典型实例，完整阐述了该机制的报文定义规则、收发全流程及失效闭环处理逻辑，为工程落地提供了可直接参照的实践参考。后续可进一步研究该机制与 AUTOSAR E2E 保护的协同使用策略，以及面向更高 ASIL 等级的安全增强方案。

本研究打破了国内商用车行业对 J1939-76 标准的碎片化认知，搭建起从底层原理到工程落地的完整技术体系，既为高校与科研院所的功能安全通信研究提供了系统化的基础理论参照，也为整车厂、Tier 1 供应商的协议栈开发、ECU 集成、总线网络设计提供了可直接复用的工程方法。随着商用车自动驾驶、全线控技术的快速普及，J1939-76 作为 J1939 体系下唯一的功能安全通信专属标准，将成为行业满足功能安全合规要求的核心技术底座。后续依托本研究成果，可进一步拓展多实例协议并行部署优化、CAN FD 场景下的性能适配等方向的研究，持续推动国内商用车、特种车功能安全通信技术的标准化、规模化落地。

参考文献：

[1] ISO 26262-6:2018 Road vehicles — Functional safety — Part 6: Product development at the software level[S].

[2] SAE J1939-76:2019 Functional Safety Communication over J1939[S].

[3] SAE J1939-01:2019 Vehicle Application Layer[S].

[4] SAE J1939-11:2019 Physical Layer, 250 kbps, Twisted Shielded Pair[S].

[5] SAE J1939-21:2019 Data Link Layer[S].

[6] SAE J1939-71:2016 Vehicle Network Application Layer[S].

[7] 蔡英凤, 吕剑虹. 汽车 CAN 总线通信安全机制研究[J]. 汽车工程, 2020, 42(3): 385-391.

[8] Robert Bosch GmbH. CAN Specification Version 2.0[S]. 1991.

高温环境下热管理系统冷凝器不同区域强化通风对散热量的影响研究

李杨，刘兆丹

北京汽车研究总院，北京 102200

摘　要：汽车热管理空调系统由压缩机、冷凝器总成、膨胀阀、蒸发器四大核心部件构成。冷凝器总成布置在整车前端，通过风冷方式将蒸发器吸收的车内热量及压缩机功耗释放到车外空气中，达到为车内空气降温的目的。冷凝器总成的散热状态对整个热管理空调系统运行有着至关重要的作用。

冷凝器总成内部制冷剂是从过热气态逐渐转化为过冷液态的过程，具有典型的两相流特性。本文将从在高温环境中冷凝器总成划分为过热气态区、两相区、过冷液态区三个部分，分别对其进行强化通风，从理论上对其整体散热量的影响进行分析。并设计一套冷凝器总成强化通风试验装置，对实物进行试验验证，以验证分析的正确性。

通过理论及试验的分析，揭示在高温环境下冷凝器总成不同位置强化通风对热管理整体性能的影响程度。最终，以此结论在实际车型开发前期就对前端造型设计及低温散热模块的布置提出建设性要求，减少后期出现散热不良的问题。

关键词：冷凝器总成;两相流特性;不同区域强化通风;散热量影响;

Abstract: The thermal-management air-conditioning system of an automobile consists of four core components: the compressor, condenser assembly, expansion valve and evaporator. Mounted at the front-end of the vehicle, the condenser assembly adopts air-cooling to dissipate into ambient outside air the heat absorbed from the cabin by the evaporator together with the heat generated by compressor power consumption, so as to cool the in-cabin air. The heat-dissipation performance of the condenser assembly is critical to the operation of the entire air-conditioning thermal-management system.

Inside the condenser assembly, the refrigerant changes gradually from superheated vapor to subcooled liquid and presents typical two-phase-flow characteristics. Under high-temperature ambient conditions, this paper divides the condenser assembly into three zones, namely the superheated-vapor zone, two-phase zone and subcooled-liquid zone. Enhanced ventilation is applied to each zone separately, and the theoretical influence on the overall heat-dissipation capacity is analysed. A test rig for enhanced-ventilation testing of the condenser assembly is then designed for physical-component experiments so as to verify the theoretical analysis.

The theoretical and experimental analyses reveal how enhanced ventilation at different positions of the condenser assembly affects the overall performance of the thermal-management system under high-temperature conditions. Based on the research findings, targeted suggestions are put forward for front-end styling and low-temperature heat-exchanger layout during the early-stage vehicle development. This helps prevent poor heat dissipation in the subsequent development phase.

Key words: Condenser assembly; Two-phase flow characteristics; Enhanced ventilation in different regions; Influence on heat dissipation;

绪　论

汽车作为一个舒适便捷的交通工具，现已经全面融入人们的日常生活中。随着人们生活水平的提高，对于汽车舒适性方面的要求也随之逐渐提升，汽车热管理空调系统作为汽车舒适性的重要体现部件，尤其是在高温环境下对其要求也逐渐提高。汽车热管理空调系统主要由压缩机、冷凝器、膨胀阀蒸发器四大核心部件构成。冷凝器总成布置在整车前端，通过风冷方式将蒸发器吸收的车内热量及压缩机功耗释放到车外空气中，达到为车内空气降温的目的[1]。

由于冷凝器总成布置在整车前端，其散热情况与前格栅状态息息相关，同时，还会受到前端布置的低温散热器等部件的影响，对整体性能产生较大的影响，尤其是在高温环境下。冷凝器总成进风条件对热管理空调系统整体性能的影响，经过学者们的深入研究，发现不同进风的速度分布对冷凝器总成的换热性能有不同的影响程度。在不同的前端遮挡条件下，对冷凝器总成的性能也会有不同的影响程度[2]。整车前端进风风量在不同模块密封条件下有不同的表现，同时，在不同的车速下散热模块电子扇对整体散热量也会有不同的影响程度[3]。在高温环境下，都没有基于冷凝器总成两相流特性，不同的进风状态下，对冷凝器本体散热量的影响进行研究。

冷凝器总成内制冷剂是从过热气态逐渐转化为过冷液态的过程。在冷凝器总成的不同区域，制冷剂状态会持续发生变化。由于进风格栅的设计状态、各个散热芯体的布置状态、散热模块间的密封状态、电子扇工作特性等因素，进风状态不会均匀一致。在不同的进风状态下，其整体散热量也会有不同的表现。

本文就基于高温环境下，冷凝器总成内部制冷剂的各个相变状态，采用分别对冷凝器总成不同的对应位置进行强化通风的方式，揭示冷凝器总成不同位置的通风效果对整体散热量的影响程度。最终，以此为结论在实际车型开发过程中在设计前期对前端造型及散热模块布置提出建设性要求。

1 冷凝器总成分析模型建立

1.1 冷凝器总成分析模型

冷凝器总成内部制冷剂状态变化过程如图 1 所示。

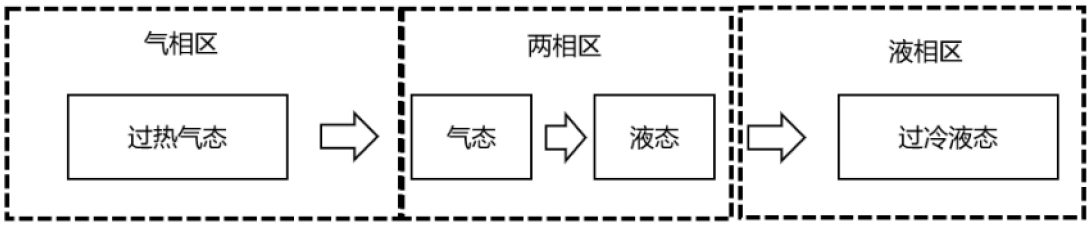


图 1　冷凝器总成内部制冷剂状态变化

由图 1 可知，温度为 t_1 的过热气态制冷剂通过冷凝器总成进口进入冷凝器总成内，经过放热作用，温度逐渐降低至对应冷凝压力 p 下的饱和气态制冷剂温度 t_a。之后，制冷剂持续放热，将会从饱和气态转变为饱和液态，但温度不会发生变化。最后，制冷剂继续放热温度由 t_a 降至 t_2，形成过冷制冷剂后从冷凝器总成出口离开。由此，可将冷凝器总成模型简化为图 2 所示状态。

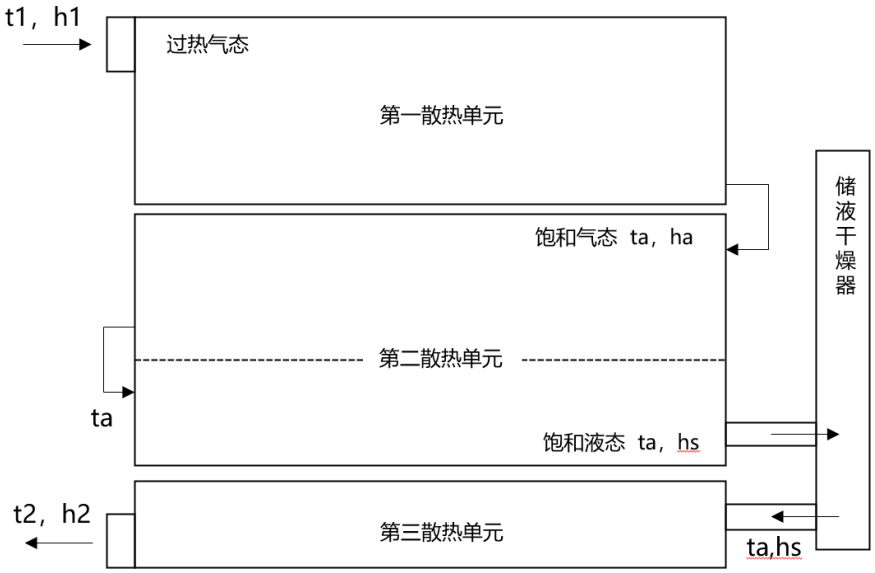


图 2　冷凝器总成分析简化模型

根据图 2 的冷凝器总成分析简化模型，可将冷凝器总成根据内部制冷剂状态分成三个散热单元。

第 1 散热单元：过热气态转化为饱和气态过程，此单元仅有温度降低无相变；

$$Q_1=q\times(h_1-h_a)$$

第 2 散热单元：饱和气态转化为饱和液态过程，此单元发生相变，无温度变化；

$$Q_2=q\times(h_a-h_s)$$

第 3 散热单元：饱和液态转化为过冷液态过程，此单元仅有温度降低，无相变。

$$Q_3=q\times(h_s-h_2)$$

冷凝器总成整体散热量：

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3$$

注：上述式中 Q-冷凝器总成整体散热量 W，Q_1、Q_2、Q_3-第 1、2、3 单元散热量 W，Q_1-第 1 单元散热量 W，h_1-冷凝器总成进口制冷剂比焓 kJ/kg, h_2-冷凝器总成出口制冷剂比焓 kJ/kg，h_a-饱和气态制冷剂比焓 kJ/kg，h_s-饱和液态制冷剂比焓 kJ/kg，q-系统制冷剂质量流量 kg/h。

1.2 冷凝器总成分析模型假定条件

为便于直观定量对冷凝器总成性能进行分析，设定如下初始条件：

（1）忽略冷凝器总成内部流阻影响；

（2）假定冷凝器总成进口压力 1.67MPaG，由于忽略流阻，其对应的冷凝压力也为 1.67MPaG；

（3）假定冷凝器总成进口温度 82℃，1.67MPaG 对应的饱和温度为 57℃，进口过热度为 27℃；

（4）冷凝器总成出口过冷度设定为 5℃，故冷凝器总成出口温度为 52℃；

（5）在同等压缩机转速下，热管理空调系统制冷剂流量主要依靠膨胀阀调节，而膨胀阀总行程仅 0.7mm，流量调节能力十分有限，故默认当压缩机转速相同的情况下，系统流量保持不变。

（6）假设冷凝器总成的散热面积足够，能够使制冷剂充分冷凝，并具有一定过冷度后离开冷凝器总成。

2 冷凝器总成强化通风位置对散热量影响理论分析

基于上述分析条件的设定，查 R134a 物理特性表，摘录部分特性值如表 1 所示：

表 1　各压力下 R134a 物理特性

系统压力（MPaG）		2	1.77	1.67	1.6	1.55	1.47	1.37	1.27
饱和温度（℃）		65.3	59.7	57	55	54	51.5	48.5	45
饱和温度下的比焓（kJ/kg）	气态	427.4	425.9	424.9	424.4	424.1	423.1	421.9	420.6
	液态	296.1	286.9	282.5	279.7	277.7	273.9	269.2	264.2
82℃下过热气态比焓（kJ/kg）		450.8	454.9	456.6	457.8	458.6	459.9	461.4	462.9
52℃下过冷液态比焓（kJ/kg）		274.6	274.6	274.6	274.6	274.6	274.6	274.6	274.6
50℃下过冷液态比焓（kJ/kg）		271.4	271.4	271.4	271.4	271.4	271.4	271.4	271.4
49℃下过冷液态比焓（kJ/kg）		269.9	269.9	269.9	269.9	269.9	269.9	269.9	269.9
43.5℃下过冷液态比焓（kJ/kg）		261.4	261.4	261.4	261.4	261.4	261.4	261.4	261.4

通过表 1 就可以对冷凝器总成各个散热单元进行散热量计算：

当系统压力为 1.67MPaG 时：

$Q_1=q\times(h_1-h_a)$

$=(456.6-424.9)\times q$

$=31.7q$

$Q_2=q\times(h_a-h_s)$

$=(424.9-282.5)\times q$

$=142.4q$

$Q_3=q\times(h_a-h_s)$

$=(282.5-274.6)\times q$

$=7.9q$

$Q=Q_1+Q_2+Q_3=182q$（代入系统质量流量 q 即可得到整体散热量）

通过上述计算过程，可以清楚的知道，在整体散热过程中 $Q_2>Q_1>Q_3$，且 Q_2 远远大于 Q_1、Q_3，两相区的相变散热能力远大于单相区。说明，两相区的散热情况对冷凝器总成整体散热量具有决定性作用。

当冷凝器总成散热面积在高温恶劣工况下，不足以满足制冷剂完全液化的要求时，将导致整体散热量大幅度降低。据赵兰萍等人的研究结论表明，在两相被遮挡后整体散热量会下降 47%。但当系统流量一定，冷凝器总成具有足够散热面积时，饱和气态比焓与饱和液态比焓为一个定值，其产生的散热量也是恒定的，在此条件下两个单相区的散热量情况决定了整体散热量的状态。故针对冷凝器总成的不同区域强化通风的效果还需进一步分析。

2.1 针对第一散热单元强化通风

对第一散热单元进行强化通风，由于此单元的制冷剂平均温度较高，强化通风会更迅速的去除制冷剂过热度，尽快达到饱和状态。由于气态制冷剂比容是液态制冷剂的 10 多倍，故冷凝器总成内部压力主要取决于气态制冷剂的状态。在提前冷凝的作用下，此时，系统压力会明显降低，为便于直观分析，假定压力降到 1.37MPaG，如此：

$Q_1=(h_1-h_a)\times q=(461.4-421.9)\times q=39.5q$

相比于原状态，增加了 7.8q，通常冷凝器总成散热量试验的流量在 400kg/h 左右，故会增加散热量 800W 左右。

同时，通过表 1 的数据表明，压力每降低 0.1MPa，焓差会有（2～3）kJ/kg 左右的增加。压力降低越多焓差增加越明显，冷凝器总成散热量增加的也会更加明显。故而，对第一散热单元强化通风会明显增加整体散热量。

2.2 针对第二散热单元强化通风

对第二散热单元进行强化通风，由于进入第二单元的气态制冷剂状态相同，在整个第二散热单元始终处于气液混合状态，离开第二单元的液态制冷剂状态也相同，其产生的散热量也不会发生变化。

故，仅对第二散热单元强化通风，对整体散热量影响不大。

2.3 针对第三散热单元强化通风

对第三散热单元进行强化通风，是对液态制冷剂的过冷散热过程，会持续降低制冷剂温度。根据表 1 数据表明，液态制冷剂比焓与压力无关，仅与温度相关。此时制冷剂温度是从饱和温度逐渐下降的过程，其平均温度与环境温度的温差相对较小，其散热降温效果不会非常显著，假定强化通风后增加 3℃过冷度，即：

$Q_3=（h_s-h_2）\times q=（282.5-269.9）\times q=12.6q$

相比于原状态，增加了 4.7q，故可能会增加散热量 500W 左右。

通过上述分析，对冷凝器总成的第一散热单元进行强化通风，由于有系统压力降低的主因推动，会使冷凝器总成散热量有较为明显的提升。第三散热单元是一个持续降温作用，强化通风会对其有影响，具体影响程度需视降温的幅度，由于其与环境温差较小，通常影响程度不会太大。第二单元是一个两相流过程，由于冷凝器总成具有足够的散热面积，能够使其充分相变冷凝，其散热能力已经发挥到极致，再强化通风对其无显著影响。

3 冷凝器总成强化通风位置对散热量影响试验验证

3.1 冷凝器总成试验件结构

选用某车型成熟使用的 4 流程微通道冷凝器总成，其具体结构如图 3 所示。制冷剂通过冷凝器总成进口进入冷凝器总成第一流程，制冷剂沿扁管内部流动，汇合于右集液管后进入第二流程，之后再汇合于左集液管，进入第三流程，结束后进入储液干燥器，经过分流作用，气态制冷剂将继续液化，液态制冷剂进入第四流程，最后通过冷凝器总成出口流出。冷凝器总成各排扁管之前为加强散热，由开窗翅片连接。冷凝器总成具体结构参数见表 2。

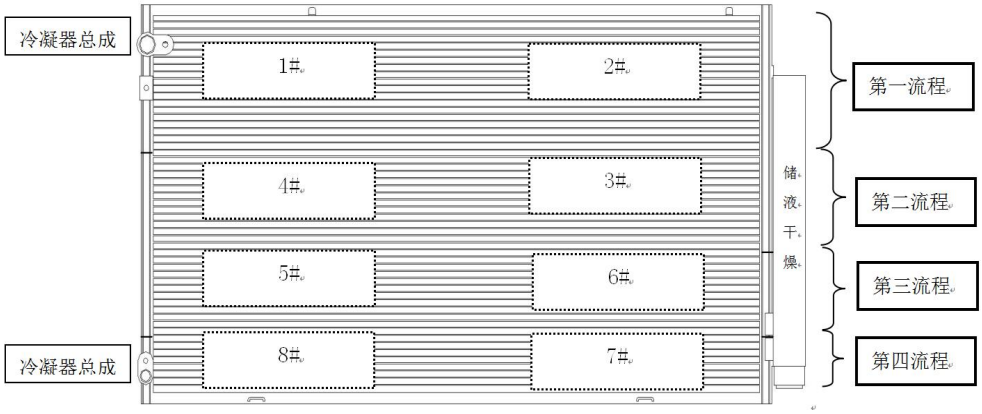


图 3　冷凝器总成结构及强化通风位置图

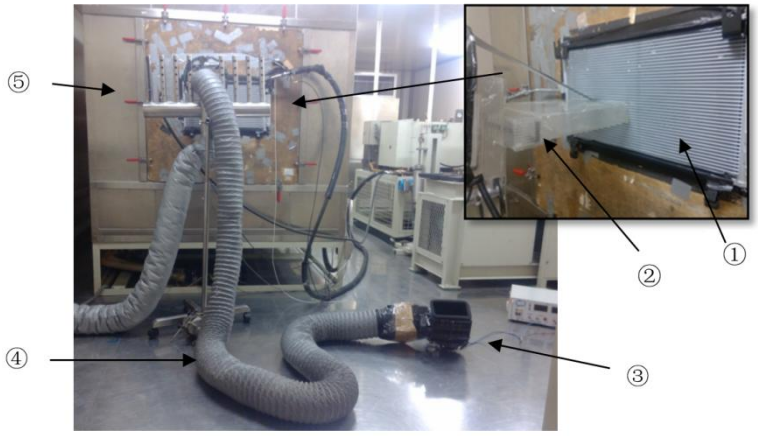
表 2　冷凝器总成主要结构参数

项目	值
冷凝器总成型式	过冷式
冷凝器总成尺寸	665×357×16mm
冷凝器总成扁管	16×1.2×52 排
流程设置	19-14-12-7
翅片高度	5.3mm
翅片间距	2.8mm

3.2 试验装置

将冷凝器总成分成 8 个区域（图 3 所示），其中 1#-2#区域在冷凝器总成的第一流程，3#-4#在冷凝器总成第二流程，5#-6#在冷凝器总成第三流程，7#、8#在冷凝器总成第四流程。

制作一个出风口尺寸为 50×250mm 的送风口，利用鼓风机为冷凝器总成不同的区域进行强制送风，送风风量固定为 570m³/h，强化通风装置图 4 所示。



① 冷凝器总成 ②出风口 ③鼓风机 ④风道 ⑤性能试验台

图 4 冷凝器总成强化通风试验装置

3.3 试验工况及试验过程

本试验按照冷凝器总成在 35℃高温环境下性能试验工况进行，冷凝器总成初始状态设定如表 3 所示：

表 3 试验工况

冷凝器总成室干球温度	35℃
冷凝器总成进口温度	82 ℃
冷凝器总成进口压力	1.67 MPa
冷凝器总成出口过冷度	5℃
冷凝器总成进口风速	1.5m/s 4.5m/s

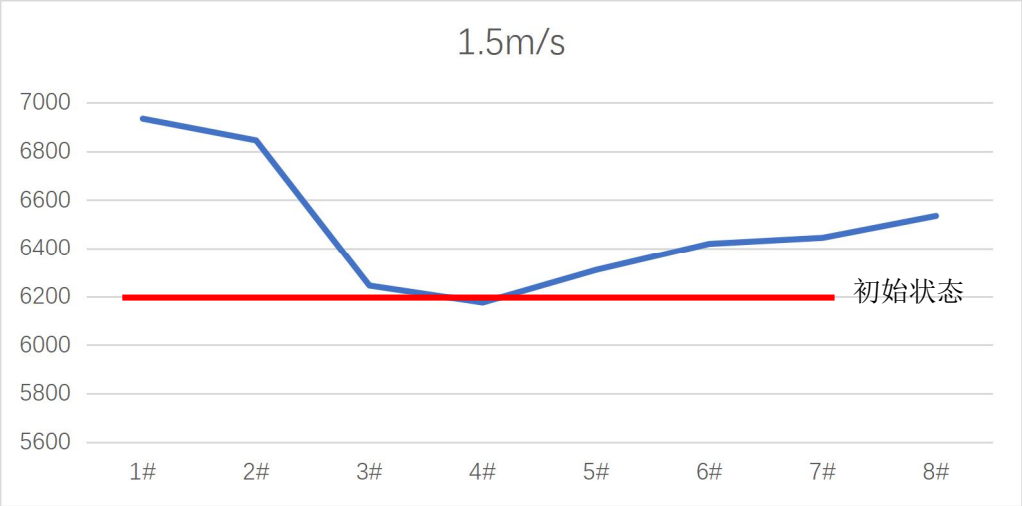
（1）按上述工况对冷凝器总成进行初始状态散热量测试，得到冷凝器总成初始散热量；

（2）将所有试验设备控制输出参数固定，保持系统运行状态与原状态一致；

（3）利用强化通风装置对图 3 中的 8 个区域分别进行强化通风，系统压力、过冷度等参数不做控制，分别测出相应的冷凝器总成散热量。

3.4 试验结果

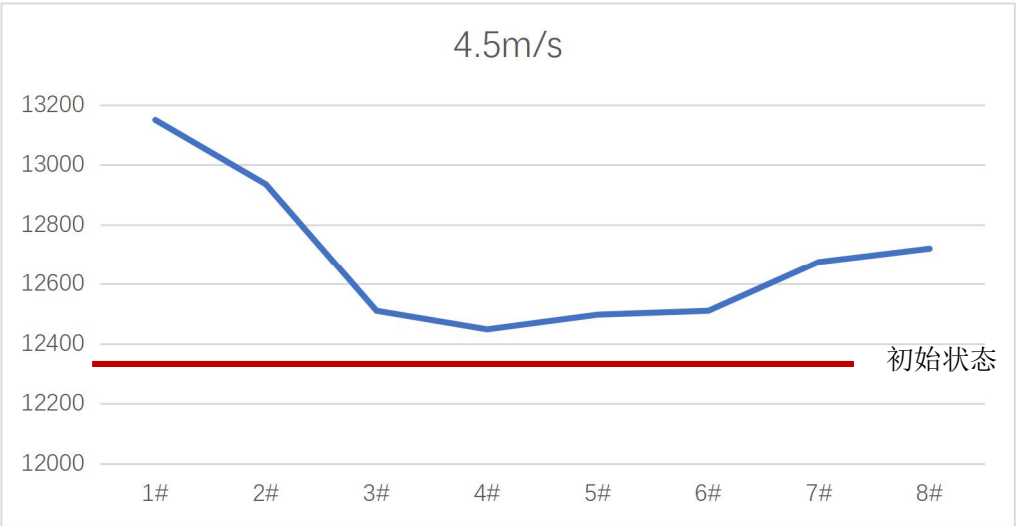
在冷凝器总成迎面风速为 1.5m/s 时，分别对 8 个区域进行强制通风后的换热量测试结果如图 5 所示（图中横线为未强化通风前散热量状态）：



强化通风位置	散热量（W）
初始状态	6138
1#	6934
2#	6845
3#	6245
4#	6175
5#	6310
6#	6420
7#	6445
8#	6535

图 5　冷凝器总成 1.5m/s 工况下散热量情况

在冷凝器总成迎面风速为 4.5m/s 时，分别对 8 个区域进行强制通风后的换热量测试结果如图 6 所示（图中横线为未强化通风前散热量状态）：



强化通风位置	散热量（W）
初始状态	12400
1#	13150
2#	12935
3#	12510

4#	12448
5#	12497
6#	12510
7#	12675
8#	12720

图 6　冷凝器总成 4.5m/s 工况下散热量情况

从测试结果可知，在对冷凝器总成的 1#、2#区域强制通风时，对散热量有 700W 左右的提升，7#、8#区域强化通风时，对散热量有 300W 左右的提升， 其他 3#-6#区域强制通风时，对散热量仅有 100W 左右的影响。

3.5 试验结果分析

图 7 为冷凝器总成各区域温度分布的热成像状态，与图 3 的强化通风区域对应可知，强化通风的 1#-2#点处于气态过热区，3#-6#处于两相区，7#-8#处于液态过冷区。

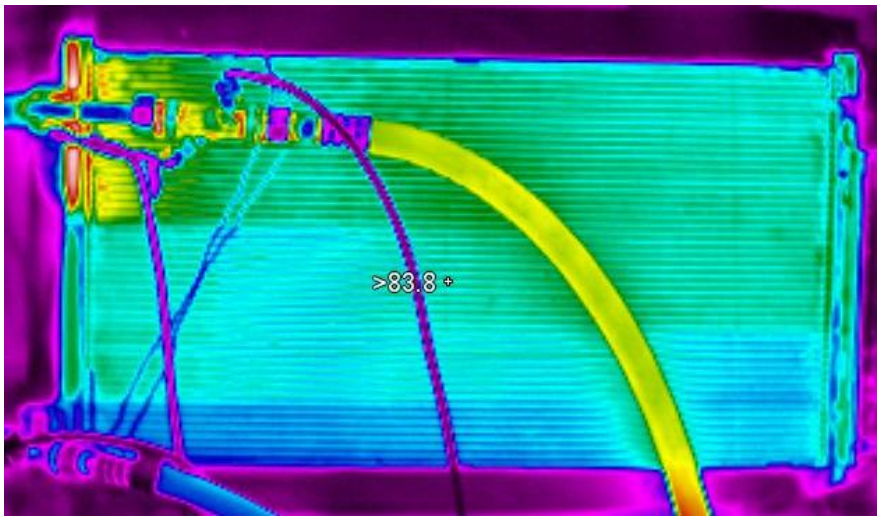


图 7　冷凝器总成表面各区域温度分布情况

结合上述理论分析及试验结果，充分的证明了在高温环境下对冷凝器总成强化通风在气态过热区，对整体散热性能影响最大，液态过冷区次之，冷凝器总成两相区，强化通风对其影响较小。

3.6 试验结果应用

基于上述分析结论，可以推断，在冷凝器总成具有足够散热面积的前提下，在整车前格栅设计中，应将冷凝器总成顶部的过热气态区裸露，并且给予较好的通风条件，中部的两相区可以根据造型需要适当遮挡，对性能影响程度较小。冷凝器总成底部由于制冷剂本身温度较低，若被遮挡或存在机舱“热风回流”现象，对整体性能影响较大。故在整车布置中应对冷凝器总成下部周边做好密封措施，同时给予较好的通风条件。

对于必须布置在冷凝器总成前方的低温散热器，在满足各自散热需求的情况下，应避免布置在冷凝器总成的过冷液态区，尽量布置在两相区内。

4 总结

本文基于在高温环境下冷凝器总成两相流的基本特性，建立了过热气态区、两相区、过冷液态区三个散热单元的简化分析模型，分别对其散热特性进行分析。并设计了对应的验证试验，以实际试验数据来支撑理论分析结论。最后根据此结论对整车前格栅的设计、低温散热器布置提出具体建议需求。

（1）冷凝器总成在设计时，应考虑在高温恶劣工况下具有足够的散热面积，以保证制冷剂能够

完全液化。否则，会对散热量有十分显著的影响；

（2）冷凝器总成两相区的散热量占比远大于单相区散热量，但在冷凝器总成散热面积足够的情况下，两相区散热量已充分释放，此时单独为其强化通风对散热量的提升基本无效果。而对单相区强化通风时，对散热量的提升会有明显的效果；

（3）通过理论分析及试验验证，证明在高温环境下冷凝器总成的过热气态对通风条件最为敏感，对其进行强化通风的效果明显优于其他位置；

（4）在整车前格栅设计及整车布置时，应考虑将冷凝器总成上部的过热气态区部分尽量全部裸露，中部两相区可以适当遮挡，下部过冷液态区周边必须做好密封防止“热风回流”，并对其给予较好的通风条件；

（5）冷凝器总成前方布置的低温散热器，应尽量避免布置在冷凝器总成的过冷液态区，布置在冷凝器总成两相区内对性能影响最小。

参考文献：

[1] 阙雄才，陈江平. 汽车空调实用技术. 北京：机械工业出版社，2003.

[2] 赵兰萍，高磊，刘彦麟，杨志刚. 进风条件对平行流冷凝器总成性能的影响. 同济大学学报（自然科学版）2018(4).

[3] 孟祥军，钱锐，郑国胜，孙建逵. 汽车前端进风量的模拟研究. 上海汽车 2014(2).

基于刚度与行人保护的乘用车翼子板结构分析优化

彭玉杰[1]，陈婧[1]，郑旭[2]

（1. 北京汽车研究总院整车架构群组；2. 北京汽车研究总院整车性能群组）

摘　要：本文介绍了目前乘用车翼子板的研究现状及发展趋势，聚焦于乘用车翼子板的性能优化。通过实验和仿真研究，所提出的优化方法有望在各种碰撞场景下显著提高车辆安全性。

ABSTRACT：

1 前言

翼子板作为汽车的外覆盖件之一，在造型方面其形状、与车身其他部件的连接方式极大地影响车辆的整体造型风格；在结构设计方面需要保护车辆悬架系统、车轮等部件免受来自侧面的撞击、飞溅的石子、泥沙等的损害[1]。除此之外，在发生碰撞时，翼子板需要起到一定的缓冲作用，降低对行人腿部的伤害程度。因此在翼子板设计时，需要同时满足现代汽车安全设计中对结构刚度的要求以及行人保护的要求。

在此前有许多关于翼子板结构性能方面的研究：随学泳[2]等人研究了残余应力对疲劳破坏的影响，基于 Miner 理论对翼子板安装点附近的工艺缺口进行优化；姚翠萍[3]等人对行人保护进行头部冲击仿真分析,并对不满足项进行了优化分析；苏亚辉[4]等人利用 HyperMesh 模拟载荷的加载与卸载,对翼子板的结构进行优化以满足翼子板屈曲抗凹性能需求；李波[5]]等人则通过抗凹性仿真分析及翼子板性能试验结果对比验证了 SMC 复合材料翼子板方案的合理性，目前对翼子板的性能研究大多数是基于软件模拟与试验反馈不断修正结构，最终实现结构的性能目标，缺少系统的翼子板性能优化路径分析研究。故本文以此为研究目标，对翼子板的性能优化路径进行系统分析。

2 翼子板结构及性能验证

2.1 翼子板结构设计

翼子板的周边件有机盖、大灯、前保险杠、轮眉、下饰板、前车门、A 柱饰板、侧围前部加强件等，由于设计风格和分缝形式的不同，各车型的配接形式可能会发生变化，但配接形式可以大致分为三类：

a）翼子板与前门、前舱盖等活动件的配接一般是通过控制圆角间的间隙来保证匹配精度，与活动件配接时需要考虑运动包络对翼子板结构的影响；

b）金属翼子板与大灯、前保险杠支架、侧围安装结构一般是通过螺栓、螺母等活装紧固件连接来保证零部件间的匹配精度；

C）为避免金属紧固件划伤塑料饰板以及暴露在外部可能出现的生锈风险，翼子板与下饰板、轮眉饰板、摄像头饰板等塑料饰板一般是通过塑料卡扣卡接的形式来保证零部件间的匹配精度。

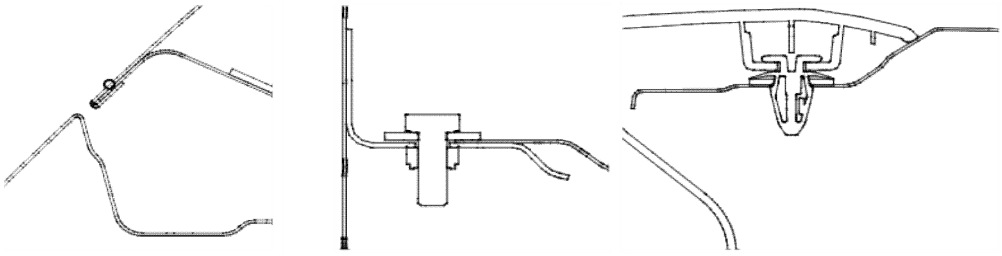


图 1　三类典型匹配断面

通过上述连接方式能实现翼子板与周边件的配接，在 CAS 和与周边件配接结构确定的情况下能基本锁定翼子板的结构，但还需根据制造、性能、静态感知分析的结果对翼子板结构进行优化，最终确定翼子板的结构。

2.2 性能验证方法及要求

翼子板总成在性能方面有刚度、抗凹性、行人保护等方面的要求，其中抗凹性和行人保护对于翼子板的刚度要求需要综合考虑，下面将逐一分析国家及行业标准对结构的要求。

2.2.1 结构刚度要求

在刚度要求方面有总成刚度和局部刚度两方面，可以通过 CAE 分析，实车试验等进行验证。在前期设计时主要依靠 CAE 模拟施加载荷及结构位移情况为结构提供优化方向[4]：

1.翼子板总成整体刚度[6]：即翼子板倚靠刚度，在翼子板中部规定区域内，用户容易依靠的位置，施加翼子板法向一定量的载荷，如下图所示。

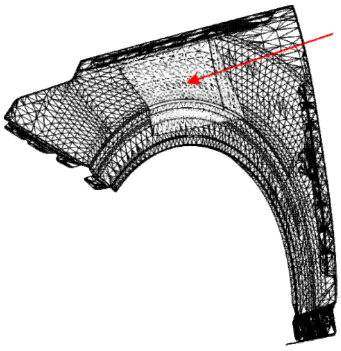


图 2　倚靠刚度载荷条件示意图

2.翼子板局部刚度主要包括翼子板支架侧向刚度、翼子板特征点刚度和翼子板大灯安装点刚度[6]。

a）翼子板支架侧向刚度：在支架安装处规定区域内,施加 Y 向一定量的载荷，刚度值≥100N/mm 为合格。

b）翼子板特征点刚度：在特征点处规定区域内，施加翼子板法向一定量的载荷，刚度值≥50N/mm 为合格。

c）翼子板大灯安装点刚度：在大灯安装点处规定区域内，施加安装孔法向一定量的载荷，刚度值≥200N/mm 为合格。

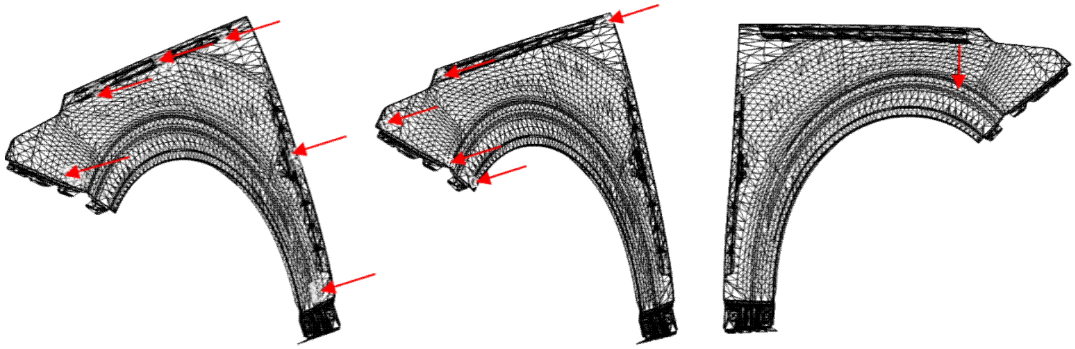


图 3　局部刚度载荷条件示意图

上述所有工况均是在翼子板与车身连接处约束全部自由度的情况下完成的。测量各工况下加载点在加载方向上的位移 δ，并按照公式（1）计算刚度 K。

$$K = \frac{F}{\delta} \tag{1}$$

式中：

F—各工况下加载点在加载方向上的载荷，N；

δ—各工况下加载点在加载方向上的位移，mm。

2.2.2 抗凹性要求

抗凹性分析主要是在翼子板与车身连接处约束全部自由度的情况下，使用规定的圆柱形解析刚体模拟手部按压翼子板，调整压头圆柱轴线与考察位置法线方向重合，与外覆盖件间隙为零。使用单点集中力法，在翼子板上选取 5-10 个位移最大点作为抗凹考察点。沿外板法线方向施加一定量的力，加载点处按照最大位移小于 1mm 为合格[6]。

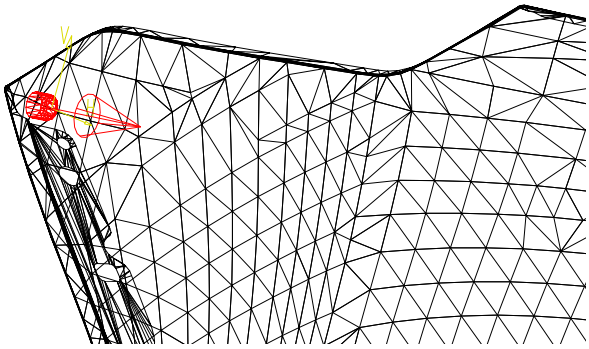


图 3　模拟手部按压示意图

2.2.3 行人保护的要求

GB/T 24550《汽车对行人的碰撞保护》[7]规定按照该标准规定进行试验时,至少三分之二的成人头型和儿童头型共同试验区域,头部伤害指数 HIC 不大于 1000,剩余区域的两个头型头部伤害指数 HIC 值不大于 1700。如果只有儿童头型试验区域,三分之二以上的实验区域 HIC 值不大于 1000,剩余区域 HIC 值不大于 1700。

3 翼子板性能优化路径分析

为便于吸收周边结构件的误差，翼子板一般需要实现 X\Y\Z 三向可调，金属翼子板通过螺接的方式安装在车体上，其安装位置、安装方向、安装点间距、连接件的结构、内部加强件情况都会对性能产生影响。

3.1 基于刚度和抗凹性的结构优化分析

在刚度要求方面，可通过以下三条路径对整体\局部强度以及抗凹性进行优化：

①翼子板的安装点遵循均匀布置、局部加强的原则进行布置，基于既往 CAE 分析结果及实车验证，安装点间距≤300mm 的情况下基本能够满足性能要求，在实际设计中可能受限于 CAS 分缝、制造工艺、车体结构、外饰结构及前门运动包络，无法实现理想的安装间距，但可以通过局部翻遍结构的加强、增加加强板等措施来达到性能要求；

②当安装方向与受力方向一致时，有利于抵抗拉/压力，即应根据安装区域受力方向的不同调整确定安装方向；

③当 CAS 有大面积平缓的设计时，为保证局部性能，通常采用支撑件进行局部加强，为保证 A 面精致性，建议 A 面部分采用结构胶连接翼子板与加强件。

3.2 基于的行人保护的结构优化分析

在行人保护方面，可从以下路径对行人保护性能进行优化：

①翼子板与机盖的分缝区域的刚度值一般较大，且在碰撞时不易压溃变形，因此在造型设计阶段可以将分缝规划到行保试验区外；

②翼子板与车体间的连接件需要起到一定的支撑作用，以保证基于翼子板的刚度和抗凹需求，同时也要综合考虑行人保护的要求，在设计该支架时，可以从材料和料厚方面入手，提高支架的支撑性能，同时应当设计具有溃缩筋的支架结构，以保证碰撞时能够变形吸能。

③一般来说翼子板安装点与车体结构件之间的空间越大，该位置的吸能效果就越好，因此在设

计时可以适当的增加翼子板与车体间的距离，但需综合考虑刚度和抗凹性的需求，通过 CAE 分析及实车验证等手段及时调整和优化结构以满足性能需求。

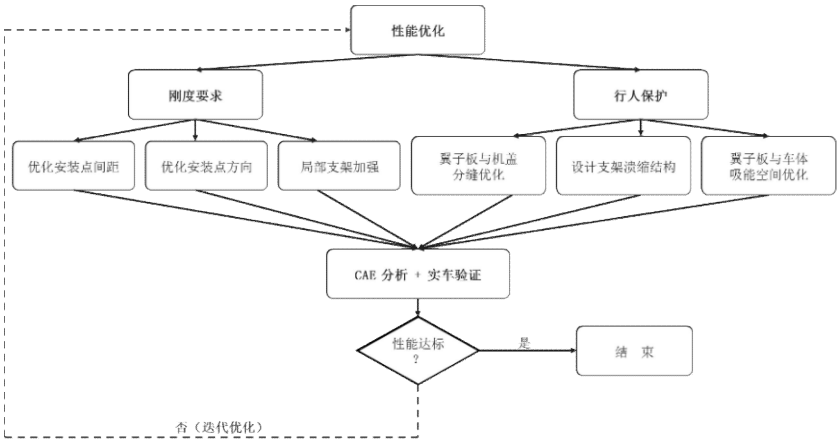


图 4　性能优化路径分析

综上所述，在优化翼子板结构时，可从以上路径对翼子板的性能进行优化（图 4）。

4 应用实例

以我司某车型的翼子板结构为例，在设计初期基于造型、制造、配接需求等设计了翼子板总成结构（图 5）。由于翼子板前部造型较为平缓，前置考虑局部刚度及行人保护的需求，因此结构设计有翼子板本体、前部支撑板及 3 处安装支架，相关安装支架也设计有溃缩筋（图 7b）。

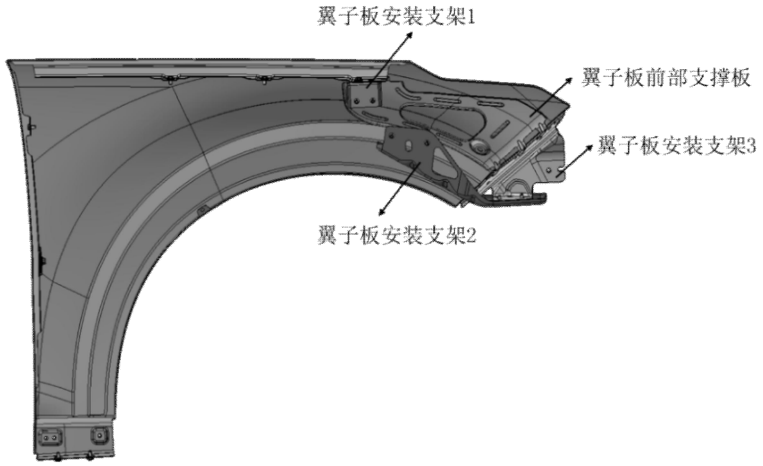


图 5　翼子板总成结构

根据第三章中刚度及抗凹性分析方法，运用 CAE 分析软件对其刚度进行模拟计算，在翼子板安装点全约束的条件下设计受力及范围（图 6a），根据模拟计算得到分析结果（图 6b）显示：由于翼子板与机盖为一字分缝，且分缝 Z 向靠近上部，因此翼子板安装结构与侧围之间的吸能空间较大，且翼子板前角刚度较弱（图 7b）。在发生低速碰撞时，翼子板有足够的变形能力以吸收能量，满足行人保护的需求。在刚度方面，仍存在三处性能不达标（图 6b），涉及一处支架及两处特征点刚度不足。

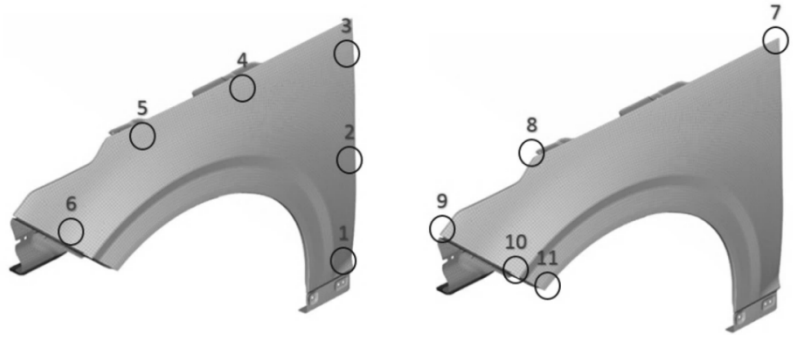


图 6　（a）模拟分析点位

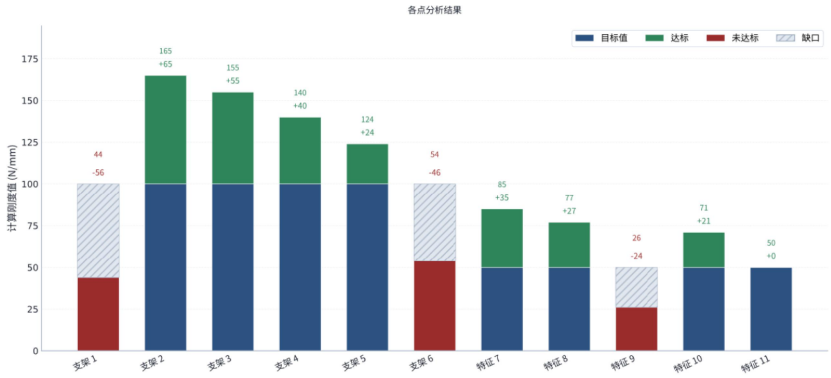


图 6　（b）性能分析结果

其中翼子板下部支架 1 处刚度值最差（图 7a），仅为目标值的 44%。排查安装点间距、方向及局部支架情况，发现该位置处 CAS 面过宽（≈150mm），下部与外饰安装面的连接面为平直大面，缺少加强结构，导致该处性能不达标；支架 6 与特征点 9 均在翼子板与左/右前保险杠支架配接处附近（图 7b、c），根据路径排查可知，刚度值较弱的主要原因可能是翼子板安装支架 3 的料厚较薄、结构传力路径较差，翼子板安装支架 2X 向过长（≈380mm），因此在受力时力臂过长，从而出现翼子板前端尖角处抗凹性不足、刚度值不达标的情况。

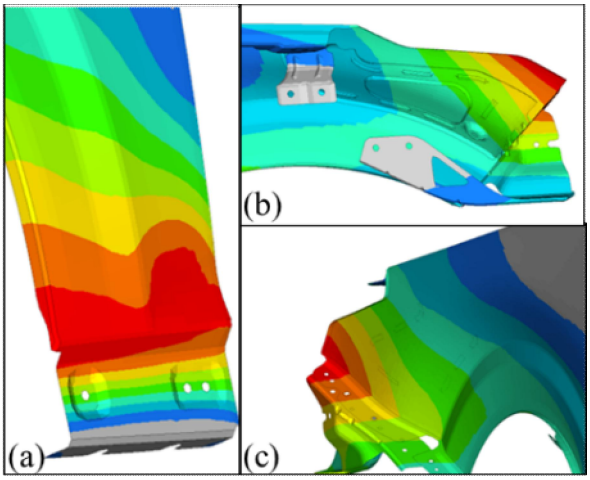


图 7　（a）支架 1 性能分析云图；（b）支架 6 性能分析云图；（c）特征 9 性能分析云图

根据第三章中的性能优化路径进行分析，并对翼子板总成结构进行优化，具体优化情况如下：

1. 支架 1:在外饰安装面、造型面与外饰安装面连接面处增加 Z 向加强筋（5mm），螺栓固定面与外饰安装面连接处增加两处三角筋用于增加结构强度、优化传力路径（图 8a）。

2.支架 6 与特征点 9：由于造型面无法修改，因此仅从调整安装点位置、增强安装支架强度方面

考虑进行设计优化：由于配接需求的变化，翼子板前端无需设计大灯安装结构，故取消前下安装支架前悬匹配大灯的设计，将该结构沿 X 正向设计，以缩短安装支架 2 在 X 向的长度（缩短后≈280mm）（图 8b）。

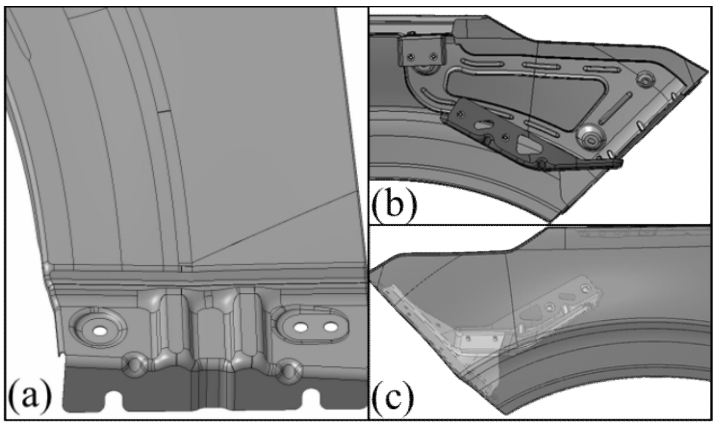


图 8 （a）优化后支架 1 结构；（b）（c）优化后前保配接处结构

将优化后的翼子板总成结构进行性能模拟计算，根据其变形云图（图 9）所示，刚度最差的位置为支架 9，即翼子板前角处，刚度为 51.47N/mm，恰好能够满足特征点的刚度需求。

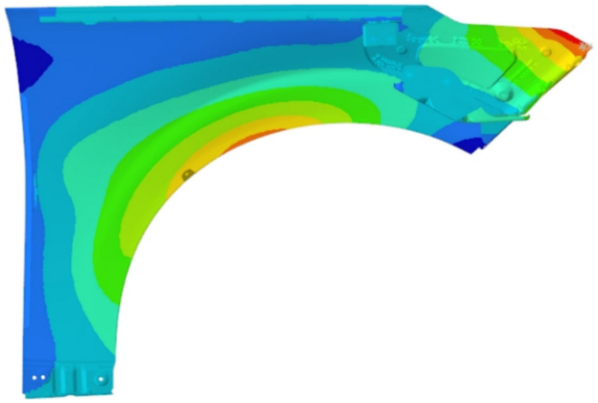


图 9　优化后翼子板分析云图

5 总结

讨论了金属翼子板常见配接结构，从结构刚度、抗凹性、行人保护等方面分析了相关国家、行业规定等对翼子板的性能要求；系统分析了金属翼子板结构性能优化的方向，总结了翼子板结构性能优化的路径；以某车型翼子板结构为例，通过翼子板结构优化前后的性能对比，验证了翼子板性能优化路径的科学性，对翼子板性能优化研究起到了一定的借鉴意义。

参考文献：

[1] 唐士东,王昌,戴长征. 基于翼子板常见缺陷的调试与分析研究[J]. 锻造与冲压,2022,No.537(16):49-51.

[2] 随学永,王爱国,赵坤民. 基于 Miner 理论的汽车翼子板疲劳破坏研究[J]. 汽车工艺与材料,2024,No.428(08):12-17.

[3] 姚翠平,陈达明,曹龙龙. 某车型行人保护头型碰撞仿真与优化分析[J]. 重型汽车,2024,No.202(04):16-17.

[4] 苏亚辉,李亚鹏.汽车翼子板抗凹刚度有限元分析[J]. 内燃机与配件,2021,No.346(22):60-61.

[5] 李波,周波. SMC 复合材料汽车翼子板设计及性能研究[J]. 时代汽车,2020,No.338(14):126-127+140.

[6] Q/BJEV 02.796-2018 翼子板抗凹性 CAE 分析规范.

[7] GB/T 24550 汽车对行人的碰撞保护.

基于试验与仿真的某乘用车前机盖低频抖动特性及机理研究

李长雷，徐滢，崔丹丹，郭旭，陈舒阳，张朋磊

北汽研究总院，北京 顺义 100010

摘　要：针对某乘用车在 30 km/h 搓板路工况下出现的前机盖明显低频抖动问题，采用道路振动测试、实验模态、工作变形形态（ODS）、实车方案验证及有限元仿真相结合的方法，对前机盖振动性质、结构影响因素及控制指标进行研究。结果表明：搓板路工况下轴头主要振动频率集中于 10～15 Hz，前机盖一阶弯曲模态频率为 18.3 Hz，而 ODS 分析显示 11.5 Hz 和 13.5 Hz 附近存在明显工作变形，18.3 Hz 附近未出现显著响应，表明该问题主要属于道路低频激励引起的强迫振动。实车方案结果表明，基础状态峰值振动加速度为 2.80 m/s²，后部增加 2 点缓冲块后降低至 1.08 m/s²，降幅为 61.4%；机盖加强版配合后部 2 点缓冲块后进一步降低至 0.94 m/s²，而单独采用机盖加强版改善有限，说明边界支撑状态及作用位置对机盖道路响应具有显著影响。通过对膨胀胶、机盖锁、缓冲块和密封条等关键连接进行修正，有限元一阶模态由 20.4 Hz 修正至 19.1 Hz，与 18.3 Hz 实测结果相差 0.8 Hz。进一步分析表明，机盖低频响应具有明显的空间非均匀性，提高低阶模态频率有利于降低 13 Hz 附近的振动响应。结合不同车型及结构状态样本统计，最终提出机盖一阶弯曲模态频率不低于 25 Hz、外板关键区域 50 Hz 以内局部动刚度最低值不低于 3.5 N/mm 的双指标工程控制方法。研究结果可为汽车前机盖低频抖动的试验诊断、数值分析及前期结构设计提供参考。

关键词：汽车前机盖；低频抖动；工作变形形态；实验模态；有限元分析；边界支撑

Abstract: To investigate the pronounced low-frequency shaking of an automotive hood under a washboard-road condition at 30 km/h, an integrated approach combining road vibration testing, experimental modal analysis, operational deflection shape (ODS) analysis, vehicle-level scheme validation, and finite element simulation was employed. The results show that the dominant vibration input at the wheel hub is concentrated within 10 ~ 15 Hz, whereas the first bending modal frequency of the hood is approximately 18.3 Hz. Significant operational deformation occurs near 11.5 Hz and 13.5 Hz, while no pronounced response is observed around 18.3 Hz, indicating that the hood shaking is mainly a forced vibration induced by low-frequency road excitation rather than a typical first-order modal resonance. Vehicle tests show that the peak acceleration decreases from 2.80 m/s² in the baseline condition to 1.08 m/s² after adding two bumper block, corresponding to a reduction of 61.4%. A reinforced hood combined with two bumper block further reduces the peak acceleration to 0.94 m/s², whereas reinforcement alone provides limited improvement, demonstrating the significant influence of boundary support conditions and support locations. After refining the finite element model by considering realistic parameters of the expansion adhesive, hood latch, bumpers, and sealing strips, the calculated first modal frequency decreases from 20.4 Hz to 19.1 Hz, with a deviation of only 0.8 Hz from the measured value of 18.3 Hz. Further analysis reveals a pronounced spatially non-uniform vibration response, and increasing the low-order modal frequency can effectively reduce the response around 13 Hz. Based on statistical results from different vehicle and structural states, a dual-index engineering control criterion is proposed: the first bending modal frequency should be no lower than 25 Hz, and the minimum local dynamic stiffness of the critical outer-panel region within 50 Hz should be no lower than 3.5 N/mm. The results provide a reference for experimental diagnosis, numerical analysis, and structural design of automotive hood shaking problems.

Keywords: automotive hood; low-frequency shaking; operational deflection shape; experimental modal analysis; finite element analysis; boundary support

1 引言

随着汽车产品轻量化及整车品质要求的不断提高，噪声、振动与声振粗糙度（Noise, Vibration and Harshness，NVH）已成为衡量车辆动态品质和乘坐感受的重要指标。前机盖作为典型的大尺寸薄壁覆盖件，通常由外板、内板以及铰链、机盖锁、缓冲块、密封条等连接部件共同组成，在满足造型、轻量化及安全性能要求的同时，还需要具备良好的动态稳定性。由于前机盖跨度较大、板厚较小，且与车身之间存在多种弹性、接触及局部支撑边界，其低阶动态特性容易受到结构参数及安装边界变化的影响。在车辆行驶过程中，道路不平度激励经轮胎、悬架和车身结构逐级传递至前机盖，当外部输入与机盖系统动态特性共同作用时，可能形成明显的低频振动甚至肉眼可见的抖动现象，从而影响车辆外观动态品质及用户主观感受。

针对汽车前机盖及其他车身薄壁覆盖件的振动特性，国内外已开展了较多实验与数值研究。Hanouf 等[1]采用实验模态分析和有限元方法研究汽车车门及前机盖板件的动态特性，通过固有频率和振型对比表明，两种方法均可有效识别汽车覆盖件的结构动态特征。Chandru 等[2]针对汽车前机盖开展有限元和实验模态研究，并分析阻尼措施对机盖振动特性的影响，验证了实验模态与数值分析相结合研究前机盖动态性能的可行性。Karanjkar 和 Banerjee[3]采用有限元与试验方法研究汽车前机盖自由振动特性，数值计算所得固有频率与实验结果具有较好一致性。 Pinzaru 等[4]进一步对钢制汽车前机盖开展实验模态参数识别与有限元模型相关性研究，通过固有频率、阻尼及振型对数值模型进行校核，说明准确描述结构连接及边界特性是获得可靠机盖动力学模型的重要基础。

对于车辆实际运行状态下的振动问题，仅获得结构固有频率和振型并不能完全描述其工作响应。道路激励具有明显的工况相关性，车辆零部件的实际振动还受到激励幅值、振动传递路径以及结构自身频率响应特性的共同影响。Muthu Kumar 等[5]采用道路模拟试验和工作变形形态（Operational Deflection Shape，ODS）分析研究车辆在不同激励频率下的实际振动状态，并通过运行状态下的变形形态识别共振频率及部件之间的振动传递关系，说明 ODS 可作为区分结构固有模态与实际工作振动的重要手段。Amman 等[6]利用车辆振动模拟系统分析实际道路振动问题，并通过道路数据的工作变形结果识别主要振动来源，表明实际道路振动应结合输入频谱和结构运行响应共同分析。Guo 等[7]则通过车身有限元分析、实验模态及传递路径分析研究车身板件振动及结构传声问题，指出数值模型与试验结果的相关性验证是后续振动机理分析的重要前提。

国内相关研究已较多采用试验测试与数值仿真相结合的方法开展车辆振动问题分析。王成明等[8]利用 Ansys Workbench 和 LMS Test.Lab 分别开展汽车传动轴有限元模态分析和锤击模态试验，并通过实测结果对数值模型进行验证，在此基础上分析中间支撑参数对系统振动的影响。 徐劲力等[9]采用 ADAMS 虚拟样机与整车试验相结合的方法研究传动轴系统振动及车内噪声，通过不同结构方案的数值与试验对比验证了仿真方法在车辆 NVH 问题分析中的有效性。 杨明等[10]针对商用车挡泥板抖动问题，综合采用有限元模态分析、频率响应分析和实车道路试验，识别结构模态与实际激励之间的关系，并通过优化结构解决了零部件抖动问题。

综上，实验模态、道路振动测试、ODS 分析和有限元仿真已广泛应用于车辆结构振动问题研究。对于前机盖行驶抖动，实际道路响应既受机盖自身动态特性的影响，也与道路输入及其经悬架、车身传递后的激励有关，因此实际工作频率与机盖固有频率并不一定对应。与此同时，铰链、机盖锁、缓冲块和密封条等连接部件构成了机盖复杂的边界约束，不同支撑形式及位置均可能改变其振动响应。已有研究多从模态特性、结构优化或频率响应等方面开展分析，而针对搓板路工况下前机盖实际抖动现象，将道路测试、工作变形、实车方案及数值分析结合起来开展研究的相关工作仍较少。

基于此，本文以某乘用车在 30 km/h 搓板路工况下出现的前机盖明显抖动问题为研究对象。首

先，通过轴头及机盖振动测试、实验模态和 ODS 分析识别实际道路输入及机盖工作振动特征，判定前机盖抖动的主要振动性质；随后，通过改变机盖结构状态、缓冲块数量及缓冲块位置开展多方案实车验证，分析边界条件变化对道路响应的影响。在此基础上，对前机盖有限元模型中的膨胀胶、机盖锁、缓冲块及密封条等关键连接进行修正，并利用实验模态结果完成模型校核；进一步结合典型低频工况分析机盖空间振动响应及低阶模态变化规律。最后，基于不同车型及结构状态样本的动态特征统计，建立由机盖一阶弯曲模态频率和关键区域局部动刚度组成的双指标工程控制方法，为汽车前机盖低频抖动的试验诊断、数值分析及前期结构设计提供参考。

2 前机盖道路抖动试验诊断

2.1 问题描述与试验方案

某乘用车样车在搓板路行驶过程中出现明显的前机盖上下抖动现象；车辆处于静止状态时，轻拍前机盖亦可观察到较明显的自由振动。为明确该问题的主要振动性质，并判断其是否由机盖自身模态共振引起，分别开展道路振动测试、前机盖运行响应测试、实验模态测试及工作变形分析。测试的主要目的即为综合轴头激励、机盖模态及工作变形结果，对前机盖抖动属于强迫振动还是模态共振进行判定。

道路测试采用 30 km/h 搓板路工况。在左前轴头布置加速度传感器，用于表征道路激励经轮胎及悬架系统传递后的车轮端振动输入；同时在前机盖布置振动测点，用于获得实际运行过程中不同区域的振动响应，道路振动测试传感器布置如图 1 所示。



(a)左前轴头布置位置　　(b)前机盖布置位置

图 1　道路振动测试传感器布置

实验模态测试采用移动力锤法，在前机盖不同位置布置响应测点。测试过程中，力锤内置力传感器记录输入力时程 $F(t)$，机盖上的加速度传感器记录结构振动响应 $a_i(t)$。对输入力和加速度响应进行傅里叶变换后，分别得到频域信号 $F(f)$ 和 $A_i(f)$，则第 i 个测量自由度的加速度频率响应函数可表示为：

$$H_i(f)=\frac{A_i(f)}{F(f)} \tag{1}$$

通过多个测量自由度的 FRF 及其幅值、相位关系进行模态参数识别，可获得前机盖固有频率及对应振型。此外，为描述车辆实际运行状态下前机盖不同位置之间的相对运动关系，对搓板路运行振动数据进一步开展工作变形分析。工作变形形态（Operational Deflection Shape，ODS）通过各测点在特定工作频率处的响应幅值及相位关系重构结构运行状态下的空间变形，可用于比较实际工作振动与实验模态振型之间的差异。

2.2 路面激励频率特征

对 30 km/h 搓板路工况下左前轴头 Z 向加速度信号进行频域分析，以识别作用于整车系统的主要道路振动输入。结果表明，轴头振动能量主要集中于低频范围，其中约 10～15 Hz 区域内存在明

显的响应峰，左前轴头 Z 向振动频谱如图 2 所示。

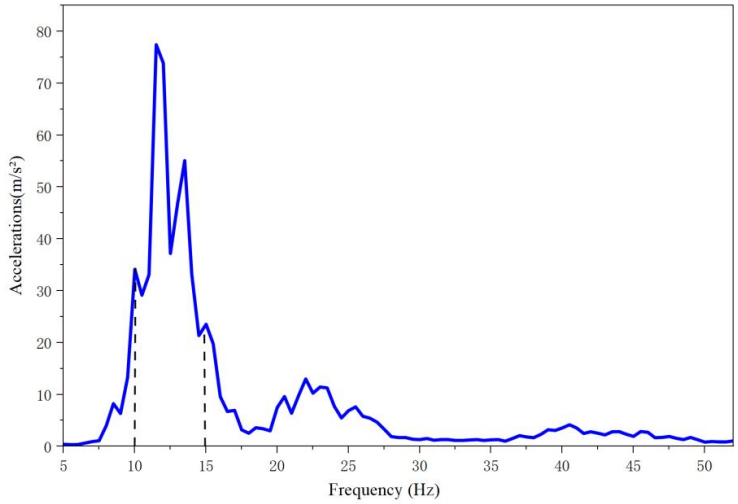


图 2　30 km/h 搓板路工况下左前轴头 Z 向振动频谱

在此基础上，进一步对前机盖多个测点的 Z 向运行振动信号进行频域分析。不同测点在相同道路工况下表现出明显不同的响应幅值，且低频范围内存在多个显著响应峰，前机盖各测点 Z 向 AutoPower 频谱如图 3 所示。

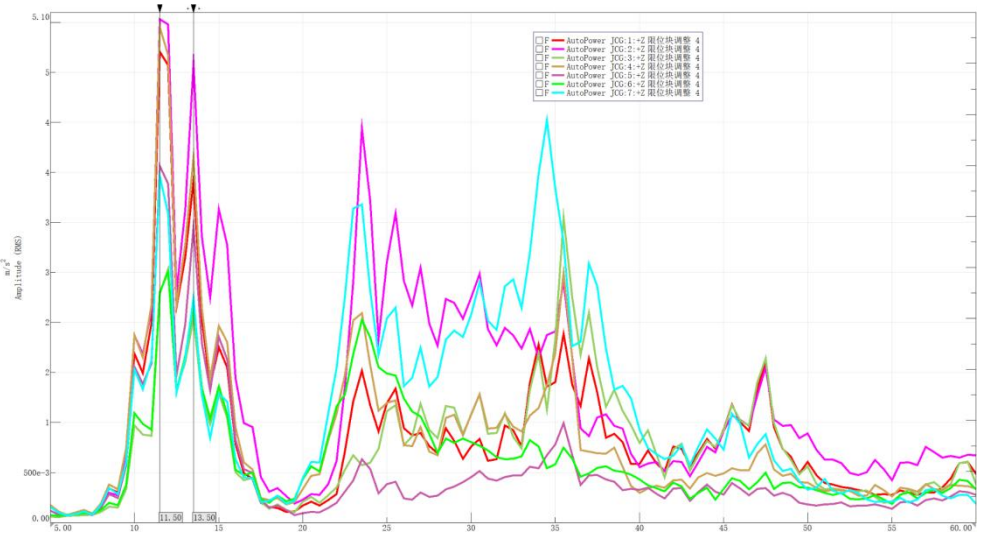


图 3　前机盖不同测点 Z 向加速度幅值频谱

由图 3 可以看出，前机盖在实际道路工况下并非各位置保持相同的振动水平，而表现出明显的空间非均匀响应。需要指出的是，AutoPower 反映的是某一测量通道在实际运行状态下的频域能量分布，其谱峰同时受到外部输入、车辆振动传递及机盖自身动态特性的共同影响，因此不能仅依据图 3 中的某一响应峰直接判定前机盖的固有模态频率。

2.3 机盖实验模态特性

实验模态测试用于获得相对独立于具体道路输入的前机盖固有动态特性。通过力锤激励获取各测量自由度的频率响应函数，并结合不同测点之间的幅值和相位关系进行模态参数识别。测试结果表明，该车型前机盖第一阶主要弯曲模态频率约为 18.3 Hz，一阶弯曲模态振型如图 4 所示。

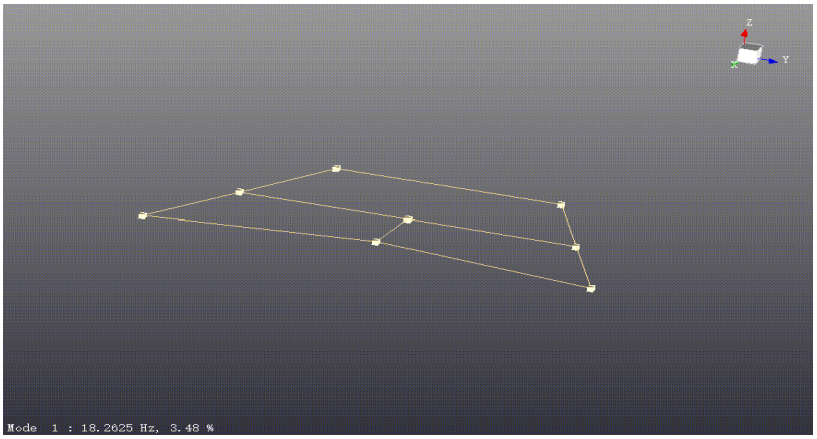


图 4　前机盖 18.3 Hz 一阶弯曲模态振型

2.4 工作变形及振动性质判定

实验模态反映的是前机盖自身的固有动态特性，而车辆实际行驶过程中机盖是否以该模态形式发生显著振动，还需要结合实际运行状态下的工作变形进行判断。因此，基于 30 km/h 搓板路工况下采集的多通道机盖振动数据，进一步开展工作变形形态分析。

工作变形形态反映结构在实际运行状态下某一频率处各测点之间的相对运动状态。通过提取不同测点在特定频率处的响应幅值及相位关系，可以在几何模型中重构前机盖实际工作时的空间振动形态，搓板路工况下前机盖的互谱特征及 ODS 分析结果如图 5 所示。

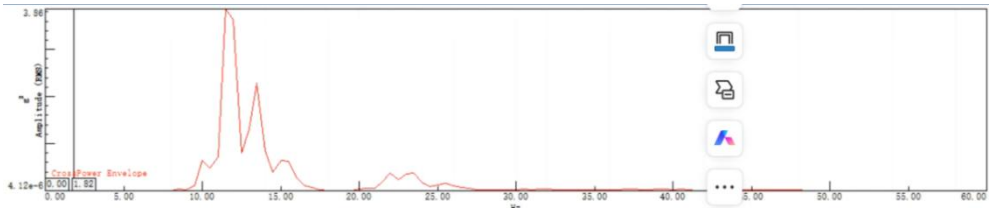


图 5　搓板路工况下前机盖工作变形分析结果

从运行信号的 CrossPower Envelope 可以看出，低频区域内存在两个较为明显的工作响应峰，其中 11.5 Hz 和 13.5 Hz 显著响应。进一步观察 ODS 结果发现，机盖在 11.5 Hz 和 13.5 Hz 附近均存在明显工作变形，而在 18.3 Hz 附近未观察到与第一阶弯曲模态相对应的显著运行振动。为进一步验证上述判断，将机盖限位块调整至最高位置，使机盖边界约束状态发生变化。调整后，前机盖一阶模态频率由 18.3 Hz 提高至 18.6 Hz，但车辆在相同搓板路工况下仍表现出明显机盖抖动

这表明某乘用车在当前搓板路工况下的明显机盖抖动主要表现为道路低频输入经车辆系统传递后引起的强迫振动，而非共振。

3 实车方案验证与有限元模型校核

3.1 实车验证方案及道路响应

在明确前机盖抖动主要表现为道路低频强迫振动后，为识别影响实际道路响应的关键结构因素，围绕机盖结构状态、缓冲块数量及缓冲块位置开展多方案实车验证。验证方案主要包括原机盖基础状态、在不同区域布置缓冲块（机盖前部、铰链处以及机盖后部）以及安装机盖加强版三种主要方式。各方案的主要结构变化示意如图 6 所示，具体方案以及测试结果见表 1。



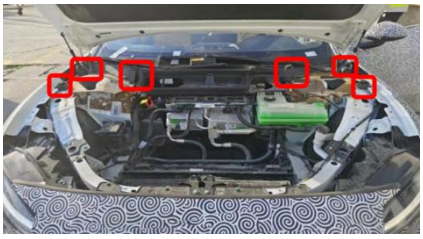
(a)方案 01



(b)方案 02



(c)方案 03



(d)方案 04



(e)方案 05



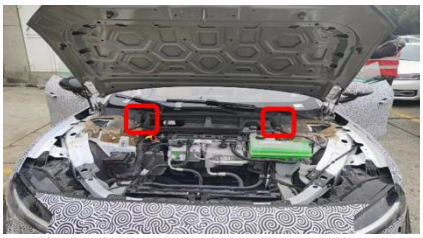
(f)方案 06



(g)方案 07



(h)方案 08



(i)方案 09



(j)方案 10

图 6　某车型前机盖 10 种实车验证方案示意图

表 1　不同实车验证方案及峰值振动响应

方案	结构状态	峰值加速度/(ms-2)
01	原机盖	2.80
02	原机盖+前部 2 点	1.69
03	原机盖+前 2 点+铰链 2 点	2.35
04	原机盖+前 2 点+铰链 2 点+后 2 点	1.29

05	原机盖+前 2 点+后 2 点	1.19
06	原机盖+后 2 点	1.08
07	原机盖+饰板 1 点	1.73
08	机盖加强版	2.75
09	机盖加强版+后 2 点	0.94
10	机盖加强版+后 2 点侧移	1.40

由于图表可知，不同结构对机盖道路响应具有明显影响。基础状态下机盖峰值振动加速度为 2.80 m/s²，相比之下，仅安装机盖加强版时峰值仍为 2.75 m/s²，与基础状态基本相当，说明板件状态改变本身并非道路响应降低的决定性因素。当后部增加 2 点缓冲块的改善效果最明显，且缓冲块点越靠近机盖后侧中心，减振效果总体越好；单纯机盖加强方案的改善则相对有限。

3.2 有限元模型建立以及优化修正

数值分析采用前机盖有限元模型进行。模型主要包含机盖钣金、内外板膨胀胶、隔音垫、机盖锁、铰链、气撑杆、缓冲块、周边密封条以及缓冲块密封条的饰板等部件。与初始模型相比，优化修正后模型根据实际结构参数对模型进行了针对性修正，其中内外板膨胀胶由经验参数调整为实测参数；机盖锁由理想刚性连接修改为 BUSH 弹性连接；缓冲块由原经验刚度 300 N/mm 调整为实测刚度；原模型中未考虑的密封条重新建立，并赋予实测参数；缓冲块密封条的饰板及其与车身之间的弹性连接亦纳入模型。同时，隔音垫和气撑杆通过等效质量方式考虑。项目资料指出，膨胀胶和密封条参数对机盖模态具有较为明显的影响。修正的主要部件及处理方式如图 9 所示。

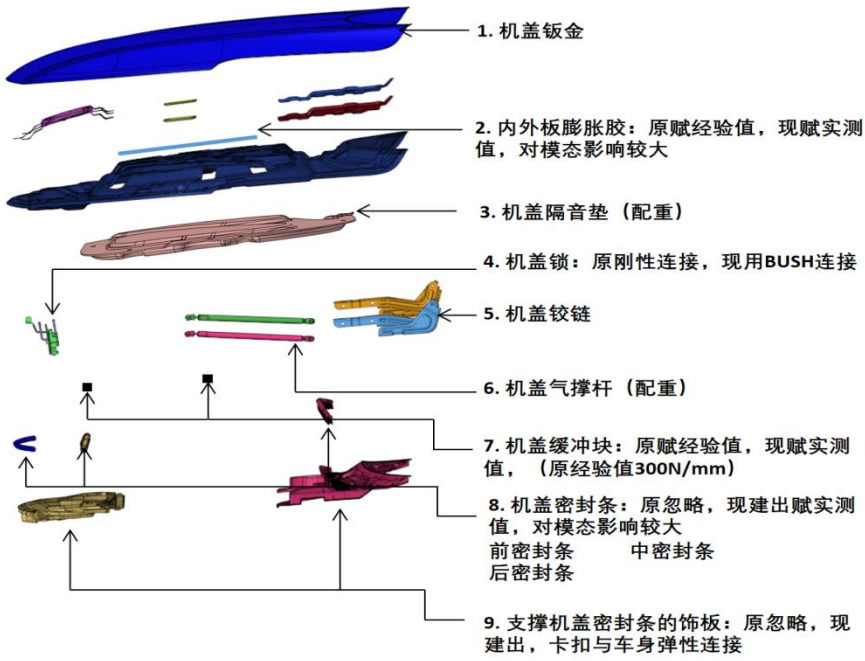


图 9　前机盖有限元模型主要组成及模型修正内容

修正使模型能够更真实地反映实际装配状态下机盖的弹性边界条件。特别是缓冲块、密封条及机盖锁等部件虽然并非机盖主体承载结构，但直接参与边界力的传递，因此其简化方式会影响低阶模态和后续频率响应结果。

3.3 有限元模型模态校核

为验证修正后有限元模型对前机盖低阶动态特性的描述能力，将仿真模态结果与实验模态结果进行对比。某乘用车的初始状态的实测模态频率为 18.3 Hz，初始有限元模型计算结果为 20.4 Hz；完成关键连接及附件参数修正后，优化后模型的计算结果降低至 19.1 Hz，与试验结果相差 0.8 Hz，

有限元模型如图 10 所示。

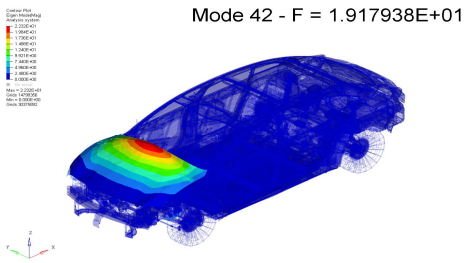


图 10　修正后的某乘用车有限元模型

为进一步检验该建模修正方法在不同机盖状态下的一致性，同时选取对比车型 A 和对比车型 B 进行模态对标，结果如表 2 所示。

表 2　不同车型及结构状态下前机盖实验模态与有限元结果对比

样本状态	实测模态/Hz	初始仿真/Hz	修正后仿真/Hz	修正后差值/Hz
某乘用车	18.3	20.4	19.1	+0.8
对比车型 A 初始状态	22.3	24.8	22.6	+0.3
对比车型 A 无前后密封条	21.6	23.6	21.6	0
对比车型 B 初始状态	31.9	29.6	31.4	−0.5
对比车型 B 无前后密封条	27.6	25.1	26.7	−0.9

由表 2 可知，修正后各状态的模态频率与实测结果差值均控制在 1 Hz 以内，相比初始模型具有明显改善。尤其在考虑膨胀胶、缓冲块及周边密封条等弹性连接后，模型对不同边界状态下机盖低阶模态的变化趋势具有较好的表征能力。

4 典型低频激励下机盖振动响应与机理分析

4.1 典型低频响应及振动传递特性

由于实车测试结果中 13Hz 附近响应最大，因此本文选取约 13 Hz 作为代表性低频工况，对机盖不同区域振动响应进行分析。对机盖的 1 号、2 号、5 号和 7 号评价位置进行了 13 Hz 响应比较，其中 2 号位置响应最大，如图 11 所示。

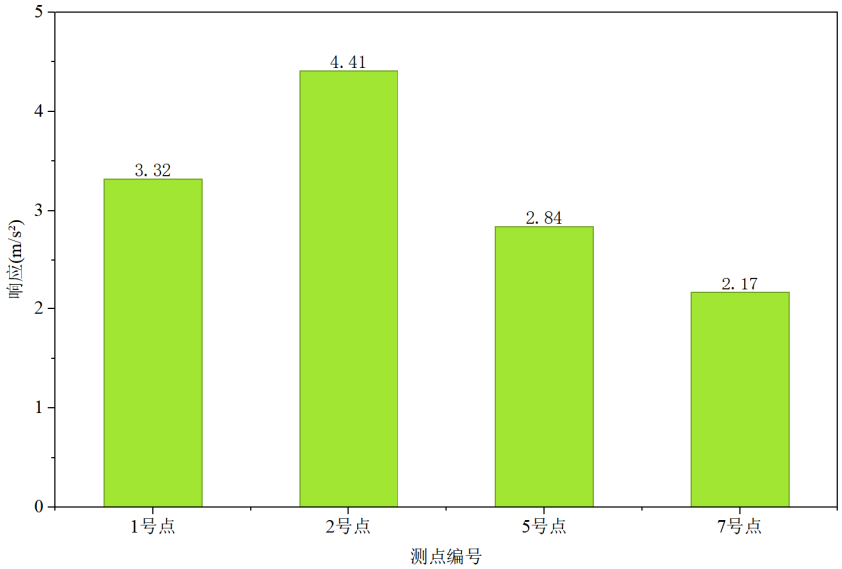


图 11　某乘用车型初始状态各测点振动响应(13Hz)

不同位置存在明显响应差异，表明机盖在道路低频输入作用下并非以完全同步的刚体形式运动，而具有显著的空间非均匀响应。因此，对前机盖低频抖动的评价不能仅依据单一测点的振动响应，还应结合不同区域的空间响应差异以及整体与局部振动特征进行综合分析。

4.2 整体振动与局部振动作用机制

从不同车型及不同机盖状态的振型和响应分布可以看出，前机盖行驶抖动具有整体振动和局部振动共同作用的特征。现有机理分析材料将整体振动主要与机盖低阶模态关联，将局部振动主要与局部刚度和结构变形位置关联。

整体振动主要表现为机盖大范围同步或近同步弯曲变形，其动态特性主要受机盖整体质量、低阶弯曲模态以及铰链、锁和周边支撑形成的整体边界刚度影响。局部振动则主要集中于外板变形较大的区域，其响应除受到整体结构运动影响外，还与局部面刚度、加强筋布置、缓冲块、密封条及支撑位置等因素有关。

为分析整体模态变化对 13 Hz 低频响应的影响，对一系列具有不同机盖低阶模态频率的模型状态进行了对比，如图 12 所示。

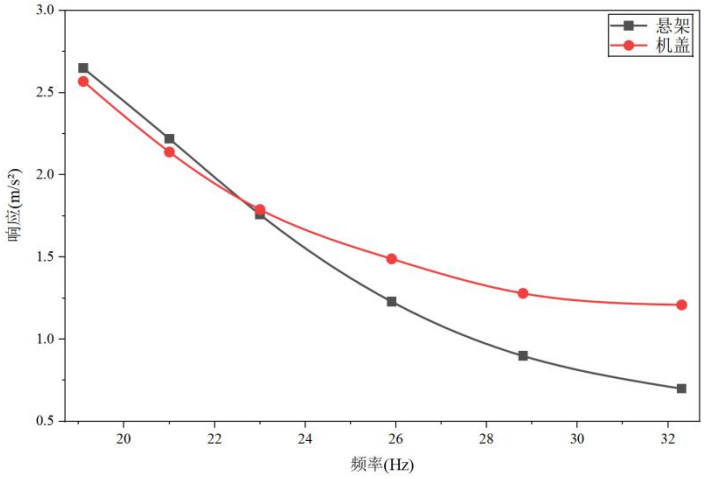


图 12　不同模态机盖振动响应对比

由此可见，随着机盖低阶固有频率升高，13 Hz 处与机盖低阶结构模态相关的响应贡献总体呈明显下降趋势。这表明提高机盖低阶模态频率有利于减弱主要道路低频输入与机盖自身低阶模态之间的动态耦合。

4.3 前机盖抖动工程控制指标

前机盖行驶抖动由整体振动与局部振动共同作用形成，其中整体振动与机盖低阶模态密切相关，局部振动则受到外板局部结构动态特性的影响。因此，仅采用单一模态频率难以完整评价前机盖的行驶抖动风险。基于研究车型的机理分析结果，进一步汇总不同车型及结构状态的行驶抖动表现、机盖一阶模态频率和局部动刚度，建立面向车型开发的双指标控制方法。

不同样本的机盖一阶模态频率分布如图 13 所示。结合各样本是否存在明显行驶抖动的分组结果，将 24 Hz 作为一阶模态频率的经验下限，并进一步确定 25 Hz 作为工程设计目标。对于局部振动，以机盖外板模态位移较大区域为评价位置，统计 50 Hz 以内局部动刚度曲线的最低值，其样本分布如图 14 所示。根据样本统计结果，将 3.0 N/mm 作为局部动刚度经验下限，并确定 3.5 N/mm 作为工程控制目标。

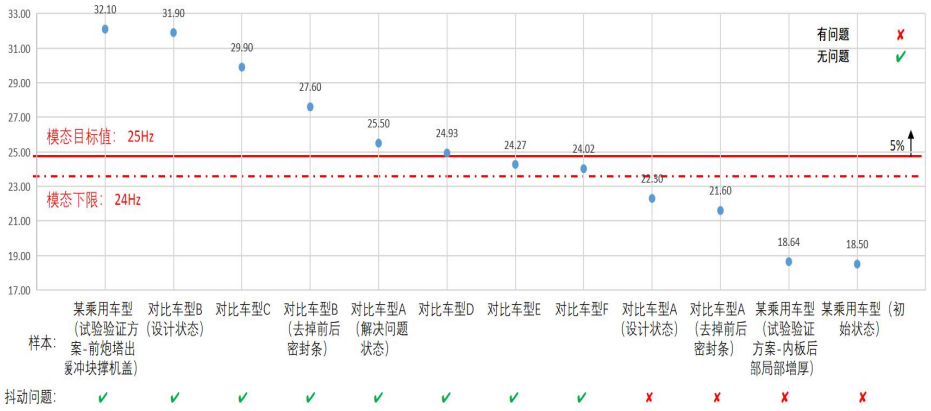


图 13　不同样本机盖一阶模态频率分布

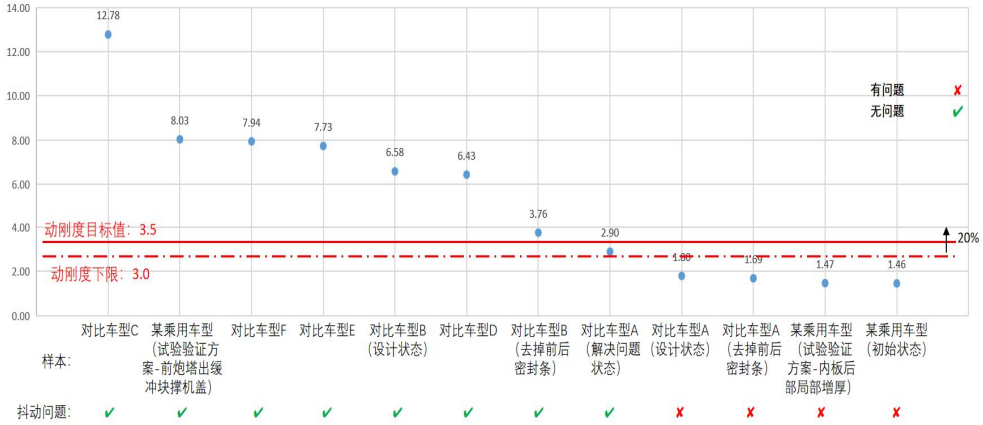


图 14　不同样本局部动刚度分布

由此形成前机盖行驶抖动双指标控制方法：机盖一阶弯曲模态频率不低于 25 Hz，外板关键区域 50 Hz 以内局部动刚度最低值不低于 3.5 N/mm，且两项指标需同时满足。其中，一阶模态频率用于控制机盖整体低频振动特性，局部动刚度用于约束外板局部动态变形，两项指标分别从整体和局部两个尺度表征前机盖的行驶抖动风险，可为后续车型前期结构设计及方案评价提供工程参考。

5 结论

针对某乘用车在搓板路工况下出现的前机盖低频抖动问题，本文结合道路振动测试、实验模态、ODS 分析、实车方案验证及有限元仿真开展研究，主要结论如下：

（1）30 km/h 搓板路工况下，轴头主要振动输入集中于 10～15 Hz，前机盖一阶弯曲模态频率约为 18.3 Hz。ODS 结果表明，11.5 Hz 和 13.5 Hz 附近存在明显工作变形，而 18.3 Hz 附近未出现显著工作响应；限位块调整后机盖一阶模态由 18.3 Hz 提高至 18.6 Hz，实际道路抖动仍然明显。因此，该工况下的前机盖抖动主要表现为道路低频输入引起的强迫振动，而非 18.3 Hz 一阶模态主导的典型共振。

（2）实车方案验证表明，前机盖低频响应对边界支撑条件及支撑位置较为敏感。基础状态峰值振动加速度为 2.80 m/s²，后部增加 2 点缓冲块后降低至 1.08 m/s²，降幅为 61.4%；机盖加强版配合后部 2 点缓冲块后峰值进一步降低至 0.94 m/s²。相比之下，单独采用机盖加强版时峰值仍为 2.75 m/s²，表明仅改变板件结构状态并不能保证道路抖动得到有效改善。

（3）考虑膨胀胶、机盖锁、缓冲块、密封条等实际弹性连接特性后，有限元模型对低阶模态的预测精度明显提高。研究车型一阶模态由初始计算的 20.4 Hz 修正至 19.1 Hz，与 18.5 Hz 实测结果

相差 0.8 Hz；其他对比状态修正后的频率差值均控制在 1 Hz 以内，说明修正后的模型能够较好表征不同边界状态下前机盖的低阶动态特性。

（4）前机盖在 13 Hz 低频激励下表现出明显的空间非均匀响应，提高机盖低阶模态频率能够降低该频率附近的振动响应。结合不同车型及结构状态样本统计，形成面向车型前期开发的双指标工程控制方法：机盖一阶弯曲模态频率不低于 25 Hz，外板关键区域 50 Hz 以内局部动刚度最低值不低于 3.5 N/mm，且两项指标需同时考虑，从整体和局部两个尺度对前机盖行驶抖动风险进行控制。

参考文献：

[1] Hanouf Z, Faris W F, Mohd Nor M J. Dynamic characterisation of vehicle structural panels[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2015, 11(3/4): 199-209.

[2] Chandru B T, Suresh P M, Sathya J, et al. Modal analysis of car hood with viscoelastic damper[J]. Materials Today: Proceedings, 2018, 5(10): 22293-22302.

[3] Karanjkar A V, Banerjee N. Experimental and finite element investigation of free vibration behaviour of car bonnet[J]. International Review of Mechanical Engineering, 2017, 11(7): 448-453.

[4] Pinzaru V, Bujoreanu C, Barat O. Structural damping analysis of a vehicle front hood: Experimental modal parameters extraction and simulation correlation[J]. Machines, 2024, 12(12): 862.

[5] Muthu Kumar P, Rajendran M K, Rammurthy M S, et al. Operational deflection shapes & resonance analysis using road simulator[R]. SAE Technical Paper 2019-26-0323, 2019.

[6] Amman S, Pielemeier B, Snyder D, et al. Road vibration investigation using the Ford Vehicle Vibration Simulator[R]. SAE Technical Paper 2001-01-1572, 2001.

[7] Guo R, Zhang L J, Zhao J, et al. Interior structure-borne noise reduction by controlling the automotive body panel vibration[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(7): 943-956.

[8] 王成明, 张得富, 陈云升. 汽车传动轴振动的仿真分析与优化[J]. 机械设计与制造, 2022(9): 27-31, 36.

[9] 徐劲力, 潘青姑, 陈端滢. 基于汽车 NVH 提升的传动轴优化仿真分析与实验验证[J]. 汽车工程, 2018, 40(12): 1467-1474.

[10] 杨明, 王生怀, 朱向洪, 等. 某新型商用车挡泥板振动特性评价与优化分析[J]. 机械设计与制造, 2025(12): 252-257.

某车型动力总成布置参数化建模分析及应用

刘鸿鹏，李淑德，卢旭，安志亮

（1. 北京汽车集团越野车有限公司，北京 101300；2. 北汽集团研究总院有限公司，北京 101300）

摘　要：汽车工业已在全世界范围内展开剧烈的竞争，由于市场需求多样化，产品竞争愈发激烈，动力总成的多样化需求更加迫切。一款车型往往会匹配多种动力总成（包含柴油机，汽油机，混合动力，AT/MT），动力总成匹配的多样化对总布置工程师的挑战越来越大。如何在短时间内在现有平台上匹配多款动力总成成为市场竞争的关键。而使不同动力总成与周边零部件之间预留的间隙合理，则成为机舱布置中的重点工作之一。动力总成 28 工况包络校核，是动力总成在车辆实际行驶时与周边零部件间隙的重要校核方法，也是新车型，特别是换发车型在前期开发中的一项重要工作。

本文介绍了一种全新的动力总成包络生成方法及其应用，通过 CATIA 中“知识工程专家”模块，运用参数化建模，搭建一个参数化设计模型。只需通过修改关联参数表中的参考点坐标数据或设计工况下的零部件数模，就可以实现动力总成包络工况位置及相关数模的修改。本方法很好的解决了目前动力总成包络制作操作繁琐费时、包络体数模数据量大、效率低、易出错等缺点，极大的提高了布置工程师的工作效率和校核准确性。后期通过 24 通道和实际道路试验验证（以空调压缩机和发动机装饰罩布置问题为例），充分证明了此方法的准确性和实用性，成为前机舱总布置设计中一种新型的有效方法和手段。

关键词：动力总成 28 工况；CATIA；参数化建模；机舱布置

绪论

汽车工业已在全世界范围内展开剧烈的竞争，由于市场需求多样化，产品竞争愈发激烈，动力总成的多样化需求更加迫切。汽车在实际道路行驶时，会出现多种复杂的工况，零部件之间随之发生相对运动。动力总成与车架通过悬置柔性连接，由于动力总成质量、转动惯量较大，在不同工况的平动和转动共同作用下，相对车架及机舱周边零部件的位移较大，动力总成就可能与周边零部件发生干涉。所以一个好的发动机舱的布置应该是各零部件之间保持适当的静态间隙，满足安装及售后维修保养的空间要求，发动机舱空间利用率高，零部件布置紧凑整齐；同时还应该留出足够的动态间隙，在车辆行驶时保证零部件不干涉，不磨损，以保证零部件的性能，提高零部件的使用寿命。

1 机舱布置现状

发动机舱布置是一门技术性很强的工作，它涉及到材料、性能、安全、加工、装配、维修、成本及美观等诸方面。发动机舱布置了整车的心脏：发动机及其他相关的总成。在前舱有限的空间里不仅要摆放下这些部件，还要考虑到发动机的高温给周围部件所带来的影响，以及运动部件之间可能发生的软干涉，所以部件之间的间隙设计在前舱的布置中就显得尤为重要。

在传统布置中，要求发动机（纵置）的纵向倾斜与传动轴的位置能够较准确地一致，车架左右纵梁之间的距离需考虑吊装在发动机上的各总成（动力转向泵，空调压缩机，发电机等）以及将发动机从上面安装到汽车上的可能性。在整车坐标系中， X 方向的发动机舱布置主要考虑动力总成与前端散热系统、车身前围板以及汽车发生正面碰撞时的干涉情况；Y 方向的发动机舱布置主要考虑动力总成与车架左右纵梁以及装配时的干涉情况；Z 方向的发动机舱布置主要考虑离地间隙以及发动机与机盖隔音棉的干涉情况，同时还要兼顾考虑行人保护的要求。

在动力总成布置时，总布置工程师通常是根据设计经验确定其与周边零部件的最小间隙值，动力总成与周边主要零部件的间隙要求不小于 25mm。但每款动力总成的尺寸重量不同，车辆行驶工况不同，悬置参数不同均会导致动力总成运动包络发生变化。依靠单一的经验值已无法满足动力总

成多样性以及机舱紧凑布置的要求。动力总成 28 工况包络校核，就是通过生成 28 种普通和极限运行工况下动力总成的运动包络，放入机舱进行周边零部件的间隙检查[1]。该校核方法是检验动力总成在汽车实际行驶时与周边零部件间隙的重要方法，也是新车型，特别是换发车型在前期开发中的一项重要工作。本文所应用的发动机舱布置如图 1-1，图 1-2。

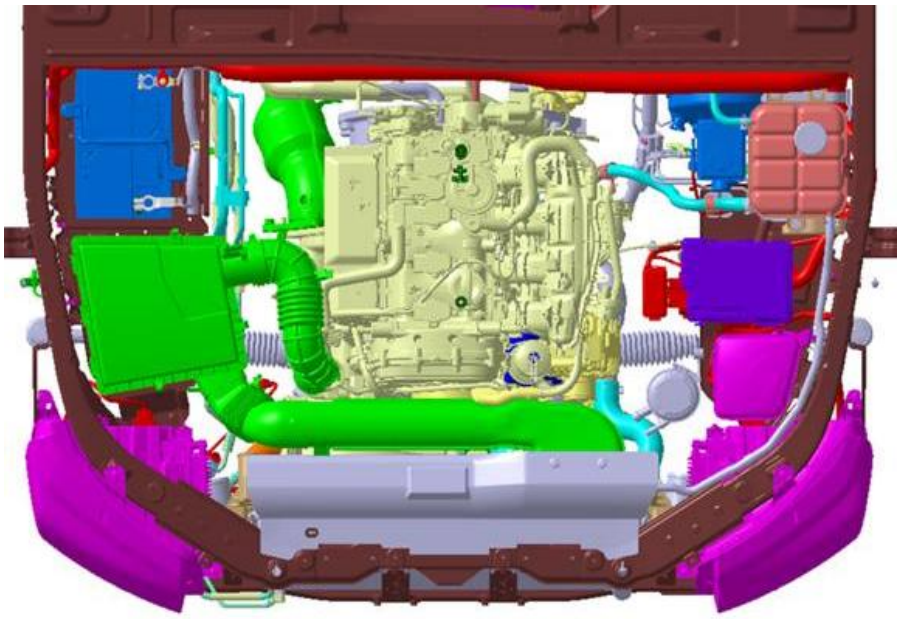


图 1-1　机舱俯视图

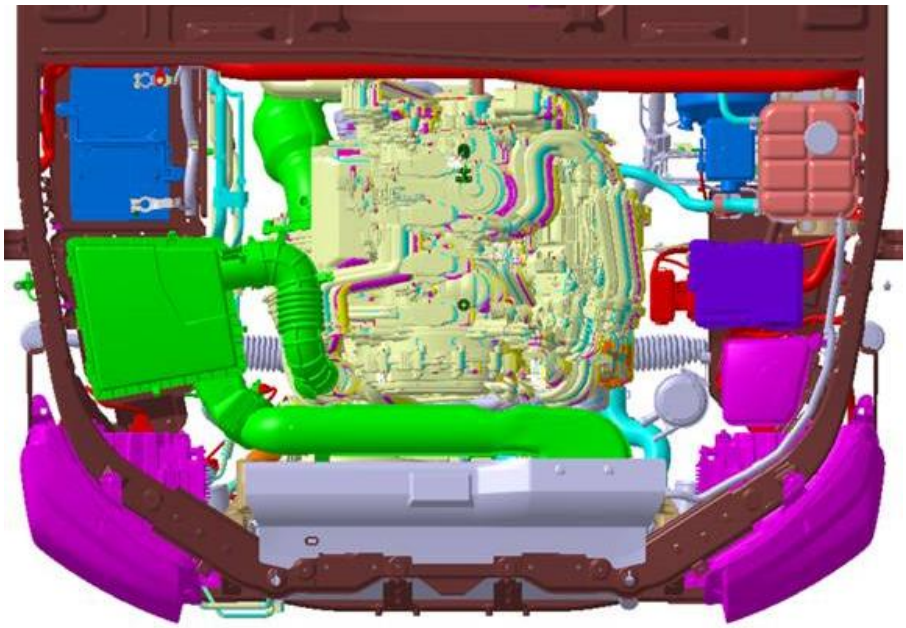


图 1-2　包络体机舱俯视图示意

现有动力总成包络制作方法主要分为两种：三点式定位法和欧拉角法[2]。三点式定位法是手动生成动力总成包络的常用方法。以动力总成质心点、发动机悬置点和变速箱悬置点为研究对象，通过 ADAMS 仿真计算得到不同工况下三点的对应坐标值。提供 CATIA 装配模块，将实体数模上这三个点分别与不同工况中对应点进行约束，便可得到动力总成各工况的位置。欧拉角法通过三个角来定位动力总成位置，分别是平动角(yaw)、转动角(pitch)、滚动角(roll)。通过设置 ADAMS 的输出，得到动力总成在各工况下沿三个坐标轴位移和按照 Z-X-Z 顺序旋转的欧拉角值。对数模进行平移和

按顺序的旋转操作，即可得到特定工况下数模的位置。

我司在研的某款硬派越野车型，在同一底盘平台基础上，需要搭载 9 款不同组合的动力总成，每款动力总成都会对应一套不同刚度的动力总成悬置，校核每款动力总成周边动态间隙是否满足布置要求就成为总布置工程师最重要的工作。在之前的设计过程中，动力总成包络生成需用罗盘移动动力总成，工况较多（动力总成需要进行 28 工况校核），操作繁琐费时，且动力总成数模的数据量较大，受计算机性能的影响，多工况位置下的动力总成数模需要分别存储在几个文件下，使用时分别导入前舱数模并进行干涉校验。这一过程中工程师的工作量较大，效率较低，且极易出错。

本文在三点式定位方法的基础上实现了参数化设计，生成不同车型不同工况下的动力总成包络时，只需修改设计工况的零部件和相应的参数表，即可实现包络模型的修改，将近五个小时的工作缩短为 5 分钟，而且准确度大幅提升，有极大的应用价值。

2 动力总成 28 工况说明

动力总成的运行情况简称动力总成工况。汽车本身是一个具有质量、弹性和阻尼的振动系统，由于汽车内部各部分的固有频率不同，汽车在行驶中常因路面不平，车速和运动方向的变化，车轮、发动机和传动系统的不平衡等各种外部和内部的激励作用而极易产生整车和局部的强烈振动。汽车在加速、减速和转弯时会产生冲击力，汽车行驶在崎岖的路面上或者突然遇到路坎时，路面对汽车会产生冲击。恶劣的行驶工况使得动力总成的振幅很大，会引起动力总成与周边零部件的摩擦和干涉碰撞，严重时甚至损坏周边零部件，大大缩短汽车的使用寿命。 在汽车的实际使用时，常常考虑将动力总成工况细分为一些特殊情况下的工况，包括各种典型工况和极限工况。在不对动力总成机构产生破坏性损伤的前提下，认为这些工况对动力总成在各方向的振动范围影响较大。这些典型工况基本考虑到了用户通常的使用情况和路试的运输要求。

表 2-1　为动力总成在不同方向，不同工况产生位移量的描述

冲击力种类	工况描述	结果
动力总成在汽车纵向产生冲击力	发动机输出最大扭矩下汽车向前加速行驶	纵向有较大的位移量
	发动机输出最大扭矩下汽车向后加速行驶	
	汽车低速行驶时前端发生碰撞	
	汽车低速行驶时后端发生碰撞	
动力总成在汽车横向产生冲击力	发动机输出最大扭矩下汽车向左拐弯行驶	横向有较大的位移量
	发动机输出最大扭矩下汽车向右拐弯行驶	
动力总成在汽车垂直方向产生冲击力	汽车通过减速坎	垂直方向有较大的位移量
	整车弹起	
	汽车在粗糙路面高速行驶	

另，当汽车以发动机最大输出扭矩行驶时，将在动力总成的动力输出端产生一个最大的反作用扭矩，该扭矩迫使动力总成绕动力输出端的轴向产生扭转角位移。

表 2-1 为我司采用的 28 种典型工况的描述以及每种工况下动力总成所受载荷的种类，包括动力总成质心的惯性加速度以及驱动轴作用在动力总成上的反力矩，每一项具体数值均由我司经大量的试验和长期积累所得。

表 2-2　我司提出的 28 种典型工况的描述

载荷编号	载荷工况	g 载荷			所受力矩	工况类型
		x	y	z		
1	动力总成设计状态				无	基准
2	最大发动机前进扭矩			-1	见方程 1	典型
3	最大发动机后退扭矩			-1	见方程 1	典型
4	最大发动机前进扭矩，向前加速	1		-1	同工况 2	典型

5	最大发动机前进扭矩，左转		1	-1	同工况 2	典型
6	最大发动机前进扭矩，右转		-1	-1	同工况 2	典型
7	最大发动机前进扭矩，减速带			-3	同工况 2	典型
8	最大发动机前进扭矩，回弹			1	同工况 2	典型
9	最大发动机后退扭矩，向后加速	-1		-1	同工况 3	典型
10	前碰	-11		-1	无	极限
11	后碰	11		-1	无	极限
12	竖直向上载荷			4	无	极限
13	竖直向下载荷			-6	无	极限
14	侧向左载荷		-3	-1	无	极限
15	侧向右载荷		3	-1	无	极限
16	竖直向上，侧向左载荷		-3	4	无	极限
17	竖直向上，侧向右载荷		3	4	无	极限
18	竖直向下，侧向左载荷		-3	-6	无	极限
19	竖直向下，侧向右载荷		3	-6	无	极限
20	粗糙路面向上载荷			2.5	无	典型
21	粗糙路面向下载荷			-4.5	无	典型
22	前向载荷	-3		-1	无	典型
23	后向载荷	3		-1	无	典型
24	极限向前力矩	1		-1	见方程 2	极限
25	极限向后力矩	-1		-1	见方程 2	极限
26	1g 竖直载荷平衡状态			-1	无	典型
27	部分向前力矩			-1	见方程 3	典型
28	部分向后力矩			-1	见方程 3	典型

表 2-3　最大前驱力矩-方程 1

	最大前驱力矩（方程 1）	
	自动挡	**手动挡**
前驱	$MF_A \times MET_A \times FGR_A \times FDR_A$ $MF_A = 0.8 \times STR$	$MF_M \times MET_M \times FGR_M \times FDR_M$ $MF_M = 1.4$
后驱	$MF_A \times MET_A \times FGR_A$ $MF_A = 0.8 \times STR$	$MF_M \times MET_M \times FGR_M$ $MF_M = 1.4$
四驱前轮力矩	系统独立 $MF_A = 0.8 \times STR$	系统独立 $MF_M = 1.4$
四驱后驱动轴力矩	系统独立 $MF_A = 0.8 \times STR$	系统独立 $MF_M = 1.4$

表 2-4　极限向前力矩-方程 2

	极限向前力矩（方程 2）	
	自动挡	**手动挡**
前驱	$DAF_A \times MET_A \times STR \times FGR_A \times FDR_A$ $DAF_A = 1.4$	$DAF_M \times MET_M \times FGR_M \times FDR_M$ $DAF_M = 2.2$
后驱	$DAF_A \times MET_A \times STR \times FGR_A$ $DAF_A = 1.4$	$DAF_M \times MET_M \times FGR_M$ $DAF_M = 2.2$
四驱前轮力矩	系统独立 $DAF_A = 1.4$	系统独立 $DAF_M = 2.2$
四驱后驱动轴力矩	系统独立 $DAF_A = 1.4$	系统独立 $DAF_M = 2.2$

表 2-5　部分力矩-方程 3

	向前	向后
前/后向部分力矩（方程 3）	5/8×最大向前力矩	5/8×最大向后力矩

表 2-6　上述公式参数说明

参数名称	参数说明
MET	发动机最大扭矩
FGR_A	首档速比-自动档
FGR_M	首档速比-手动挡
FDR_A	终档速比-自动档
FDR_M	终档速比-手动挡
STR	液力变矩器极限力矩
MF	附加系数

噪声振动（NVH）工程师在发动机总布置位置上利用 ADAMS 软件，根据上表提供的工况及相应的载荷为动力总成施加力、力矩以及悬置的刚度参数等，分析动力总成左右悬置和后悬置在各工况下变形量，得到动力总成在各工况下的位置参数，总布置工程师利用这些位置参数进行动力总成包络周边间隙的校核。

3 动力总成包络参数化模型建立

由于依靠 CATIA 中的罗盘移动数模生成包络的方法耗时耗力，效率极低，一个包络的生成需 5 个小时以上。故将 NVH 工程师输入的数据进行参数化，之后每次进行零部件的更改、悬置参数的更改只需要修改参数化模型的 EXCEL 参数表即可，可极大减少总布置工程师的工作量，提高动力总成相关零部件的设计校核效率。

3.1 建模要求

动力总成 28 工况包络参数化建模所需输入包括：

①.四个参考点（动力总成质心、整车坐标系下 XYZ 三轴上各取(Point N)一点）的设计状态坐标值,推荐坐标轴上参考点与动力总成质心点距离 200mm 以上；其中 Point1、Point2、Point3 分别为 Z 点，X 点，Y 点；

②.整车坐标系下动力总成28工况包络模型相关零部件数模（发动机等）；

③.将噪声振动分析工程师利用ADAMS软件计算得到的28种工况下动力总成四个参考点坐标表格 (表3-1)。

表 3-1　28 工况+设计状态下参考点坐标（EXCEL 参数表）

工况	质心坐标			Point 1坐标			Point 2坐标			Point 3坐标		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
0	287.9	31.1	214.49	287.9	31.1	400	600	31.1	214.49	287.9	200	214.49
1	388.047	17.548	212.982	388.269	2.77979	397.761	699.992	11.4367	211.824	391.674	186.474	226.952
2	288.204	42.4495	210.495	288.392	56.1219	395.552	600.15	48.7692	209.618	284.505	210.507	197.857
3	291.621	17.8231	212.697	291.953	2.96249	397.523	603.445	11.9447	211.217	294.968	186.666	226.719
4	288.002	19.2457	212.741	288.24	5.45521	397.659	600.044	13.9124	211.851	291.325	188.328	225.963
5	288.101	15.553	213.228	288.399	-0.06043	397.938	600.061	8.25846	211.883	292.396	184.355	227.927
6	288.457	18.1305	211.317	289.282	3.92754	396.164	600.504	12.2907	209.377	292.105	187.154	224.843
7	287.116	17.0232	215.401	286.305	1.95479	400.106	599.194	10.8231	216.15	290.828	185.914	229.614
8	285.076	42.3091	210.89	285.012	56.0152	395.866	597.097	48.6126	210.482	281.527	210.458	198.207
9	277.386	30.3539	208.877	274.264	29.1934	394.33	589.706	29.8858	214.565	277.901	199.265	209.931
10	298.325	31.5472	215.374	301.405	32.5068	400.891	610.146	31.9605	209.846	297.855	200.44	214.54
11	288.742	31.6148	222.175	289.808	31.9547	407.542	600.865	31.6567	220.289	288.743	200.509	221.721
12	286.922	30.2425	202.083	285.837	29.5217	387.821	599.135	30.0223	204.343	287.162	199.152	202.983
13	287.921	22.6251	211.438	287.941	20.4318	396.995	600.029	23.4928	211.49	287.582	191.735	213.703
14	288.195	39.2834	2.12E+02	288.592	41.3079	397.889	600.292	38.4209	211.732	288.549	207.972	210.369
15	288.496	23.737	221.502	289.256	20.5908	406.783	600.62	23.1701	220.058	288.908	192.731	224.278
16	288.815	39.1588	222.035	289.949	43.4978	407.313	600.917	40.4582	219.937	288.025	207.871	217.795
17	287.325	24.4554	203.744	286.585	22.4379	389.478	599.429	24.5293	205.238	287.346	193.458	205.924
18	287.378	37.1608	203.713	286.715	38.531	389.44	599.473	36.8169	205.049	287.498	205.928	202.574
19	288.276	31.4444	219.689	288.727	31.7147	405.029	600.386	31.4983	218.78	288.266	200.359	219.287
20	287.408	30.4626	204.782	286.814	29.9492	390.432	599.538	30.3284	205.976	287.517	199.374	205.403
21	280.433	30.7202	211.62	278.61	30.1651	397.222	592.704	30.573	215.11	280.691	199.606	212.219
22	295.29	31.2066	212.92	297.098	31.5028	398.433	607.229	31.2546	209.651	295.12	200.109	212.667
23	288.353	13.0241	214.003	288.996	-5.56012	398.507	600.261	5.79533	211.954	292.569	181.493	231.408
24	288.406	45.7946	211.018	288.921	62.2077	395.892	600.318	52.956	209.439	284.195	213.616	195.935
25	288.056	30.9609	211.879	288.249	30.8669	397.443	600.154	30.9514	211.606	288.061	199.864	212.021
26	287.844	21.8996	212.202	287.883	10.0047	397.302	599.9	16.1237	211.757	291.129	190.644	223.252
27	288.035	39.8241	210.258	288.157	51.2916	395.364	600.138	45.5283	209.745	284.815	207.999	199.489
28	287.822	23.2483	212.086	287.825	12.2783	397.263	599.875	17.593	211.748	290.984	191.967	222.228

3.2 建模过程

3.2.1 建立结构树

按照图 3-1 所示的结构树搭建 CATIA 装配体[3]，其中顶层为动力总成包络，下一层为“各工况参考点”实体文件以及“工况”装配体文件。“工况”装配体中包含“零部件基准点”实体文件及“零部件实体”装配体文件。将“工况”装配体文件加载 29 次，按顺序修改“工况”装配体的实例名称为“工况-n”（n=0~28），方便之后校核时快速定位问题工况的状态。

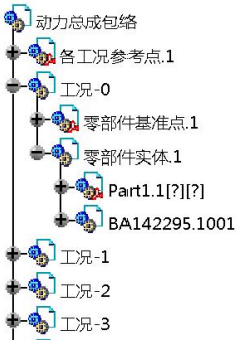


图 3-1　主结构树

3.2.2 参数化建模

在“各工况参考点”实体下建立工况 1~28 下参考点的三维坐标参数，并使其与输入的 EXCEL 表格（表 3-1）相关联。在“各工况参考点”实体下建立“参考点”几何图形集，在“参考点”几何图形集中建立“工况 n”（n=1~28）几何图形集。以“工况 1”几何图形集为例，在其中利用上一步导入的参数建立工况 1 相应的四个参考点，建立三条直线分别通过质心点以及另外三个参考点的其中一点。建立平面，使质心点、Z 点、X 点在平面上，按照图 3-2 所示重命名点线面，方便之后与零部件实体建立约束。

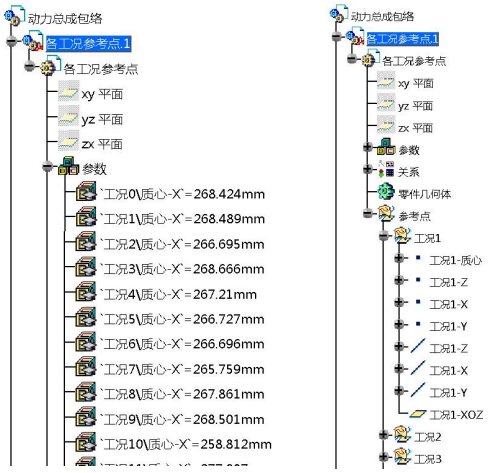


图 3-2　各工况参考点

在“零部件基准点”实体下建立“工况 0”参考点的三维坐标参数，并使其与输入的 EXCEL 表格相关联。并根据参数插入几何图形集，建立四个参考点以及通过质心点的三条直线，按照图 3-3 重命名参考点，方便之后约束的建立。

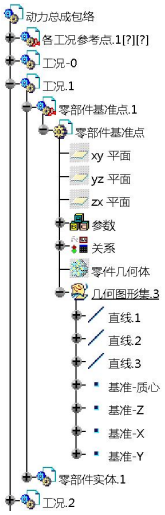


图 3-3　各工况装配体

3.2.3 建立约束

将“各工况参考点”实体与“工况-0”装配体设定“固定”约束。各工况的约束建立以工况 1 为例，将“各工况参考点”实体与“工况-1”装配体下的“零部件基准点”实体之间建立如表 3-2 约束，确定零部件位置。

表 3-2　工况 1 装配体约束

“各工况参考点”实体-“工况 1”几何图形集	**“工况-1”装配体-“零部件基准点”实体**	**约束**
“工况 1-质心”点	“基准-质心”点	相合
“工况 1-Z”直线	“基准-Z”点	相合
“工况 1-XOZ”平面	“基准-X”点	相合

3.2.4 导入动力总成数模

将需要校核的动力总成相关数模导入到“工况-0”装配体的“零部件实体”装配体中，激活“动力总成包络”装配体端节点，保存。

3.2.5 另存为 CGR 格式文件

将“动力总成包络”装配体文件另存为 CGR 格式文件（轻量化模型,便于使用），完成包络数模的建立，方便之后包络间隙的校核。

3.3 参数化模型使用说明

3.3.1 模型概述

动力总成包络装配体中包含四个部分：各工况参考点，工况，约束，基准点发布；工况内零部件基准点和零部件实体，零部件基准点内包括与发布点链接的基准点以及生成的线，以供与各工况参考点的点线面进行约束对齐，零部件实体内插入实体数模文件。约束内包括各工况下零部件基准点与参考点内各工况点线面位置的约束关系；发布内为基准工况 0 的四个参考点发布，为了各工况的外部参考引用；

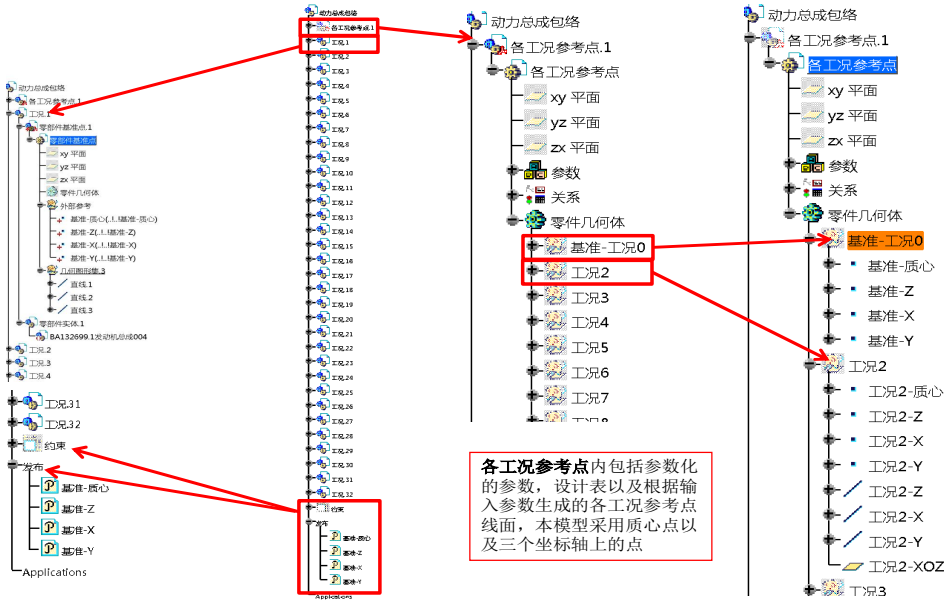


图 3-4　模型结构

各工况参考点内包括参数化的参数，设计表以及根据输入参数生成的各工况参考点线面，本模型采用质心点以及三个坐标轴上的点

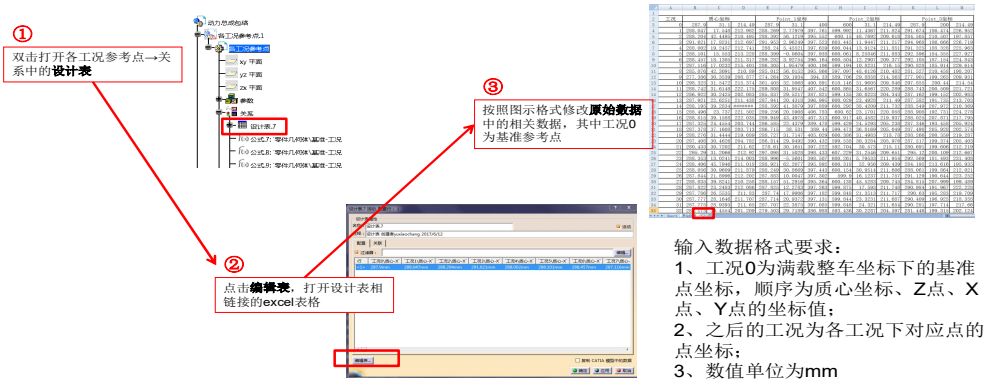


图 3-5　参数表说明

3.3.2 参数修改

双击打开各工况参考点→关系中的设计表

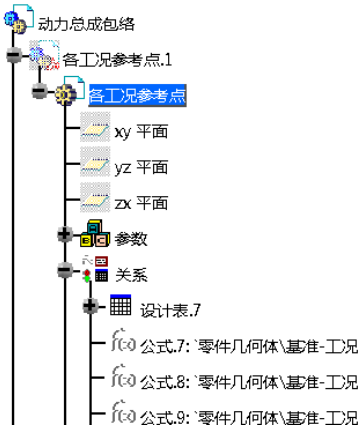


图 3-6　参数表说明

点击编辑表，打开设计表相链接的 excel 表格

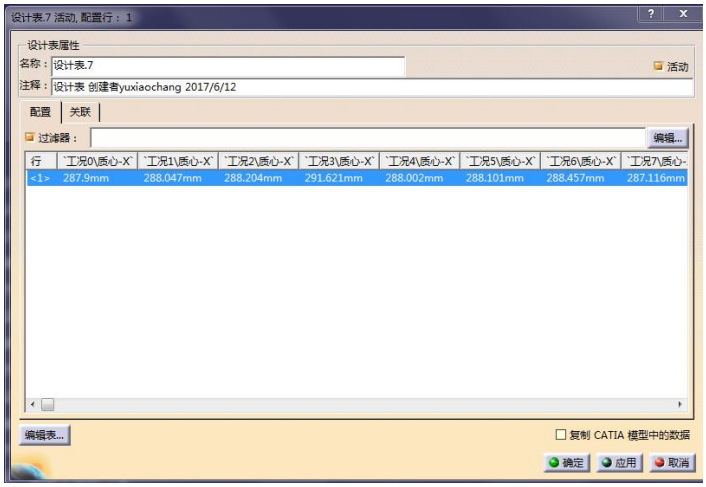


图 3-7　参数表说明

按照表 3-1 修改原始数据中的相关数据，其中工况 0 为基准参考点

输入数据格式要求：

1、工况 0 为满载整车坐标下的基准点坐标，顺序为质心坐标、Z 点、X 点、Y 点的坐标值；

2、之后的工况为各工况下对应点的点坐标；

3、数值单位为 mm

3.3.3 零件修改

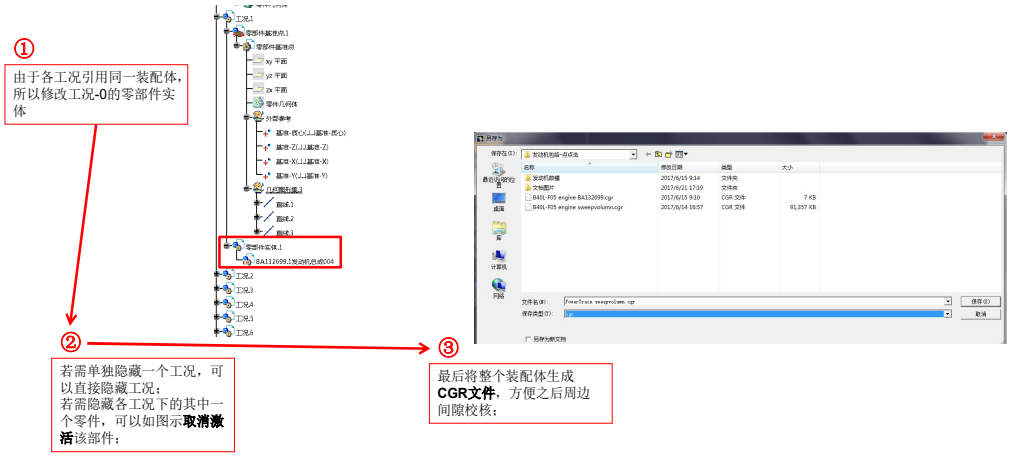


图 3-8　零部件修改说明

由于各工况引用同一装配体，所以修改工况-0 的零部件实体

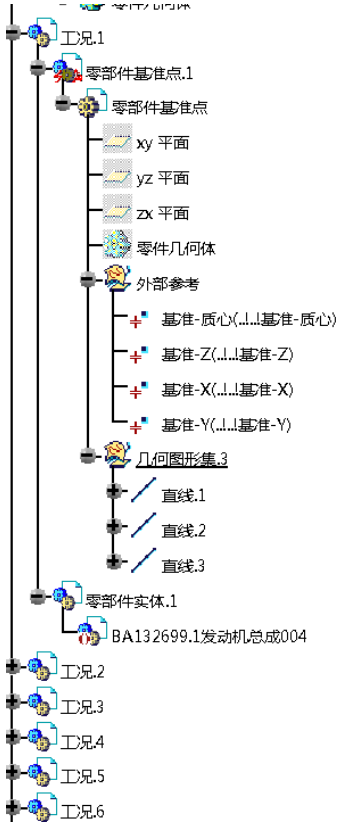


图 3-9　零部件修改说明

若需单独隐藏一个工况，可以直接隐藏工况；

若需隐藏各工况下的其中一个零件，可以如图示取消激活该部件；

最后将整个装配体生成 CGR 文件，方便之后周边间隙校核；

4 参数化模型在机舱布置中的应用

将参数化建模生成动力总成包络数模放入换发车型的前舱数模中，前舱中的数模包括了空滤器、蓄电池、继电器盒、转向机、ESP、电子真空泵、洗涤液灌、空调管路，前端散热模块等。这些零部件均环绕在动力总成周围，是干涉检查的对象。下文仅就某款车型空调压缩机和发动机装饰罩两个特殊实例的布置情况来对参数化模型在机舱布置中的应用进行说明。

4.1 空调压缩机布置

在车辆前期布置的过程中，因该款发动机前端轮系 Y 向尺寸较大（左端装有空调压缩机和发电机，右侧装有动力转向泵），综合考虑整车更改量和周期成本的前提下，导致空调压缩机与车架间隙仅为 20mm，不满足 25mm 以上的常规布置要求。若要保证间隙要求满足，需要更改压缩机支架（此压缩机支架包含机油轨道，更改成本及验证周期均很大），严重影响整车开发进度。见图 4-1，图 4-2

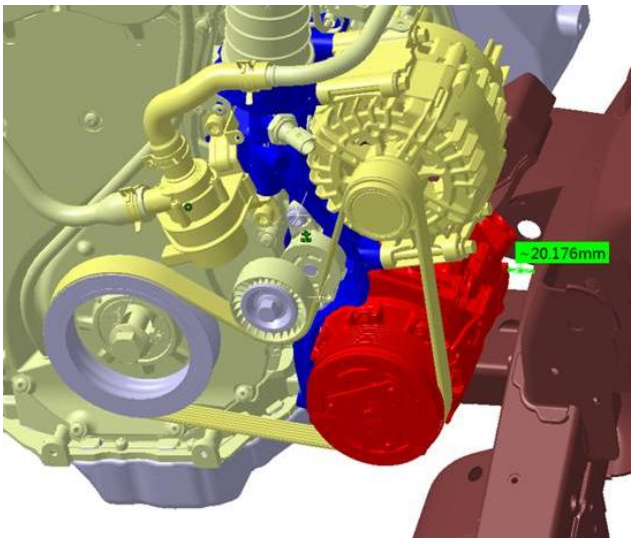


图 4-1　压缩机与车架纵梁间隙

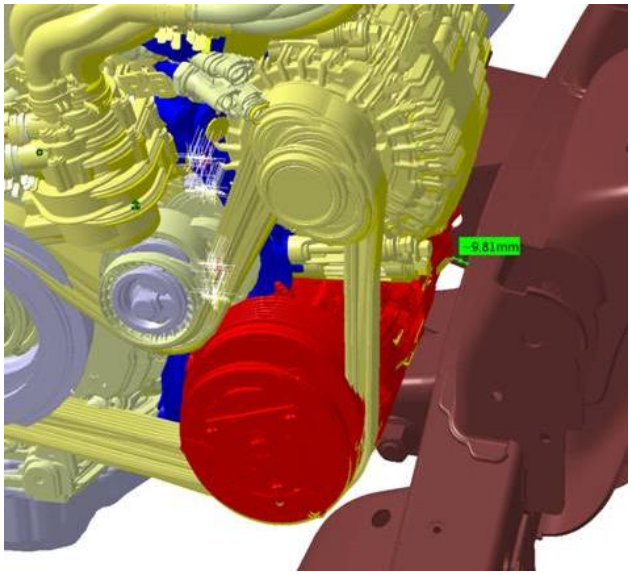


图 4-2　动力总成包络面与车架纵梁间隙

通过上述 28 工况动力总成包络生成方法，快速导入悬置位置参考点 EXCEL 表，生成动力总成包络进行校核，发现空调压缩机位置在各工况下的 Y 向位移最多为 10mm，包络面与车架最小间隙还有 10mm，无需 25mm 间隙的要求，并可使设计规范更加精细化。避免了因间隙不满足布置要求而进行压缩机支架更改所带来的周期成本代价。之后此处作为重点观察项在后期路试中考察，并未发现干涉问题。

5 总结

动力总成与周边零部件的干涉检查是发动机舱布置工作中非常重要的一项，直接影响到汽车的使用性能和动力总成的寿命。制作动力总成动态包络是汽车前期开发中必不可少的一个环节，是进行动力总成动态校核的主要方法。传统方法虽然思路简单，但是工作量较大，容易出错，且对计算机硬件要求高（显卡和内存）。本文介绍的动力总成 28 工况包络制作方法，通过参数化模型的生成，动力总成包络由之前五个小时的工作量缩减到 8 分钟以内，提高了 37.5 倍的工作效率。 在一个车型的前期布置中，发动机需校核近十五版数据，发动机上安装的附件如发电机、空调压缩机、冷却水泵、启动机、转向泵、发动机装饰罩、排气热端、悬置等平均需校核四版数据，不考虑其他接插件、支架以及悬置参数更改，动力总成包络共需生成 43 次，本参数化模型将这 215 小时（26.8 天），

一个月的工作量缩短为 344 分钟（5.7 小时）,不到一天。 使总布置工程师对动力总成及周边部件的间隙控制有了强有力且快速的验证工具，极大减少了后期实车验证的时间，成为机舱布置工作的一个新的有效的手段，也不失为一种创新方法，为换发车型动力总成快速验证指明了新的方向。

参考文献：

[1] 雷佳. 动力总成运动包络的方法[J]. 汽车工程师,2016(07):15-17.

[2] 尹鹏和. 汽车动力总成动态工况分析及结果应用[D].上海交通大学,2009

[3] 张云杰.胡海龙.CATIA V5 R20 高级应用.北京:清华大学出版社，2011.

某越野车型气密性与水密性密封性能优化研究

陈允成，谷曙斌，王锋，田宇黎

北京汽车研究总院有限公司，北京 101300

摘　要：密封性能是衡量汽车整车品质、乘坐舒适性及可靠耐久性的核心技术指标，主要涵盖气密性与水密性两大核心维度，直接影响车辆噪声、空调能耗、车身防腐能力及涉水行驶安全性。本文依托某越野车型研发过程，系统阐述气密、水密性能的作用机理、行业标准及测试方法，深度剖析结构设计、制造工艺两大维度的密封失效诱因。针对密封泄漏问题，从结构优化、工艺升级两个方面构建系统化改进方案，并通过实车对比试验完成效果验证。试验结果表明，本次优化方案可显著降低整车空气泄漏量与淋雨渗水故障率，有效提升整车密封性能，为越野车型密封系统设计、量产质量提升提供工程参考。

关键词：越野车；气密性；水密性；密封优化；制造工艺；性能测试

1 引言

伴随汽车产业向高端化、精细化、品质化升级，用户对车辆静谧性、乘坐舒适性与长期耐久性的要求持续提高，车身密封性能已成为界定整车品质层级的关键指标。密封系统作为座舱与外界环境的隔离屏障，可有效阻隔气流、雨水、粉尘及噪声侵入，核心由气密性、水密性两大性能体系构成，共同决定整车密封等级与环境适配能力。

气密性直接影响车辆高速风噪、空调能耗及座舱气压稳定性，密封不良易引发风噪超标、能耗升高、粉尘侵入等问题；水密性决定车辆雨天行驶、高压冲洗、涉水等工况下的防水能力，密封失效易造成车门、天窗等部位渗水，诱发内饰霉变、钣金锈蚀，严重缩短车辆使用寿命、影响行车安全。据乘用车量产质量统计数据，密封类缺陷占整车外观及性能故障的 25%以上，是主机厂整车质控的重点与难点[1]。

2 密封性能核心定义与行业技术标准

2.1 气密性核心定义与技术指标

气密性指封闭座舱抵御外部空气渗透、维持舱内气压稳定的能力，核心评价指标为整车单位面积泄漏量，可客观反映车身缝隙与通孔的空气渗透总量[2]。

国内乘用车行业通用测试标准采用 125Pa 压差工况下的白车身和整车泄漏量检测，优质量产车型要求白车身泄漏量≤20 SCFM，整车泄漏量≤90 SCFM（Standard Cubic Feet per Minute，标准立方英尺每分钟）。行业主流测试方法为真空衰减法，通过对封闭座舱加压稳压，监测单位时间内气压衰减速率，精准判定车身气密等级，该方法检测精度高、重复性好，广泛应用于主机厂研发验证与量产下线检测[3]。

2.2 水密性核心定义与技术指标

水密性是车辆在淋雨、高压清洗、涉水等试验工况下，阻隔雨水、积水侵入乘员舱、发动机舱的核心性能，重点考核密封结构的液态水阻断能力。水密失效具有显著的工况依赖性，暴雨高速行驶、高压洗车、深水涉水等场景易暴露密封缺陷。

行业主流检测手段为整车淋雨试验和整车涉水试验，模拟全天候降雨、高压冲洗及深水涉水工况，试验后以内饰与钣金夹层无积水、无渗水痕迹作为合格判定依据[4]。

2.3 气密性与水密性的协同关联

气密性与水密性高度耦合、相辅相成、互为影响。气密性缺陷形成的车身缝隙与孔洞，是雨水

渗透的主要通道；而水密优化采用的密封胶、密封条、防水膜等结构，可同步填充细微缝隙、阻断空气渗透，实现气密性能同步提升。

3 气密与水密性能检测试验体系

为精准判定整车密封状态、定位隐性泄漏点位，汽车行业已形成标准化整车密封检测体系，涵盖气密性定量检测、水密性工况模拟检测、缺陷精准定位三类核心试验，可为密封性能分析与优化改进提供精准的数据支撑与问题导向。

3.1 白车身气密性试验

本文采用行业通用标准化气密测试方案，试验环境温度控制为 23℃±2℃、相对湿度 50%±5%，无强风干扰。试验前封堵全车开闭件门洞口、顶盖天幕开口、侧窗玻璃开口、空调进气口、堵塞贴片安装孔等功能性通孔，保证乘员舱完全密闭。通过专用设备向座舱加压至 125Pa 压差，稳压 5min 消除压力波动误差，记录初始压力值后持续监测 3min 内气压衰减变化，完成数据采集与分析，如图 1 所示。

试验合格标准为：3min 内平均每分钟气压压降≤5%，整车单位面积泄漏量≤20 SCFM。针对不合格样车，通过接入烟雾发生器，向乘员舱内部喷入冷示踪烟雾，建立微弱正压，观察烟雾溢出位置，直接定位泄漏通道。



图 1　白车身气密性试验测试现场图

3.2 整车气密性试验

整车气密性试验的试验条件与白车身气密性试验类似，试验前需关闭全车开闭件，封堵空调外循环口、底盘排水孔等功能性通孔，保证座舱完全密闭。试验合格标准为：3min 内平均每分钟气压压降≤5%，整车单位面积泄漏量≤90 SCFM，如图 2 所示。



图 2　整车气密性试验测试现场图

3.3 整车淋雨试验

依据整车淋雨试验行业规范，采用全自动淋雨试验室开展水密性能检测，喷淋水压控制在0.8~1.2bar，通过全域喷淋阵列覆盖车身顶部、侧围、底盘及开闭件缝隙等关键区域，持续喷淋 15min。试验同步模拟车辆静止与低速行驶工况，试验后拆解检查内饰与钣金夹层，统计渗水点位与缺陷程度，如图 3 所示。



图 3　整车淋雨试验现场图

3.3 整车涉水试验

依据整车涉水试验行业规范，模拟车辆在积水路面动态行驶工况，区别于静态淋雨试验，行驶产生的波浪与动水压会对车身密封结构形成冲击。整车涉水试验在可调水深专用试验水池开展，车辆以规定车速在积水内往复行驶，行驶产生波浪动水压，对车身密封点位形成冲击，用于验证车身水密性能及电器系统防水可靠性，该试验工况与静态淋雨、气密性测试存在明显差异，如图 4 所示。

试验合格标准为：车辆干区（包括乘员舱、后备箱及前置行李箱等）不得出现渗漏。干湿分界面的排水性能良好，涉水试验结束 30 min 后，无形成水流的残留水迹。以 20km/h 车速行驶，制动、停车重复 3 次，车辆无水流异响。



图 4　整车涉水试验现场图

3.3 典型缺陷检测结果统计

通过对 PP（Pre-Production，预试生产）阶段样车开展气密、水密性能检测统计，明确各密封缺陷泄漏量。

白车身气密性试验是整车气密性试验的先导，为便于统计泄漏点，两次试验结果一起分析。

白车身气密性试验泄漏位置主要如下：车身焊缝密封胶（A 柱、前围前地板搭接处）不连续（3.1 SCFM，14%）、车身 D 柱空腔隔断发泡不良（2.3 SCFM，10%）。

整车气密性试验泄漏位置主要如下：车门安装件（外后视镜、水切、门把手、防水膜、门锁拉线、车门线束等）泄露（7 SCFM，30%）、车门漏液孔未封堵（9.6 SCFM，42%）、前排座椅后安装孔未涂螺纹胶（1 SCFM，4%）。

水密性渗水故障同样集中于此，渗水通道与气密泄漏点位高度重合，验证了两类密封性能的协同失效特征。为直观呈现泄漏路径与缺陷分布规律，绘制泄漏点位示意图，图中标注高频泄漏区域，包含车门安装件、车门漏液孔、车身焊缝密封胶、车身 D 柱空腔隔断、前排座椅后安装孔五大核心泄漏通道，清晰区分空气泄漏与雨水渗透的主要路径，如图 5 所示。

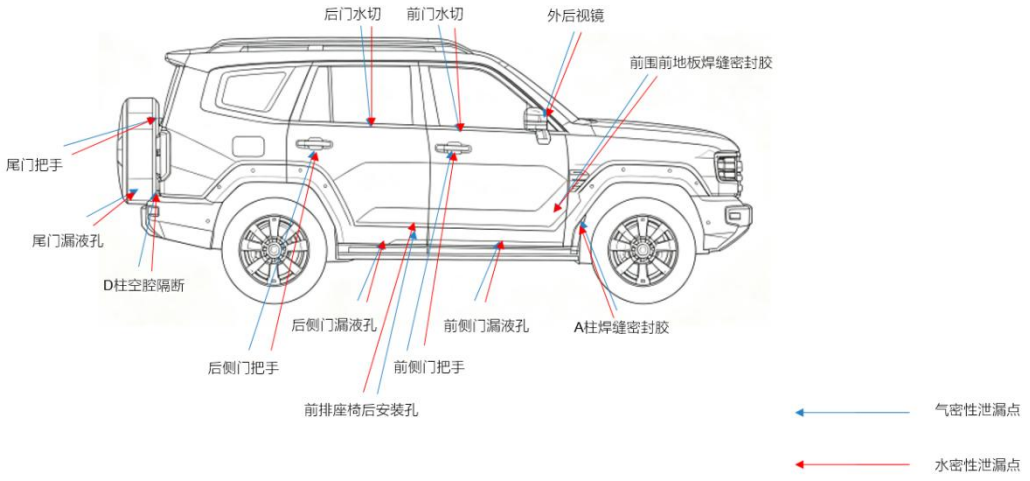


图 5　气密、水密泄漏点位示意图

同时，以柱状图形式展示各类密封缺陷占比，车门漏液孔占比最高，车门安装件、车身焊缝密封胶、车身 D 柱空腔隔断、前排座椅后安装孔依次递减，为后续优化措施提供依据，如图 6 所示。

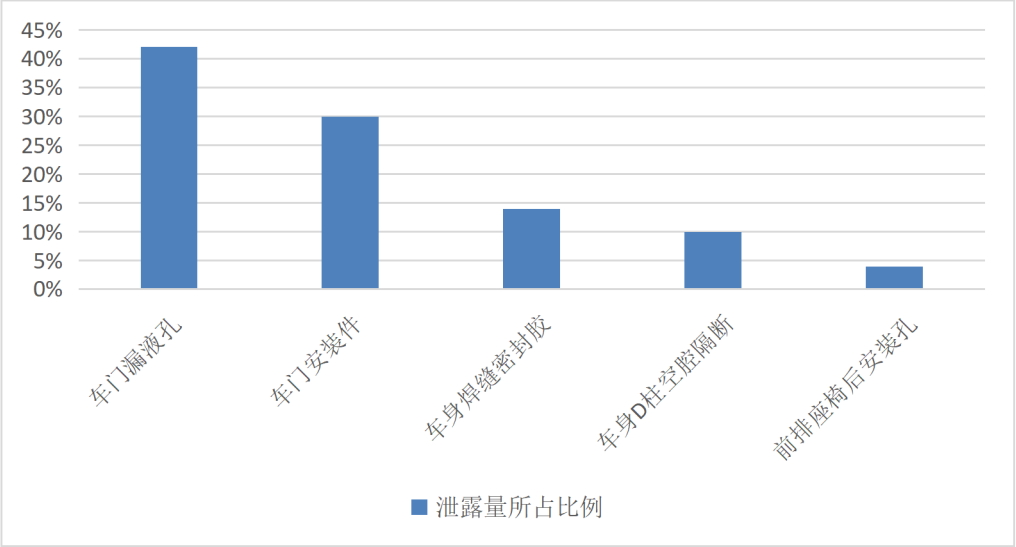


图 6　各类密封缺陷占比统计图

4　密封性能失效成因分析

结合试验数据与生产经验可知，气密、水密密封失效并非单一因素导致，而是结构设计、制造工艺叠加耦合的结果，失效机理具体分析如下。

4.1　结构设计缺陷

车门安装件是密封泄漏最集中的区域，　如表 1 序号 1 所示。

a）外后视镜基座仅配置单层海绵垫，贴合压缩量不足、线束通孔密封简易，形成漏气渗水通道；

b）车门内外水切为玻璃动态导向结构，无法实现绝对刚性密封，升降震动易产生瞬时缝隙，形成漏气渗水通道；

c）车门外门把手基座密封垫厚度不足，底部无挡水结构，高压喷淋工况极易渗水，形成漏气渗水通道；

d）车门防水膜为 0.14mmPE 薄膜，通过丁基胶与车门内板压合，钣金局部凸起或凹陷位置容易虚密封，形成漏气渗水通道；

e）门锁拉线、车门线束等功能结构预留开孔，直接穿过 0.14mmPE 防水膜，无强制密封，易形成漏气渗水通道。

车门漏液孔为直通式开孔，无防护结构，外部气流与积水可反向侵入车内， 如表 1 序号 2 所示。

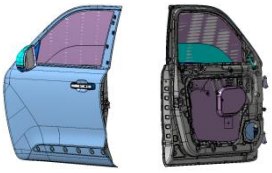
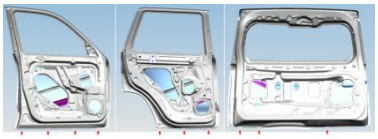
车身固定密封区域同样存在设计短板， 如表 1 序号 3、4、5 所示。

a）A 柱下部、前围前地板钣金搭接位置为单道密封，内侧三层板搭接区域涂胶不连续，引发渗漏；

b）D 柱空腔隔断发泡倍率设计余量不足，高温烘烤后填充不密实，空腔形成贯通气流与渗水通道；

c）前地板前排座椅后安装螺栓直通车外，未考虑螺纹密封措施，成为隐蔽式气水泄漏点位。

表 1　结构设计缺陷原因分析表

序号	原因分析	图片
1	车门安装件（外后视镜、车门内外水切、车门外门把手、防水膜、门锁拉线、车门线束等）泄漏	
2	车门漏液孔泄漏	
3	车身焊缝密封胶（A 柱下部外侧、前围前地板搭接区域）泄漏	
4	车身 D 柱空腔隔断泄漏	
5	前排座椅后安装孔泄漏	

4.2 制造工艺管控漏洞

焊接、涂胶、装配等制造工艺的精细化水平，是保障车身密封性能的核心关键。

a）焊接：钣金焊缝存在虚焊、漏焊、焊点间距过大等问题，形成持续性微泄漏缝隙；

b）涂胶：人工涂胶易出现断胶、胶层厚薄不均、边角漏涂等缺陷，自动化设备参数标定偏差也会导致密封胶连续性与致密性不足；

c）装配：开闭件定位偏差、密封条安装错位、螺栓紧固力矩不均，均会造成局部密封挤压失效。

5 气密性与水密性系统化优化方案

针对上述密封失效原因，从结构优化、工艺升级两个维度，构建气密与水密协同优化体系，保证量产质量。

5.1 结构优化设计

针对车门安装件泄漏，进行结构优化， 如表 2 序号 1 所示。

a）外后视镜基座更换为双层 EPDM 法兰密封垫，配合边缘丁基胶封边，消除底座贴合缝隙与线束孔泄漏；

b）车门水切升级为多层复合发泡胶条，延长挡水唇边，弱化玻璃动态升降带来的间隙泄漏；

c）外门把手更换整体式橡胶密封垫，基座增设挡水唇边，抵御高压喷淋渗水；

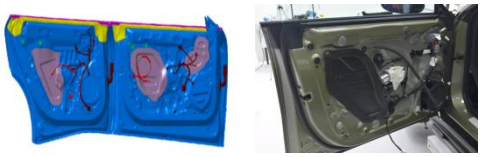
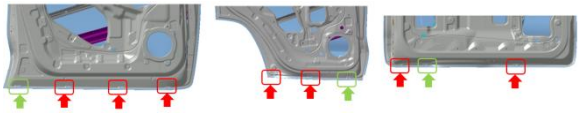
d）车门防水膜由 0.14mmPE 薄膜替换为 4mmXPE 厚膜，可压缩回弹，补偿钣金面差，改善整圈密封；

e）门锁拉线与车门线束过孔，由直接穿过防水膜结构，更改为穿过车门内板钣金，且自带密封胶套，实现强制密封。

针对车门漏液孔泄漏，采用增加漏液孔堵措施，如表 2 序号 2 所示。

针对车身固定密封区域（车身焊缝密封胶、车身 D 柱空腔隔断、前排座椅后安装孔）泄漏，同样采用相应措施，如表 2 序号 3、4、5 所示。

表 2　结构优化措施表

序号	优化措施	图片
1	车门安装件（外后视镜、车门内外水切、车门外门把手、防水膜、门锁拉线、车门线束等）密封优化	
2	车门漏液孔，前后侧门及尾门增加漏液孔堵（红色箭头指向位置），满足排水、排气功能的同时，避免车外积水及气体入侵。	
3	车身焊缝密封胶，A 柱下部外侧及前围前地板搭接区域，采用内外双道密封。	
4	车身 D 柱空腔隔断，采用高发泡倍率的空腔隔断，保证左右 D 柱空腔充分填充。	
5	前排座椅后安装孔，选用带螺纹胶的安装螺栓（Q1861020TF61S）。	

5.2 制造工艺升级

推进密封关联工艺自动化、精细化升级，消除人为工艺偏差与质量漏洞。

a）焊接：优化焊接参数、缩小焊点间距，关键密封焊缝采用满焊工艺，杜绝虚焊、漏焊缺陷，

保障焊缝致密性；

b）涂胶：推广机器人自动化涂胶，精准标定行走轨迹、涂胶厚度与速度，实现焊缝、边角、孔位胶层连续均匀，杜绝断胶、漏涂问题，并对关键密封区域实施肥皂水复检；

c）装配：采用专用定位工装完成开闭件装配，统一螺栓紧固力矩，保证密封面贴合、压力均匀，无挤压变形、错位虚封问题。

6 优化效果验证与分析

为量化验证优化方案的工程有效性，对之前试验车辆开展优化整改，在统一测试环境、设备及评判标准的前提下，完成优化前后性能对照试验，通过核心指标数据对比，系统评估气密、水密协同优化的改善效果。

表 3　密封性能优化前后核心指标对比表

测试指标	优化前	优化后	行业优质标准阈值	优化改善率
白车身单位面积泄漏量（SCFM）	17.1	11.7	≤20	31.6%
整车单位面积泄漏量（SCFM）	83	60	≤90	27.7%
淋雨试验不合格率（%）	23.3	0	0	100%

6.1 气密性优化效果

由表 3 数据可知，优化前样车整车单位面积泄漏量为 83 SCFM，低于行业优质标准阈值，经协同优化后，单位面积泄漏量降至 60 SCFM，乘员舱气密性能显著提升。

6.2 水密性优化效果

优化前，样车淋雨试验不合格率达 23.3%；优化后，样车顺利通过 15min 全域喷淋、3min 高压定点强化喷淋试验以及 800mm 水深涉水试验，内饰与钣金夹层无积水、无渗水痕迹，不合格率降至零，短时防水性能得到彻底改善。

6.3 综合效益分析

本次气密、水密协同优化方案，实现了密封性能的大幅升级，整车静谧性、舒适性与环境适配性全面提升，彻底解决了高速风噪、座舱积尘、雨天渗水等用户核心痛点，大大增强了车型市场竞争力。

7 结论与展望

本文以某越野车型为例，开展气密与水密密封性能研究，明确两类密封性能的技术标准、测试方法与耦合关联，精准识别结构、工艺两大维度失效机理，给出了优化方案。经实车试验验证，该方案可有效解决气、水泄漏核心缺陷，显著提升气密与水密密封性能，满足高端越野车型量产技术要求。

伴随新能源车身一体化、轻量化技术快速迭代，车身密封系统面临更高的设计与工艺要求[5]。后续可结合仿真模拟、智能检测技术，推进密封设计精准化、质控智能化升级，持续优化密封体系，为汽车品质提升提供技术支撑。

参考文献：

[1] 王浩, 李军. 乘用车车身密封性能测试与优化研究[J]. 汽车工程, 2023, 45(6): 92-98.

[2] 郑波, 闻冠, 周泉旭. 车门封板的水密性分析及结构优化[J]. 汽车实用技术, 2025(10): 112-115.

[3] 张磊. 汽车车身气密性缺陷成因及工艺改进措施[J]. 汽车工艺与材料, 2024(3): 45-49.

[4] 刘启明. 整车淋雨试验水密性失效分析与优化方案[J]. 工程技术研究, 2024(8): 136-138.

[5] 陈阳. 新能源汽车车身密封系统设计与性能验证[J]. 汽车零部件, 2025(2): 78-81.

汽车组合仪表导致控制器休眠异常分析与解决

陈佳昆，高志勇，毛娟娟，张文博

北京汽车研究总院有限公司，北京 1001300

摘　要：针对某项目车型台架测试中组合仪表导致控制器休眠异常的问题，本文开展了故障分析与解决研究。首先，建立休眠异常故障树，从软硬件原理层面分析潜在故障原因；其次，通过逐项排查，定位故障根源为组合仪表油箱状态采集电路引脚输出电压异常，并对该电路设计原理进行了深入分析；最后，提出更改组合仪表采集电路供电方式的改进方案，并通过单件、台架及实车测试验证了改进方案的正确性。结果表明，该方案有效解决了控制器休眠异常问题，保证了油箱状态的正确显示和整车测试的顺利进行，可为后续组合仪表电路设计提供参考。

关键词：组合仪表；休眠；原理图

Analysis and Resolution of Controller Sleep Abnormality Induced by the Vehicle Instrument Cluster

Chen Jiakun, Gao Zhiyong, Maojuanjuan, Zhang Wenbo

Beijing Automotive Technology Center Co., Ltd., Beijing 101300, China

Abstract: In view of the controller sleep abnormality induced by the instrument cluster in the bench test of a project vehicle, this paper conducts fault analysis and resolution research. First, a fault tree for abnormal sleep is constructed, and potential fault causes are analyzed at the software and hardware principle level. Secondly, through item-by-item troubleshooting, the root cause was identified as abnormal voltage output from the pin of the fuel tank status acquisition circuit of the instrument cluster. An analysis of the circuit design principle was conducted. Finally, an improvement scheme was proposed to change the power supply mode of the instrument cluster acquisition circuit, and the correctness of the improvement scheme was verified through unit, bench, and vehicle tests. The results indicate that the proposed scheme effectively resolved the controller sleep abnormality issue. At the same time, it ensured the correct display of the fuel tank status and the smooth progress of vehicle testing. It provides a reference for the subsequent **circuit design of the instrument cluster.**

Keywords: Instrument cluster, Sleep, Schematic diagram

1 引言

汽车组合仪表作为人车交互的核心界面，是驾驶员获取车辆运行状态与关键安全信息的核心窗口。从早期的机械仪表、电气式仪表，到当今广泛应用的智能数字仪表及全液晶仪表，组合仪表在技术形态与功能集成方面均取得了显著进步，其功能已从基础参数指示扩展为集车辆监控、故障诊断及导航娱乐于一体的综合信息终端。组合仪表不仅需要高精度、高实时性地显示车速、燃油量等关键参数，还需集成大量报警与辅助功能，其性能与可靠性直接影响驾驶安全与用户体验。

在台架测试、实车验证及用户行驶过程中，组合仪表可能会发生各种故障。针对组合仪表出现

的故障，文献[1]针对组合仪表双闪显示异常问题进行了分析排查，提出了该类故障排查的一般性方法；文献[2]从软件和硬件两方面入手，采用鱼骨图分析组合仪表不工作的原因，最终确定问题为单片机供电电路设计缺陷。文献[3]通过故障诊断仪检测到串行数据网关模块存储故障码“B1325 03”，进而确认供电异常导致组合仪表无法休眠。文献[4]通过故障树分析法，从外部因素逐步深入内部因素，确定问题原因为组合仪表界面进程数组越界访问。文献[5]列举组合仪表燃油量显示异常的故障树，基于机理分析及排查定位故障原因，保障整车状态的正常检测。文献[6]介绍了汽车双燃油量的多种显示方法，介绍了基本运行原理、控制方式及具体应用，为双油量智能化显示提供了思路。上述研究为组合仪表故障诊断与显示优化提供了有益参考，但针对组合仪表导致整车控制器休眠异常的问题，尤其是双油箱车型中因采集电路设计引发的休眠故障，鲜有相关报道。

本文以某配备双油箱的项目车型为对象，针对台架测试中出现的控制器休眠异常现象，通过建立故障树并进行软硬件逐项排查，定位故障根源为组合仪表主/副油箱状态采集电路引脚输出电压异常；在此基础上，提出更改采集电路供电方式的改进方案，并通过单件、台架及实车测试验证其有效性。研究结果可为同类组合仪表电路设计及整车休眠故障排查提供参考。

2 问题描述与分析

2.1 问题描述

本文研究组合仪表应用于某项目车型，标称电压为 24V，配备 12.3 英寸液晶屏，分辨率为 1920×720。2025 年 6 月，试验地点为北汽研发基地。台架测试中发现：当点火开关置于 OFF 档时，接入组合仪表后，RCU 控制器和 EHB 控制器均无法进入休眠模式，并持续发送 CAN 报文；断开组合仪表后，RCU 控制器和 EHB 控制器能够在规定时间内正常进入休眠模式。由此初步判断该休眠异常与组合仪表相关

2.2 问题分析

为定位控制器无法休眠的原因，建立如图 1 所示的故障树。可能导致控制器不休眠的原因包括：

（1）控制器软件问题：软件未能正确识别点火开关 OFF 档状态，或存在异常导致未切换至 OFF 档工作模式；

（2）控制器硬件问题：电路设计错误，如 KL15 电源线路误接至 KL30 常电；

（3）线束问题：控制器仍接收到 ON 档电源（KL15），例如组合仪表 KL30 线束与控制器 KL15 线束发生导通；

（4）组合仪表问题：组合仪表接插件某引脚对外输出电压，该电压经线束为控制器供电。

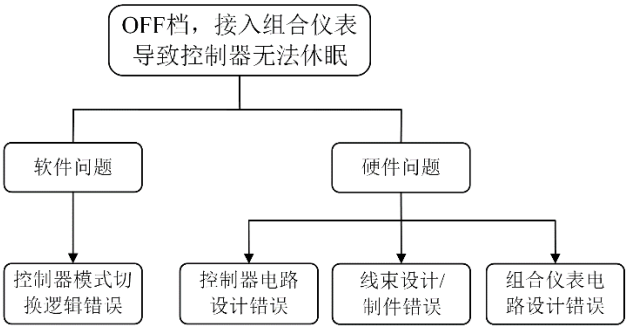


图 1　故障树

对故障树中各潜在原因进行进一步分析：

（1）组合仪表从台架中断开后，RCU 和 EHB 控制器均能够正常进入休眠模式，所以控制器软/硬件出现问题的可能性较小，可基本排除控制器本身故障；

（2）在排除控制器自身故障后，结合“无法进入休眠模式，持续发送 CAN 报文”这一现象，可推断控制器 KL15 电源引脚可能仍被外部电源持续供电，使其一直保持上电状态，从而无法正常休眠。

基于上述分析，制定如下排查步骤，以逐步定位异常供电来源：

步骤 1：将控制器从台架上拆除，单独测试控制器工作状态是否正常；

步骤 2：检查线束原理图，排查是否存在引脚定义错误或线束连接错误；

步骤 3：实际检查控制器与组合仪表端插座及线束端插头的引脚定义是否正确；

步骤 4：使用万用表通断档检测线束通断情况；

步骤 5：在连接组合仪表接插件的状态下，使用万用表电压档检测控制器端线束插头各引脚电压；随后断开组合仪表接插件，重复测量，对比两次电压变化；

步骤 6：单独对组合仪表供电，使用万用表电压档测量组合仪表插座各引脚电压，判断是否存在异常对外输出电压。

3 问题排查

3.1 问题排查结果

按照上述步骤逐项排查，其结果为：步骤 1 至步骤 4 均未发现异常；步骤 5 中，在组合仪表与线束接插状态下，控制器 KL15 电源引脚测得约 24V 电压；步骤 6 中，组合仪表某一引脚（记为引脚 A）对外输出约 24V 电压，如图 2 所示。

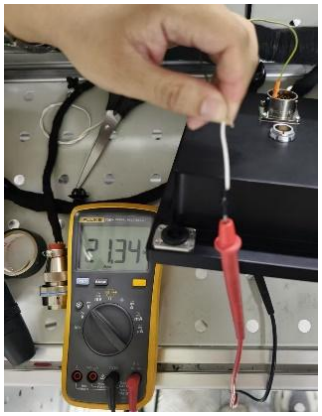


图 2　组合仪表引脚 A 输出电压

由上述排查结果可得出以下结论：（1）控制器软硬件设计无异常，不存在软件逻辑错误或硬件电路故障；（2）束原理图设计正确，插座与插头引脚定义核对无误，且通过万用表通断检测确认线束制作及连接正常；（3）结合步骤 5 和步骤 6 的测试结果，可将问题定位至组合仪表引脚 A 的异常电压输出。

3.2 问题原理

本项目车型配备主、副两个油箱，其切换原理如图 3 所示。控制器 A 通过硬线信号控制主/副油箱状态切换，组合仪表经引脚 A 采集该信号。当控制器 A 输出低电平时，主/副油箱继电器吸合，切换阀动作，表示副油箱工作；当控制器 A 输出悬空或高电平时，表示主油箱工作。

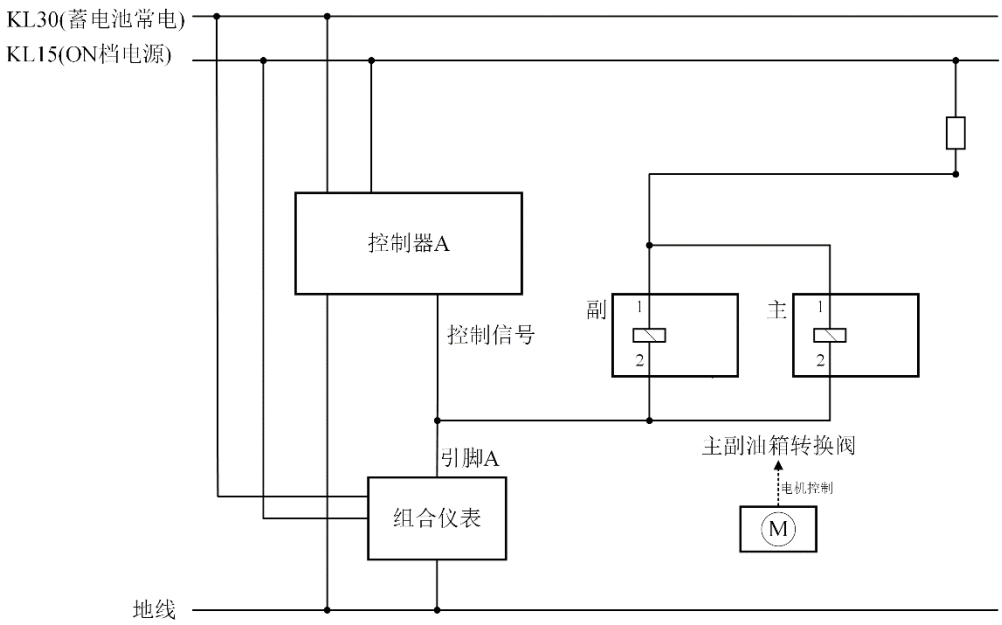


图 3　主/副油箱切换原理图

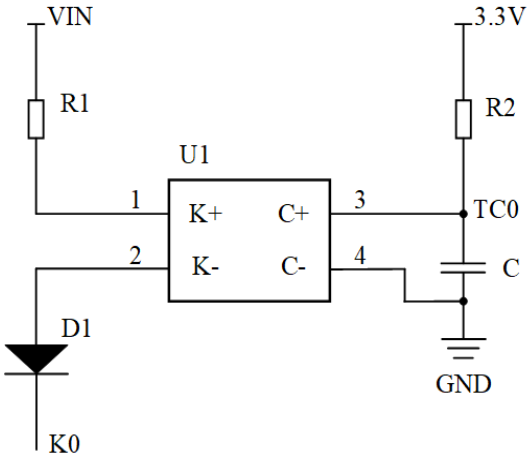


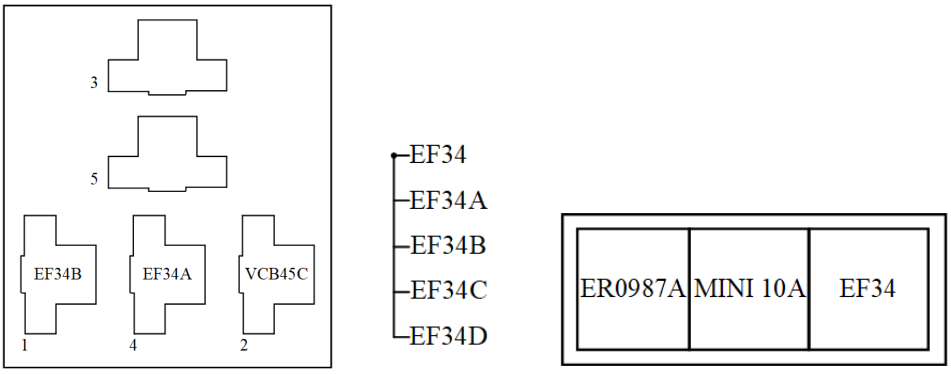
图 4　组合仪表主/副油箱状态采集电路

组合仪表内部采集电路如图 4 所示。图 4 中，U1 为光耦，D1 为二极管，R1 和 R2 为 10kΩ上拉电阻，VIN 接 KL30 常电，K0 与引脚 A 相连。其工作原理为：当 K0 为低电平时，VIN 和 K0 间形成电势差，光耦内部发光二极管导通，光信号转换为电信号，使光耦右侧 MOS 管导通，TC0 输出低电平；当 K0 为悬空或高电平时，发光二极管不导通，MOS 管截止，TC0 输出高电平。

在点火开关 OFF 档状态下，控制器 A 输出低电平至 K0 处，由于 VIN 源自 KL30 电源，所以 VIN 和 K0 间形成电势差，使得发光二极管导通。

因此组合仪表引脚 A 对外输出约 24 V 高电平。该高电平经外部线束（主/副油箱继电器线圈、保险丝等）与 ON 档电源网络连通，如图 3 所示。

与本次问题相关的线束原理图如图 5 所示。



（a）主油箱继电器　　（b）线束 EF34 结点　　（c）油箱转换阀保险

图 5　线束原理图

结合本次问题相关的线束原理图（图 5）分析，组合仪表引脚 A 经线束连接至 VCB45C。由图 2 可知，主油箱继电器引脚 1 和 2 为线圈两端，主油箱继电器接插时，VCB45C 通过继电器线圈与 EF34B 导通。如图 5（b）所示，EF34、EF34A、EF34B、EF34C 和 EF34D 为同一结点，EF34B 和 EF34 导通。由图 5（c）可知，保险丝一端为 ER0987A，另一端为 EF34，故二者导通。同理，ER0987A 与 ER0987B 导通，EF23 与 EF23B 导通。综上，组合仪表引脚 A 至 RCU 和 EHB 的 KL15 电源之间存在导通路径，如图 6 所示。

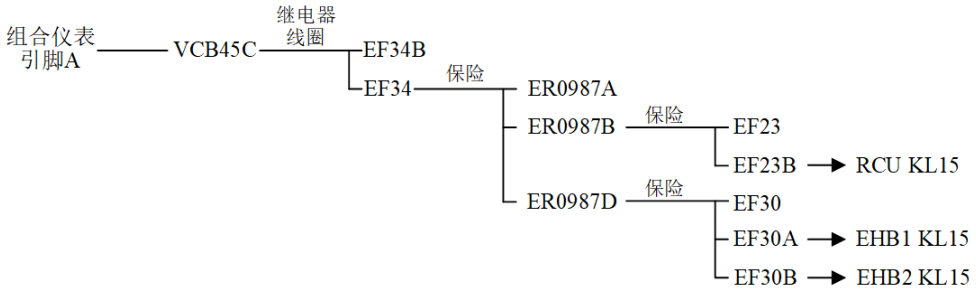


图 6　线束导通结构

4 实验验证

经理论分析与现场测试，确定故障根源为组合仪表引脚 A 通过外部线束将电压反灌至 RCU 和 EHB 控制器的 KL15 电源端，导致控制器在 OFF 档下仍保持上电状态。综合考虑开发周期与整改成本，优先采用使组合仪表在 OFF 档下不对外输出电压的解决方案。

由于引脚 A 输出电压源于 VIN 取自 KL30 常电，将 VIN 的供电来源由 KL30 改为 KL15，即可使组合仪表在 OFF 档（KL15 断电）时不再对外输出电压，而在 ON 档（KL15 上电）时仍保持正常采集功能。修改后测得 OFF 档下组合仪表引脚 A 电压约为 0 V，如图 7 所示。

进一步开展单件、台架及实车测试，结果表明：OFF 档下组合仪表引脚 A 不再输出电压，RCU 和 EHB 控制器均能正常进入休眠模式；在 ON 档下组合仪表仍保持正常的主/副油箱状态采集与切换功能，不影响控制器 A 及主/副油箱继电器工作。验证了该改进方案的合理性与有效性。

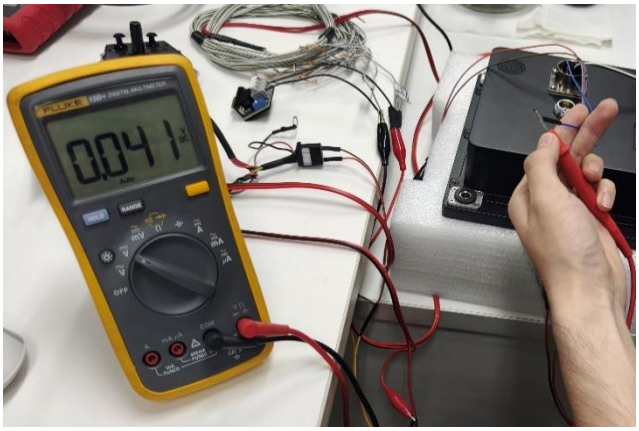


图 7 单件测试

5 结论

本文针对某项目车型台架测试中“点火开关 OFF 档下，接入组合仪表后导致 RCU 控制器和 EHB 控制器无法进入休眠模式”问题，开展了系统的分析与解决。通过建立故障树进行潜在原因梳理，结合软硬件排查，将故障定位为组合仪表主/副油箱状态采集电路引脚 A 在 OFF 档下对外输出约 24 V 电压，并经线束反灌至控制器 KL15 电源端。根据组合仪表内部电路原理，明确了 VIN 取自 KL30 常电是导致该异常输出的根本原因。

在此基础上，提出了将 VIN 供电由 KL30 改为 KL15 的改进方案。单件、台架及实车测试结果表明，该方案在 OFF 档下消除了异常电压输出，控制器恢复正常休眠，同时不影响 ON 档下主/副油箱状态采集与切换功能。该问题的解决保障了组合仪表功能的正确实现和整车测试的顺利进行，相关经验已纳入防再发库，可为具备主/副燃油切换功能车型的组合仪表电路设计提供参考。

参考文献：

[1] 吴丽娟, 杨志超. 仪表显示双闪异常处理方案[J]. 汽车电器, 2024, (10): 92-94.

[2] 张文博, 刘兆丹, 孙灿. 浅析组合仪表不工作问题[J]. 汽车电器, 2024, (09): 77-78+80.

[3] 毕坤本. 2022 款别克 GL8 ES 车锁车后组合仪表有时无法熄灭[J]. 汽车维护与修理, 2024, (17): 52.

[4] 邵云云, 惠作奎, 汪杰, 等. 基于某车型组合仪表黑屏分析及改进[J]. 汽车实用技术, 2024, 49(08): 30-34.

[5] 张学哲, 尹传华, 王迪. 重型汽车组合仪表总线数据发送异常分析[J]. 建筑机械, 2024, (05): 58-61.

[6] 耿兴. 汽车双油量显示应用技术研究[J]. 汽车电器, 2024, (10): 53-54.

特种车电器系统信息一体化设计与应用

韩洋，卢旭，刘兆丹，孙灿

北京汽车研究总院有限公司

摘　要：特种车辆在现代社会中扮演着不可或缺的角色，它们被广泛应用于军事、医疗、救援、消防等领域以满足特定任务的需求，而随着汽车行业信息化、智能化的发展，以往特种车的分布式架构严重制约了车辆及装备的信息化提升。文章旨在探讨特种车辆的电器系统信息一体化设计与开发，从特种车辆本体以及特种设备的灵活适配，按需配置的角度出发，深入分析电器系统信息一体化设计的原理、方法和技术，以期为特种车辆的设计与开发提供一定的参考。

关键词：特种车辆；一体化设计；电子电气架构；信息一体化；

绪论

随着智能传感、车载网络、嵌入式计算及网联协同技术的快速迭代，车辆电子电气架构已从传统分布式架构逐步向中央集中式一体化架构演进 [1]。民用智能车辆已规模化应用中央集中架构，通过精简整车控制器数量、统一总线通信标准、集成全域信息处理能力，大幅提升了整车电气化集成度、智能化水平与功能拓展能力，为特种军车架构升级提供了成熟的技术参考 [2]。

当前行业上特种车辆电器系统多为分布式架构，各个电子电器系统独立设计、独立运行，严重制约车辆及装备的信息化提升。其主要问题是信息孤岛问题突出，各子系统没有统一的信息传输与交互通道，传感数据、设备状态、控制指令无法全车共享，车辆状态数据与任务装备数据割裂，无法实现多源信息融合与跨系统功能联动；另外系统集成难度大，各子系统开发标准、硬件接口、通信协议不统一，车辆改装、任务设备加装、功能升级适配性差；再者硬件资源冗余，存在多套独立控制器、导致整车线束臃肿、设备冗余、自重增加，挤占车内搭载空间，降低车辆机动与承载性能；最后运维管控能力薄弱，无统一的整车状态监测与故障管理体系，故障排查分散、定位困难，后勤保障效率低下[3]。

现代特种车采用“基型底盘+多任务承载”模式，可快速变型重构、满足车族化、信息化与扩展需求，因此对信息化融合需求凸显。基于上述需求，特种车辆电器系统信息一体化设计应以整车电子电气架构为核心，实现车内各电子设备信息统一采集、传输、处理、存储。

1 整车电器架构顶层设计

1.1 电器系统设计原则

结合特种车辆使用特性与民用汽车技术发展趋势，围绕多任务承载、快速变型扩展及功能重构的核心需求，针对网络通信、信息显示、环境探测、应急救援等不同任务与搭载装备，将特种装备与整车电器架构进行融合是一体化设计的关键。为达成上述目标，设计需遵循以下原则：

第一，采用标准化设计，统一规范软硬件接口及通信协议，实现硬件、软件、通信接口标准化设计；统筹整合上装控制，实现显示、供电、控制高度一体化。

第二，对基型车辆和特种装备的各个电子子系统进行集成化管理，通过统一的数据总线和通信协议，实现了各个子系统之间的信息共享和数据交换，实现了对整个系统的集中监控、诊断和维护，提高了系统的可靠性和可维护性。

第三，特种装备模块化设计，和可配置化部署，通过特种装备综合计算中心进行装备的加、扩展的需求，使得系统具有良好的灵活性和扩展性，能够适应不同任务需求的变化。

1.2 总体架构方案

依据标准化、集成化、模块化的设计原则，电器系统整体架构选择中央计算+分区控制的中央集中式架构，整个架构以基型车辆中央计算中心和特种装备综合计算中心为核心，将特种车电器系统划分三个层级，分别为计算决策层、分区控制层、感知执行层，架构框架如图 1 所示，两个中央计算中心统筹各分区内的数据交互、功能调度、逻辑决策及跨区交互；各分区控制器作为延伸执行节点，就近完成区域设备的采集、驱动，所有分区节点统一由双中央计算中心管控，实现整车电器系统的集成化、一体化管控。

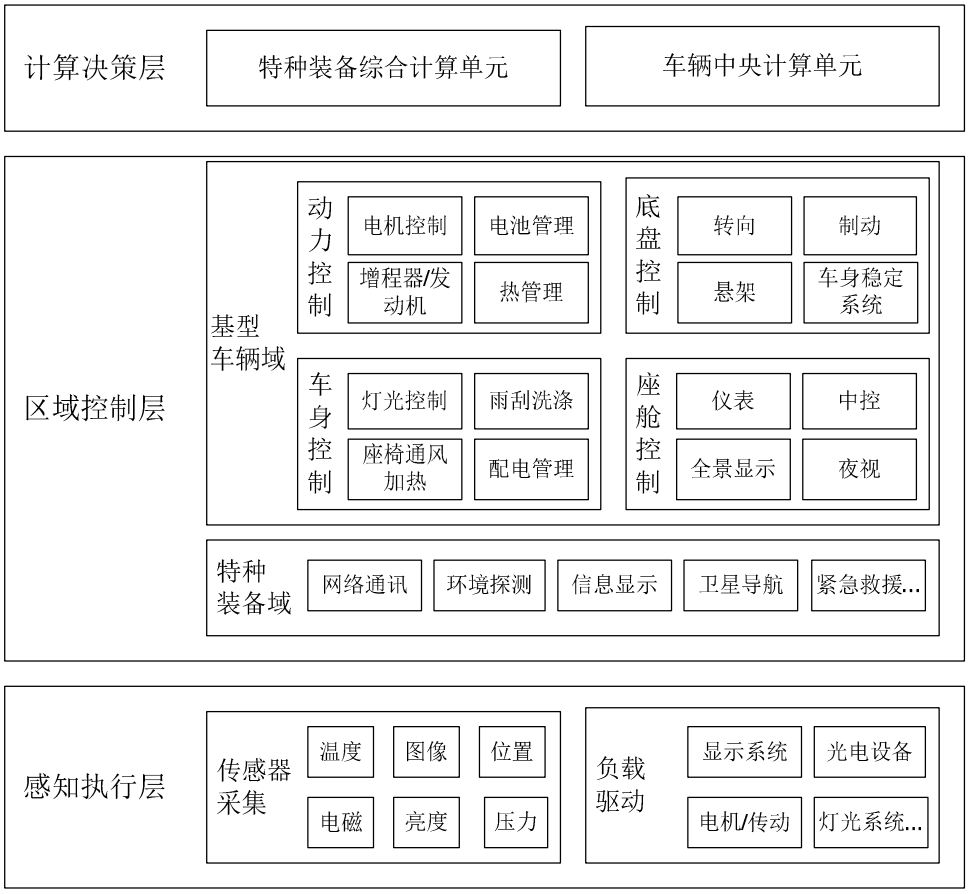


图 1　特种车整体架构框图

1.3 计算决策层方案

基型车辆中央计算中心统筹处理车辆动力、底盘、车身、座舱的相关信息，实时采集车辆各子分区设备运行参数、状态信息，实现故障诊断、报警提示、状态显示，并与特种装备综合计算中心实时交互数据，支撑特种任务的执行与完成。

特种装备综合计算中心统筹处理网络通信、北斗导航、光电侦察、任务处理、救援设备等装备的数据，负责路由转发、数据交互、数据运维，设备状态监测，承担装备信息一体化显控，并与车辆中央计算中心交换设备运行状态与故障信息，实时监测各设备运行状态。

两套中央计算中心采用物理硬件独立、供电回路独立、系统权限隔离的设计模式，通过以太网总线互联互通，实现有限数据双向同步，车辆中央计算中心优先保障车辆机动安全；特种装备综合计算中心专注特种装备的信息处理，无车辆参数篡改权限，有效规避特种装备系统故障影响车辆基础运行。

1.4 区域控制层方案

区域控制层按照功能和物理位置，分为基型车辆和特种装备区域，车辆区域由动力子区域、底盘子区域、车身子区域、座舱子区域组成。各区域负责完成本区域相关功能的信息采集、信号接入、

对外驱动。基型车辆区域车辆的动力及驾驶、全车灯光、开关、座椅等设备采集和驱动，同时负责全车电源分配、供电保障、乘员的人机交互、信息显示与控制指令的上传下发。特种装备区域各类装备的运行状态、故障信息、网络通讯数据的采集工作。

1.5 感知执行层

感知执行层为全车各类传感器与执行终端，是整车信息采集与功能执行的基础载体，所有终端设备就近接入对应分区控制器，实现全域覆盖。感知终端包含温度、位置、亮度、压力、图像、电磁信号等各类传感设备，负责全车运行状态、周边环境信息的采集；执行终端包含电磁阀、驱动电机、显示终端、灯光等，负责落地执行各类控制指令。

2 信息一体化设计

信息一体化是本次特种车电器系统设计的核心目标，依托双中央计算中心+分区控制中央集中式架构，打破传统特种车装备信息与车辆信息分立、数据封闭、共享无序的弊端，构建信息采集、集中处理、有限共享、人机交互、网络传输于一体的整车信息闭环体系[4]。整车所有车辆运行数据、作战装备数据由基型车辆中央计算中心、特种装备综合计算中心双核心统一管控、权限隔离，实现数据“按需融通、有限共享、安全可控”，适配基型底盘通用化、任务载荷多样化的车族化应用场景。

2.1 整车网络拓扑及总线方案

为支撑全车信息采集、处理、共享与交互，适配双中央计算有限共享的信息机制，依据电器系统总体设计原则，整车网络通信设计采用 CAN/CANFD/以太网的混合网络模式+双主干网络的传输架构，将整车划分为基型车辆总线与特种装备总线两套独立总线系统，每个总线系统设置一个数据计算中心，用于内部子系统的互联互通。两个计算中心通过高速以太网数据总线进行交互，实现基型车辆和特种装备的独立控制，以及信息共享，整车网络拓扑如图 2 所示。

基型车辆采用 CAN/CANFD 总线作为主干网，具有高可靠性、高实时性和抗干扰能力强的特点。动力系统、底盘系统、车身控制系统、座舱交互系统全部接入 CAN/CANFD 总线网络，采用标准 SAEJ1939 通讯协议，各子系统之间可以实现实时数据交换和信息共享，保障车辆行驶控制指令、状态参数、故障数据的高实时、高可靠传输[5]，实现基型车辆信息的集成管理。

特种设备涵盖环境探测、网络通信、光电观瞄、任务执行等多样化任务载荷，设备种类多、更新迭代快、拓展需求强，因此上装总线采用可拓展模块化总线架构，独立于车辆总线单独组网[6]。装备总线主要承载环境感知、任务控制指令、设备状态信息、视频图像等数据的互联互通，相比车辆总线，特种装备采用更侧重大带宽、多设备接入、动态插拔适配能力的以太网作为主干网。所有特种装备统一接入特种装备专用总线网络，由特种装备综合计算中心统一管控与协议适配，同时预留标准化总线接口与服务化协议端口，可实现设备的快速加装、拆卸与替换。

整车基于 AUTOSAR SOA 服务化架构，统一通信协议、报文 ID、数据接口与校验标准，将所有硬件功能封装为标准化服务，由双中央计算中心按需调度调用，严格管控数据交互权限，实现全车信息可控流通、信息安全交互，满足特种车信息化、网联化、高安全的传输需求。

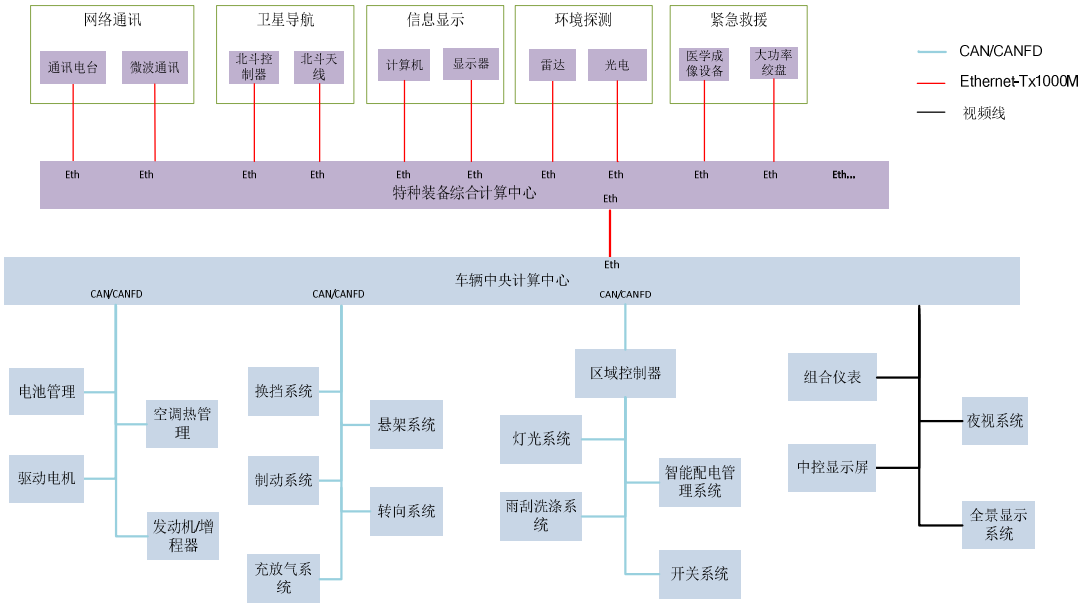


图 2　特种车网络拓扑图

2.2 全车信息管理方案

2.2.1 信息采集方案

整车采用传感器采集、分区预处理、双中心汇总的模式，实现全车电器设备信息全覆盖、标准化采集。感知执行层的传感器与执行设备就近接入对应分区控制器，完成原始数据采集；区域控制层的对本区域原始数据进行预处理，形成标准化区域数据报文，分别上传至对应的计算中心，确保信息采集来源统一，杜绝重复采集。其中，车辆信息，包含车辆行驶状态、整车电源配电、电器设备运行状态与故障等车辆运行数据统一上传至基型车辆中央计算中心，特种装备的运行状态、故障信息、协同交互、网络通讯等信息统一上传至特种装备综合计算中心，为后续信息处理提供完整的基础数据。

2.2.2 信息处理机制

针对特种车信息安全与功能解耦需求，采用双计算中心分工处理、跨中心有限交互的处理模式，避免全车数据过度互联互通，兼顾车辆安全与车内分区联动性。

基型车辆中央计算中心针对动力、底盘、电源、车身全域数据进行融合分析，实时判断车辆行驶状态、电器设备工作状态，动态调整动力输出及车辆底盘姿态、电源智能管理、故障信息报警等控制决策，全方位保障车辆机动安全。特种装备综合计算中心对装备的运行状态、故障信息、网络通讯数据进行融合处理，完成装备一体化运维管理。

两个计算中心通过车载以太网实现有限、可控、权限化数据共享，严格遵循“最小必要”原则：车辆中央计算中心仅向特种装备综合计算中心推送行驶状态、行驶里程、电量/油量、故障信息等车辆状态信息，用于支撑任务协同；装备计算中心仅向车辆计算中心推送设备负载、用电故障等设备硬件状态信息，用于车辆计算中心实时调整配电策略。两个计算中心涉密数据、底层控制参数完全物理隔离、互不泄露，彻底解决传统架构数据混乱、涉密风险高、安全无保障的问题。

2.2.3 信息运维管理设计

搭建特种车本地信息储体系，按照特种车网络拓扑，将车辆总线和装备总线采集的数据，由双中央计算中心分区进行独立存储与管理。

基型车辆中央计算中心负责本地存储车辆运行日志、状态信息、故障数据等车辆运维数据，同时建立车辆健康检测及专家系统，将车辆状态信息按照归属区域、电器设备、运行状态、具体参数进行分类，支持车辆信息的全面显示及查询。车辆健康检测系统还可以通过当前车辆的运行状态，进行车辆健康度评估，为任务执行评估提供坚实的数据支撑。对故障信息进行分级管理，将全车故障分为一般故障、严重故障、停机故障三个等级，对于可能影响任务执行及行车安全的故障，可通

过专家系统进行故障分析，锁定故障设备，并提供维修指导和应急预案。

特种装备综合计算中心负责特种装备运行状态、网络连接、协同交互、故障日志等信息的管控存储，建立特种装备运维监控系统，通过特种装备的工作负载、运行状态、工作模式、网络通信工况等核心运行参数，实现装备状态常态化管理。针对装备传感器失效、通信中断、参数异常、工作超时等典型故障，可自动分级生成故障告警信息，区分一般故障、重要故障与紧急故障，同步记录故障发生时间、故障类型、关联设备与运行工况，为现场检修和后方复盘提供精准数据支撑[7]。

2.3 信息交互设计

2.3.1 全车信息流转设计

针对特种车两双主干网的复杂组网特性，设计跨网段可控、跨协议可转的信息流转机制，为全车提供数据交换能力。

车辆总线内部信息涉及车辆运行安全，其底层控制数据完全隔离保护，仅开放极少部分运行状态协同数据向外转发，禁止外部网段数据反向写入车辆控制域。在数据上传层面，各类底盘传感器、执行器实时采集供电状态、设备状态、故障信息、用户指令等基础数据，最终上传至车辆中央计算中心。车辆中央计算中心对所有信息进行集中分析与逻辑运算，实时掌握整车运行状态。在数据下发层面，车辆中央计算中心根据行驶工况、用户指令及安全策略，生成动力调节、制动控制、转向修正、过载保护等控制指令，通过总线精准下发至各执行设备，完成车辆行驶闭环控制。车辆总线内部信息流转全程独立运行，不参与任务数据流转，从底层保障车辆行驶稳定性与安全性。

装备总线为特种装备专属内部传输网络，独立于底盘总线组网，各上装设备实时输出工作参数、设备用电负载、故障信息及网络通信数据，各设备任务协同数据由装备综合计算中心进行路由转发，设备信息则统一进行汇总解析、故障判别、状态评估，完成所有任务装备的运维管理。

车辆总线与装备总线依托两个计算中心进行安全、可控的跨域数据互通。车辆中央计算中心通过以太网总线，单向传送车辆运行状态至装备综合计算中心，为任务协同、状态适配提供车辆工况支撑。装备综合计算中心可将装备负载信息、故障信息单向传送至车辆计算中心，为整车能量管理、供配电策略提供数据基础，全车信息流转示意图如下所示。

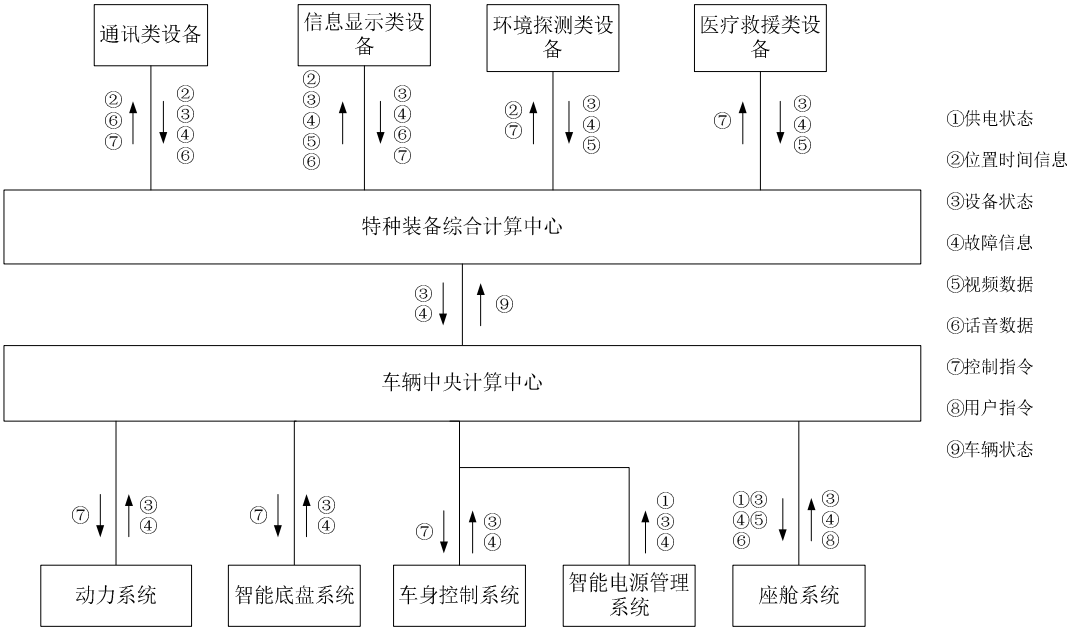


图 3　特种车整体架构框架图

2.3.2 全车人机交互设计

基于车内不同乘员的位置分布与职能差异，针对性设计分区式显示控制区域，搭建整车统一的人机交互体系，实现全车信息的集成统筹与分域展示，帮助各位置乘员高效完成车辆驾驶、设备操控、任务执行等各类操作。前排区域布置仪表、驾驶员终端、副驾驶屏幕（可选）三块显控终端，

接入车辆中央计算中心，主要负责驾驶信息、车辆状态信息、故障警告、周边环境等与车辆运行相关的信息；后排区域布置任务共享显示屏及任务操作终端，接入装备综合计算中心，负责显示任务相关的信息，以及设备状态、故障等运维信息，并可以通过共享显示屏进行扩展显示。显控终端布置及人机交互示意如图 4 所示。人机交互系统遵循操作便利、按需呈现的原则，简化乘员操作流程，实现人机信息高效交互、精准协同。

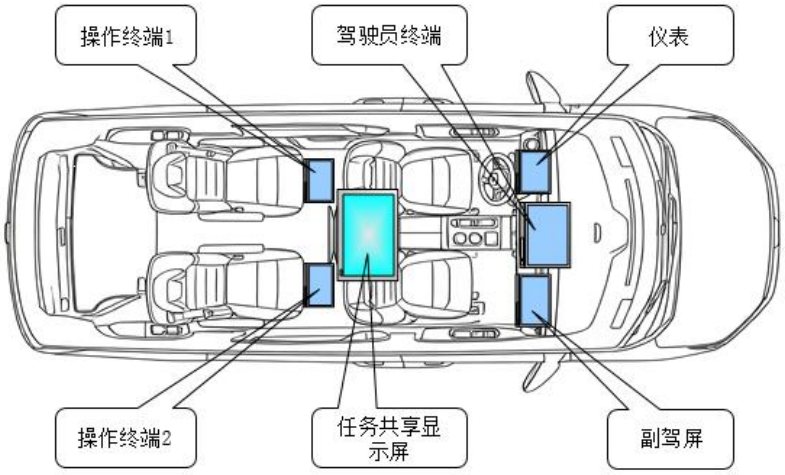


图 4 特种车人机交互示意图

3 供电一体化设计

结合双中央计算架构与多任务承载需求，车辆与特种装备采用供电回路独立、集中调度的一体化电源系统，解决传统架构负载失衡、电压不稳等的问题，适配车辆与任务装备稳定运行需求。整车供配电采用智能电源理系统，该系统内置在车辆中央计算中心里面，可根据整车负载状态，实现了对整车供电系统的统一管理和优化控制，从而提高了车辆的能源利用效率和系统稳定性。智能电源管理系统的关键技术包括如下几点。

第一，电源管理模块是智能电源理系统的核心组成部分，可根据整车各个电器设备的供电状态和功耗情况，可以实现对电力资源的合理分配和调配，从而提高能源利用效率。

第二，多源能量管理策略。特种车辆通常具有多种能源供应来源，如发动机发电机、动力电池、外接市电、蓄电池等。智能电源管理系统可以通过多源能量管理策略，实现对不同能源的有效利用和优化配置，以满足车辆在不同工况下的电力需求[8]。

第三，负载管理与评估。智能电源管理系统采用先进的负载管理算法，通过对电器设备的工作状态和功耗的实时监测和调节，实现对电力资源的智能管理和优化分配，提高整车供电系统的效率和稳定性。为保证全车供电需求，除了采用负载管理算法，还需要前期对整车的负载情况进行评估。整车的设备电气负载总功耗由以下公式计算。

$$P_i = I_i \cdot U_i \cdot \eta_i$$

$$P_{\mathrm{t}} = \sum_{i=1}^{i=n} P_i$$

其中，P_i为设备的工作功率，单位为瓦； I_i为设备的工作电流，单位为安；U_i为设备的工作电压，单位为伏，工作电压为 28 伏；η_i为设备的频度系数；i 为设备的序号；P_{t}为所有通用设备的功率总和，单位为瓦。

全车供电系统框架如图 5 所示，特种装备与基型车辆设备分别独立供电，全车用电设备的负载状态上报至车辆中央计算中心，其内置的智能电源管理系统根据负载状态，实时调整供电策略，同时预留供电接口，以及冗余功率，为后续特种装备的扩展以及更新提供便利条件。

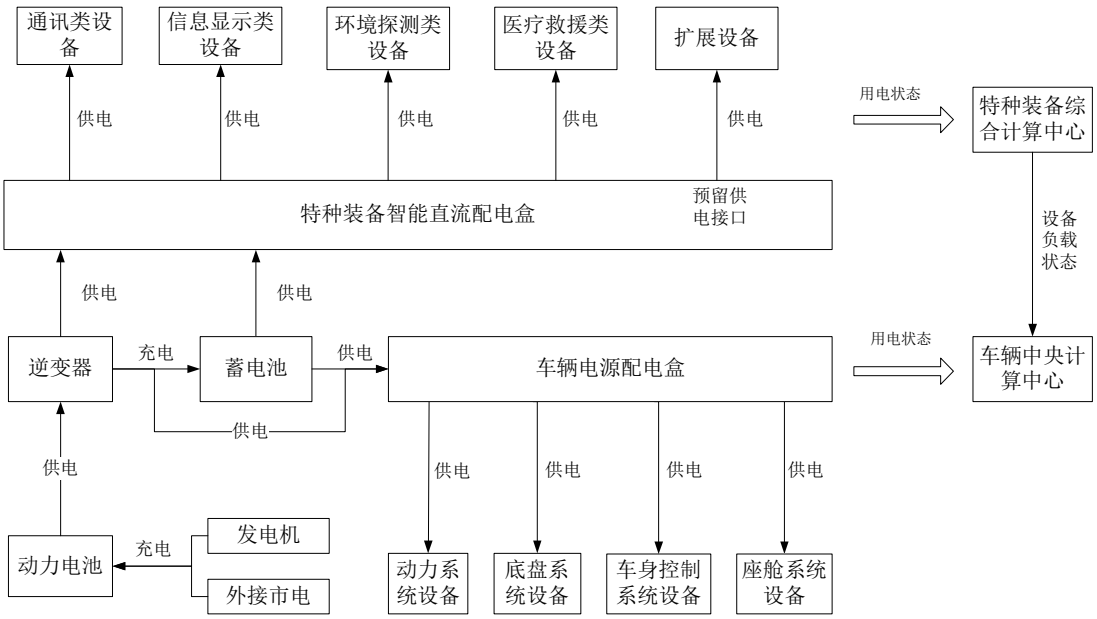


图 5 特种车供电系统框架图

4 信息安全设计

4.1 信息安全总体方案

由于特种车的信息涉及到大量敏感数据、以及隐私数据，所以需要装备必要信息安全防护设备，保障全车网络通讯的安全性与机密性。双计算中心内置安全加密芯片，并根据电子电气架构为计算中心和控制器部署密钥管理、防火墙、安全存储、通讯安全、安全接入、入侵检测等安全组件。信息安全架构如下图所示。

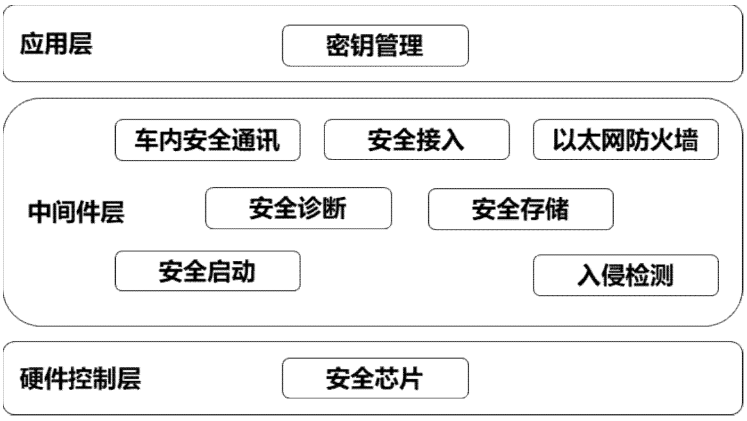


图 6　信息安全架构图

4.2 信息安全组件设计方案

1、密钥管理模块：导入的主密钥与子密钥；采用安全算法对导入的子密钥进行加密，加密密钥采用控制器内部存储的主密钥；采用 CMAC 算法计算加密后密钥的消息认证码（MAC 值），确保密钥的完整性与正确性，认证密钥采用控制器内部存储的主密钥；将加密后的数据和 MAC 值的高有效位前 8 字节连接，存储于相应的安全芯片中。

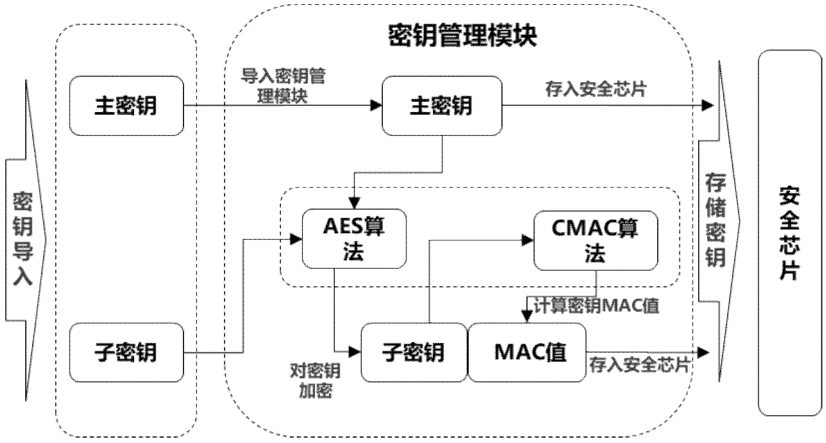


图 7　密钥管理执行逻辑图

2、以太网防火墙模块：防火墙负责整车外部网络的安全隔离、设置访问权限、检测控制。保证域控制器内部网络的安全隔离、检测控制。

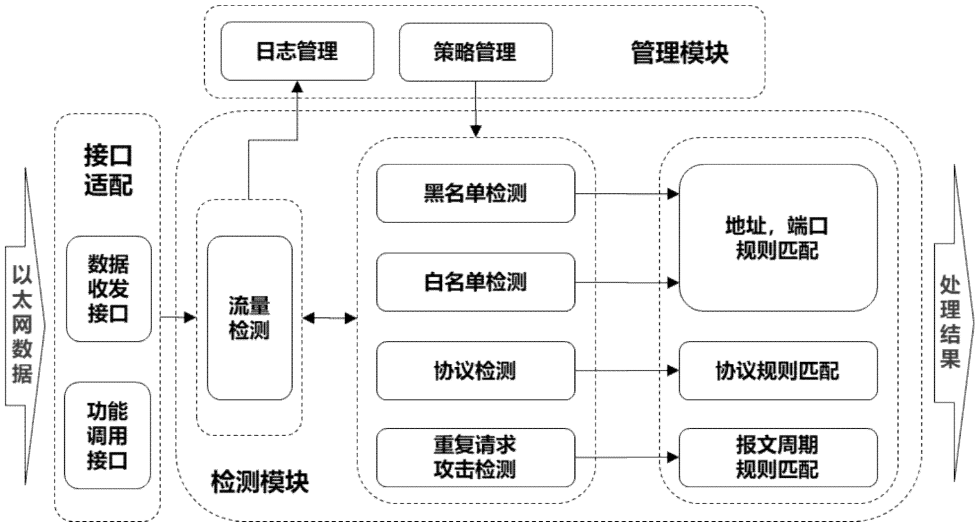


图 8　防火墙执行逻辑图

3、安全存储模块：安全存储需要对控制器中存在的较为重要的数据（汽车状态、信号控制等以及用户个人信息等）进行安全存储，使得这些重要数据的安全性得到极大的提高，满足特种车高安全性的要求；安全存储主要包括两方面：对数据进行安全存储保存，获取被安全存储的数据。

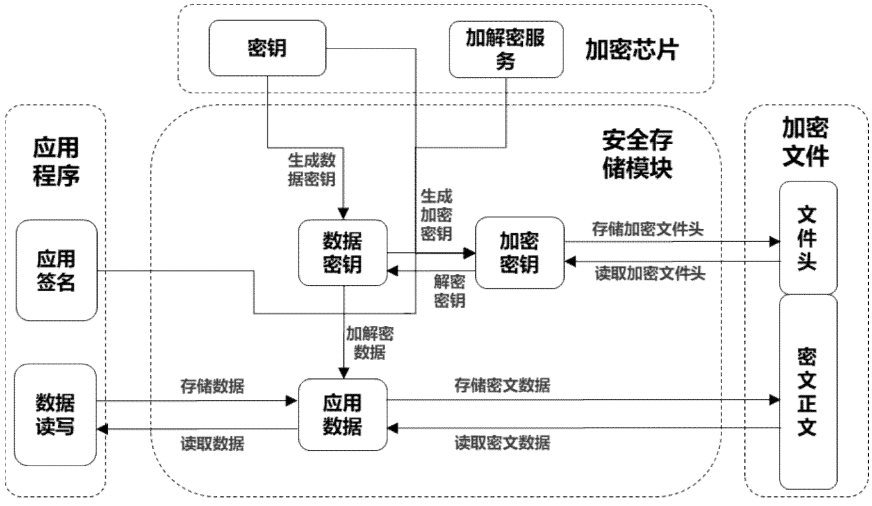


图 9　安全存储执行逻辑图

4、CAN 总线通讯安全模块：能为总线上传输的数据提供身份验证，可以有效地检测出数据重放、欺骗以及篡改等攻击手段；车内通讯安全模块是通过使用校验和计数器的方式达到对数据的保护；校验是使用 AES-128 的 CMAC 算法，针对受保护的数据去计算 MAC 值；计数器是使用新鲜度值的方式去实现，新鲜度值可以有效预防重放攻击；车内通讯安全模块支持 CAN/CAN-FD 协议。

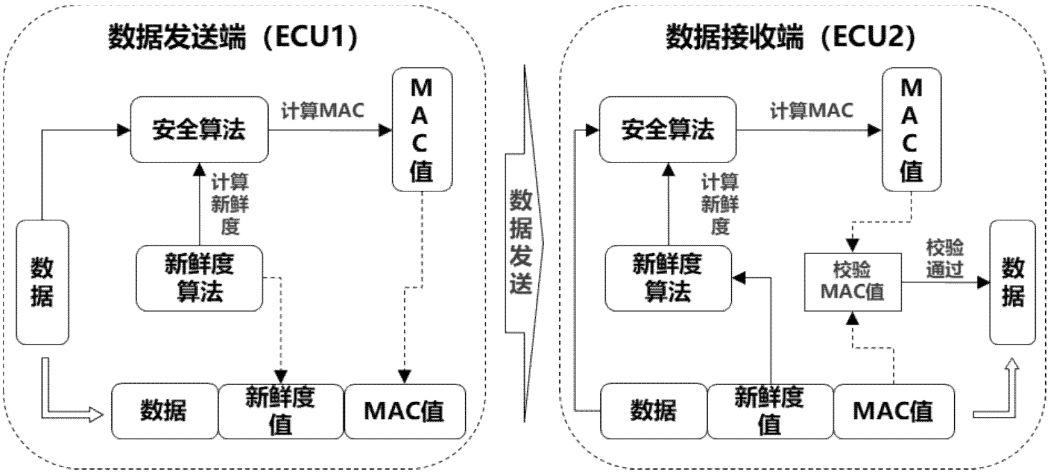


图 10　车内通讯安全执行逻辑图

5、安全接入/安全诊断模块：针对 USB，诊断设备等外接设备，进行身份认证和权限控制，保证设备接入，以及接口通信的安全性；车辆对外设采用随机数加密认证的方式，来保证外接设备的合法性；车端的加密随机数与外设返回的加密随机数不匹配，则断开外接设备的连接与通讯，将未授权的外设与车内网络进行隔离，最大限度的保证外部接口的安全性，保护车内网络以及控制器不会受到非法攻击。

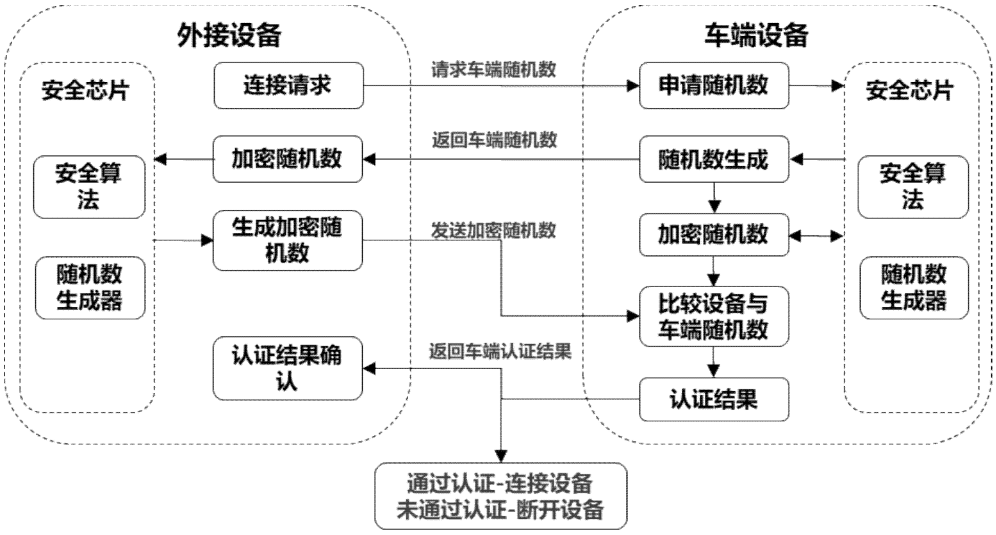


图 11　安全接入及安全诊断执行逻辑图

6、入侵检测模块（IDS）：支持 CAN、以太网的入侵检测，可针对报文以及网络流量，进行详尽的分析，并基于规则库对恶意行为进行识别和相应处理；CAN-IDS 主要对报文的 ID，长度，周期，网络负载率进行监测，并对异常行为进行上报；以太网-IDS 通过抓取，解析应用层网络协议，并进行特征匹配，对于命中规则的报文进行特征统计，以及维护，形成特征轮廓；最后将报文进行整理分类，发送到网络数据收发模块。

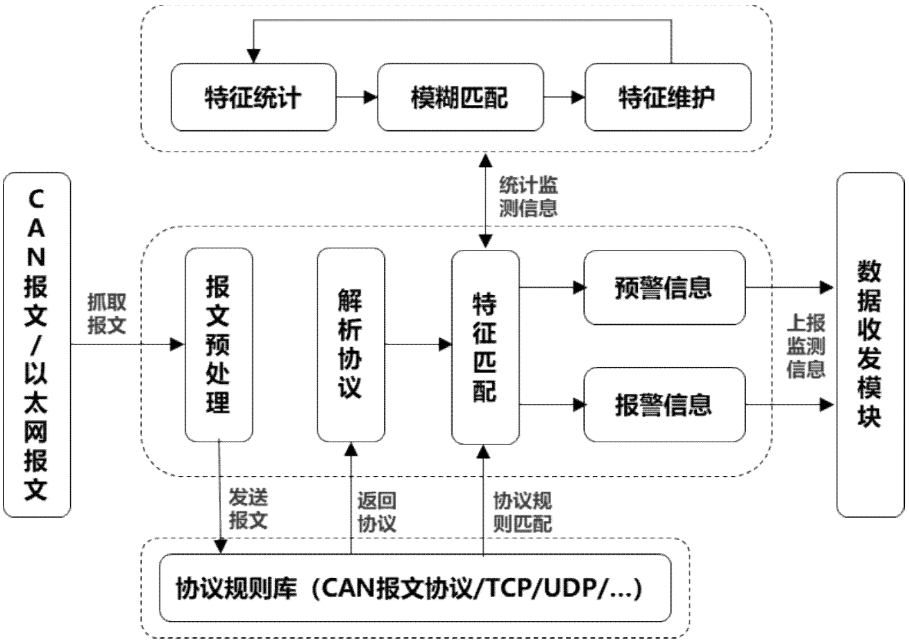


图 12　入侵检测执行逻辑图

5 设计方案应用和效果评估

目前电器系统信息一体化设计方案已经在某特种车辆开发项目上开始实施。该车采用了双中央计算+分区控制的中央集中式架构，完美适配现代特种军车基型底盘+多任务承载的发展模式，实现了车载各个信息系统之间的数据交换、信息共享、供电状态监控。通过实车验证，以及方案的实施效果评估发现，全车电器系统信息一体化设计带来了以下显著效果。

彻底解决信息孤岛问题，实现全车电子设备信息一体化采集、传输、处理与协同交互，大幅提升装备信息化融合能力[3]。

精简冗余控制器与线束设备，优化整车硬件布局，降低整车自重与故障率，提升车辆机动与承载性能。

统一系统标准与接口规范，支持任务设备快速加装、车型快速变型重构，满足军车车族化、系列化发展需求[9]。

实现整车集中化管控、智能化运维，大幅降低装备全生命周期保障成本，全面适配特种车辆智能化、网联化、一体化的发展趋势。

6 结语

综合全文内容可见，特种车辆电器系统一体化设计为应对现代复杂任务需求提供了重要解决方案。特种车辆电器系统一体化设计通过电子电气架构、整车供电和全车信息系统的一体化优化，实现了车辆功能的统一管理和优化配置，从而满足了车辆电器系统的一体化、集成化和模块化要求，为特种车辆的性能提升和功能拓展提供了理论基础和实践指导。然而，随着技术的不断进步和任务需求的不断变化，仍有许多挑战需要面对和解决。因此，未来的研究和实践应致力于进一步完善一体化设计理论，推动技术创新，以满足特种车辆在复杂环境下的多样化需求，为国防安全和社会发展做出更大贡献。

参考文献：

[1]　王磊,张伟明.智能车辆电子电气架构发展趋势研究[J].汽车工程学报,2020,10(03):45-53.

[2]　李浩然,陈曦.中央集中式车载电子架构关键技术分析[J].汽车技术,2021(05):1-7.

[3]　王宇航,张磊.特种车辆电气架构一体化集成优化研究[J].兵器工程学报,2022,4(02):56-61.

[4] 季承宇,徐睿.车辆电气系统信息一体化融合设计研究[J].汽车电器,2022(09):12-16.
[5] 杨启航,高健.基于 AUTOSAR SOA 的军用车载服务化架构适配研究[J].电子测量技术,2022,45(15):78-84.
[6] 赵天明,杨峰.模块化军用车辆基型底盘多任务拓展技术研究[J].车辆与动力技术,2021(04):28-33.
[7] 石君友.测试性设计分析与验证 [M]. 北京：国防工业出版社，2010.
[8] 秦渝. 城市公共交通信息一体化框架设计与应用[D]. 重庆交通大学, 2014.
[9] 陈浩,王思远.车族化军用车辆电气系统通用化设计[J].军用车辆工程,2021(06):23-28.

网关控制器自主研发及平台化应用

王春凤，纪立君，王超，白思宁

北京汽车研究总院有限公司，北京 101300

摘　要：随着汽车电子的迅猛发展，越野车需求市场的特殊性，对车辆改制灵活性提出了新的要求，以满足不同客户的越野需求，因此基于平台化的网络设计应运而生。网关控制器作为网络平台化设计的核心硬件，实现整车厂自主开发，可以大幅地减少工程开发成本，缩短开发周期，提升技术人员的开发能力，并且通过反复的测试调试，可以有效地提高产品稳定性，并将开发经验应用于其他电子模块的管控。

本文介绍了基于平台化需求的网关控制器硬件设计与开发工作，记录了开发过程中遇到并克服的问题。

关键词：平台化；网关控制器；自主开发

Abstract： With the rapid development of automotive electronics,the uniqueness of the SUV demand market has raised new demands for the flexibility of vehicle modification to cater to diverse customer needs for off-road vehicles. Consequently, platform-based network design has emerged. The gateway controller, as the core hardware of the platform-based network design, enables independent development by the original equipment manufacturer (OEM), significantly reducing engineering development costs, shortening development cycles, and enhancing the development capabilities of technical personnel. Furthermore, through repeated testing and debugging, it can effectively improve product stability and apply development experience to the control of other electronic modules.

This article provides a detailed introduction to the hardware design and development of a gateway controller based on platform requirements, documenting the problems encountered and overcome during the development process.

Key words： platformization; gateway controller; self-developed

1 绪论

现代人对越野自驾兴趣的不断提高，越野车客户需求的多样性对整车厂开发提出新的挑战。根据不同需求进行车型裂变产生的改款情况时有发生，因此，作为信号转发的网络核心部件，网关的修改频率较高，但面临的是周期及费用的增加。为解决这种困境，产生了在现有越野车车型上自主开发网关控制器的想法。网关自主开发与平台化应用可以大幅度的减少工程开发成本，推动相关电器及其它部门的电器部件平台化进程，进而推动整车电器系统架构的平台化开发与应用。

目前越野车电控单元大致可分为动力控制单元、车身控制单元及影音娱乐控制单元三类，特殊车型需增加混动控制，鉴于此，平台化网关控制器需兼容现有需求，并预留可拓展通道。

自主研发的网关控制器成功应用，不但保证了现有车型配置的需求，而且保留了软硬件开发的灵活性，同时也满足了裂变车型的多样化需求，为后续车型其它电子零部件平台化开发积累了经验、奠定了基础。

2 总体设计

在整车开发过程中，一旦产生新的功能需求，通常是将需求输出给供应商，供应商需在完成其他车厂或车型项目的基础上，再进行代码修改、集成测试、生产导入、库存消耗等一系列工作，工作量大，响应时间长，效率低。而越野车需求的多样性导致网关修改频率高，尤其对于临时改制或

有试验任务的急需车辆，供应商已不能满足现有开发需求，自主开发网关控制器可以有效的解决上述问题。在产生新的需求后，直接由软件工程师进行模型修改、代码导入及测试等一系列工作，确保样车调试及整车体现进度，从而大大节约了开发时间。

网关作为网络结构的核心硬件，主要需实现的功能如下：

表 1　网关功能列表

零部件总成	功能	功能描述
网关	CAN 总线通讯	根据统一的网络通信规范进行设计，使网关能够实现整车各网段的网络进行通信
	数字信号采集	采集整车点火信号、空调请求、中压开关等
	信号路由	根据路由表将不同网络报文进行拆包重组进行信号路由
	报文路由	根据路由表将不同网络报文进行直接报文路由
	网络管理	对整车网络进行休眠唤醒逻辑管理
	诊断	数据流读取、故障码读取、控制器状态读取、车型配置、车型代码写入、下线日期写入等
	Bootloader	软件刷写功能

本文主要针对自主开发的平台化网关硬件设计部分进行详述，在电子设计中，需要硬件和软件的配合使用，才能取得比较理想的成果。

3 网关平台化设计

网关控制器设计分为以下步骤：架构设计、硬件设计、模型设计及测试验证等，下面对硬件设计部分进行着重介绍：

3.1 架构设计

为最大限度确保平台化，网关设计有 6 路 CAN 通道、2 路 LIN 通道及 2 路数字输入接口，可满足目前越野车所有车辆的网络化需求。

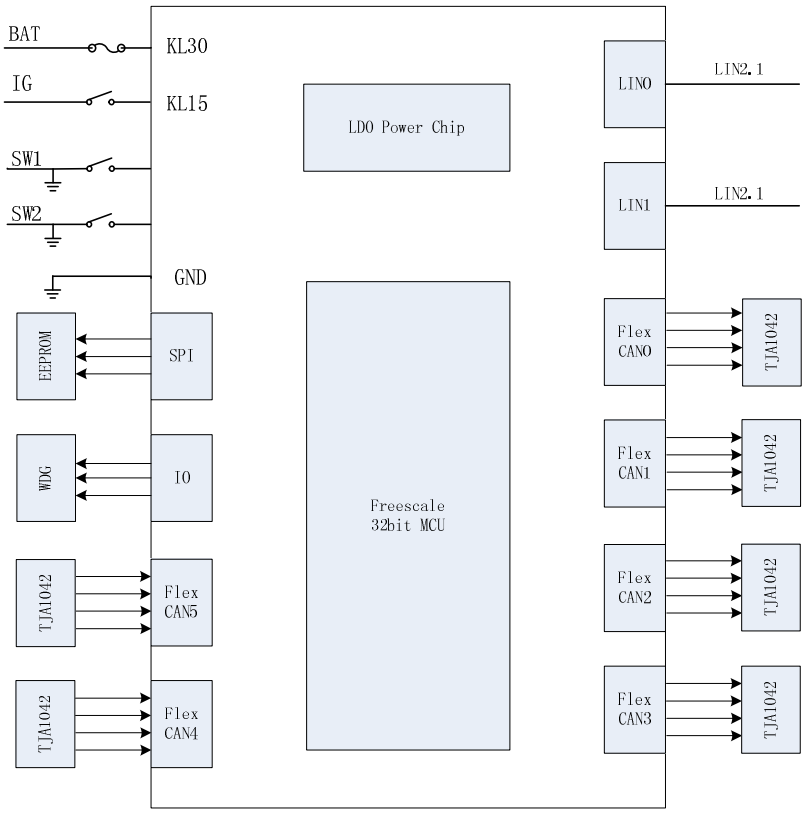


图 1　网关架构图

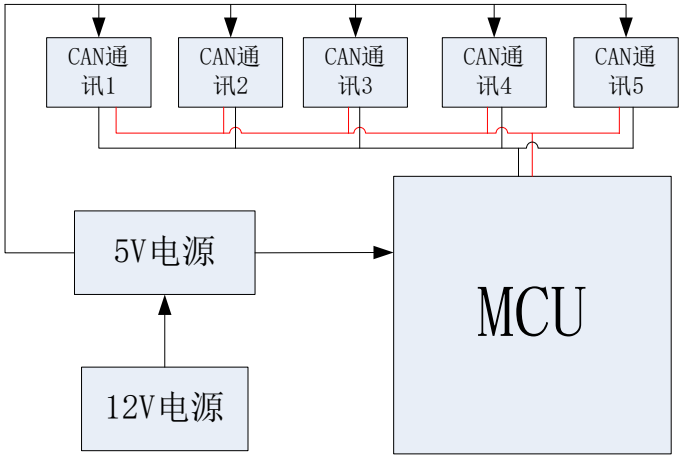


图 2　功能划分

3.2 网关硬件设计

3.2.1 原理设计

网关控制器硬件设计原理框图如下图 2-2 所示，控制器的 MCU 芯片选用 Freescale MPC5604C, 该芯片支持 6 路 CAN 通道，其中 1 路作为诊断 CAN 通道，用于网关控制器与诊断设备之间的信息交互；目前越野车在产车型，3 路 CAN 通道连接整车不同的 CAN 网段，用于实现通信数据转发功能，分别为动力 CAN、车身 CAN、娱乐 CAN，另外 3 路 CAN 作为预留通道，且其中 1 路为容错 CAN 接口（CAN 收发器 TJA1053），以兼容具有容错 CAN 网段的车型。系统基础芯片 NXP UJA1076ATW 实现 MPC5604C 和 CAN 收发器 TJA1042 的电源管理和看门狗定时管理，其内部集成的高速 CAN 收发器用于诊断 CAN 通道数据的发送与接收。非易失性存储器芯片 ST M95080(EEPROM)最大存储容量达 8 Kbit，为网关控制器数据存储扩展预留足够的空间。MPC5604C 与 EEPROM 之间采用 SPI 总线传输数据，有效保证 CAN 通道配置数据和数据转发路由表的读取时间,将网关控制器系统初始化过程控制在整车控制器启动允许的时间范围内。

表 2　芯片选型

序号	功能描述	品牌选择	芯片名称
1	CAN 收发器	NXP	TJA1043
2	CAN 收发器	NXP	TJA1042T
3	SBC	NXP	UJA1076ATW
4	EEPORM	ST	EPROM M95080
5	MCU	Freescale	SPC5604CK0CLL6
6	晶体	TXC	Crystal 8M 30ppm HC-49/S

原理设计包括电源模块、看门狗电路、主芯片设计、数字输入接口及通讯电路五部分。

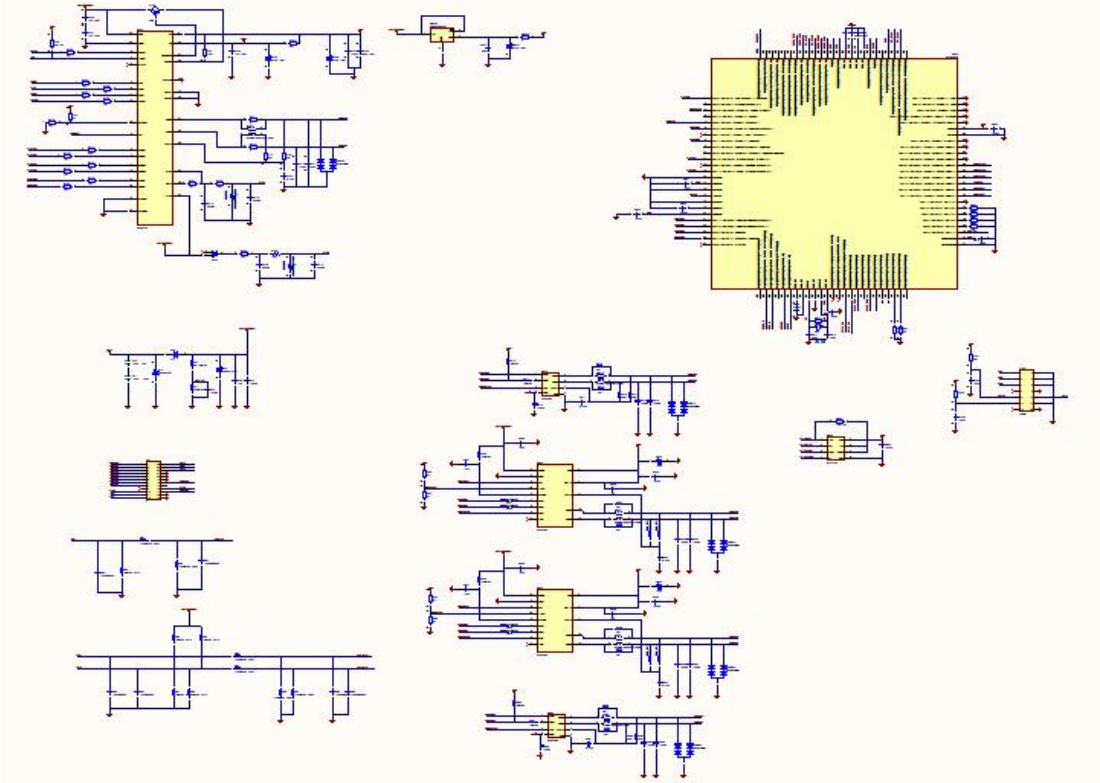


图 3　硬件原理图

表 3　接口列表

序号	功能分类	I/O 类型	接口引脚数
1	控制器总电源	BAT 供电	2
2		IG 电	1
3	控制器总电源地	GND	2
4	通信	CAN	12
5		LIN	2
6	数字输入	高有效	1
7		低有效	1

3.2.2 PCB 设计

正式 Layout 之前，需要先确定网关最终的结构，才能进行尺寸的规划。为实现多平台无缝替换，网关采用现有外壳，设计尺寸为 8×8cm，叠层选用双面板。

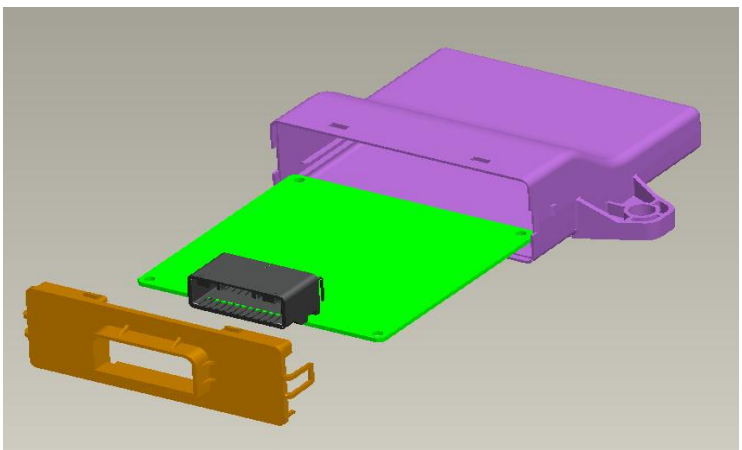


图 4　网关物理结构

在电路板设计规则中，着重需考虑信号的功率、线宽、爬电间距、空间布局、散热及 EMC 电磁兼容的影响。作为网络信号转发节点，网关无大功率带载情况，属于小功率控制器，因此，PCB Layout 规则设定如下：

表 4　载流量计算

序号	信号名称	最大电流值（mA）	线宽（mil）	线间距（mil）
1	BAT	1000	20	15
2	KL15	1000	20	15
3	Signal	10	10	8
4	Input	20	10	10
5	GND	1000	20	10

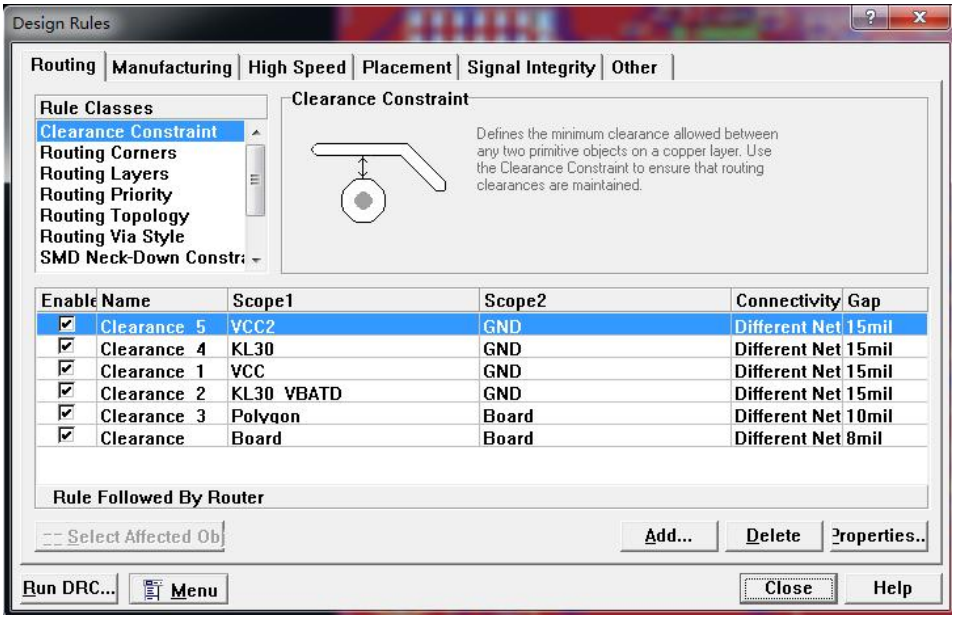


图 5　布线规则设计

结合结构的元器件布局作为正式 Layout 之前很重要的工作，关系到模块设计的成败，注意事项包括布局所影响的信号走向合理性，散热空间大小，电磁干扰强弱，爬电间距是否充裕等等。因此，导入原理图网表后，先参考飞线及信号走向按照 “先城市后农村”的核心思想将元器件分组进行粗略布局，再结合原理图将周边元器件就近安置，充分考虑布局合理性。

完成元器件布局即完成了 PCB 设计 50%左右的工作，合理的布局给后面的 Layout 提供很大帮助，在 Layout 过程中，需遵循走线合理、回路最短等原则，除此之外，受汽车使用环境影响，要求每个控制器都能在-40~105℃的环境温度下正常工作，当整车工作在高温环境下时，散热处理不当，会对元器件的工作寿命造成严重影响，汽车产品的可靠性是 10~15 年，由此看来，除了要合理选择电子元器件（汽车等级），还要合理散热，以保证控制器的长期可靠性使用[1][2]。

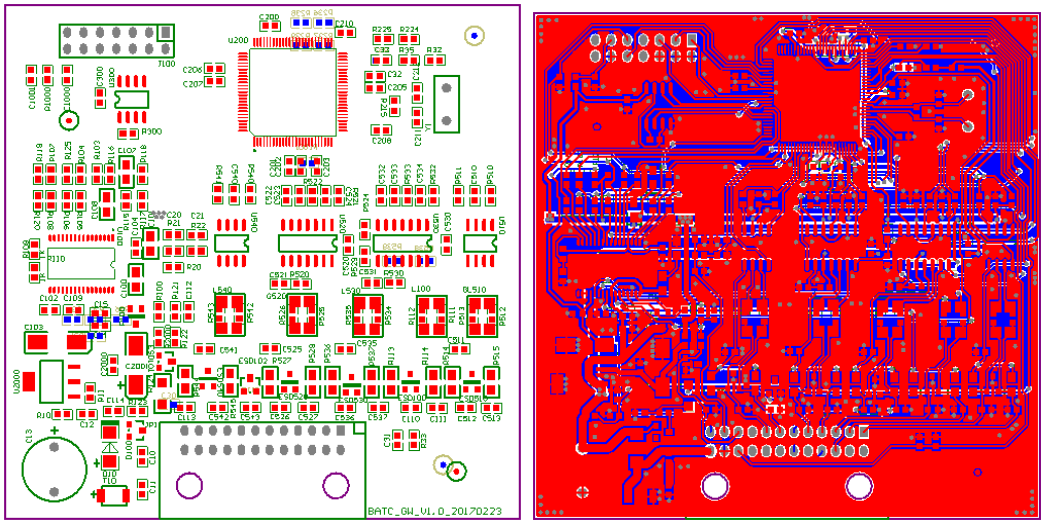


图 6　PCB 布局及 Layout 设计图

3.2.3 制版及生产

根据印制电路板外形尺寸系列标准[3]，选定制板信息如下：

制版材质：FR-4

板层：两个信号层（顶层和底层）

成品板厚：1.60±0.1mm

金属厚度：

顶层和底层：2 盎司铜（成品厚度 0.070mm）

介质层厚度：0.25-0.50mm

板尺寸：8×8mm±0.25mm

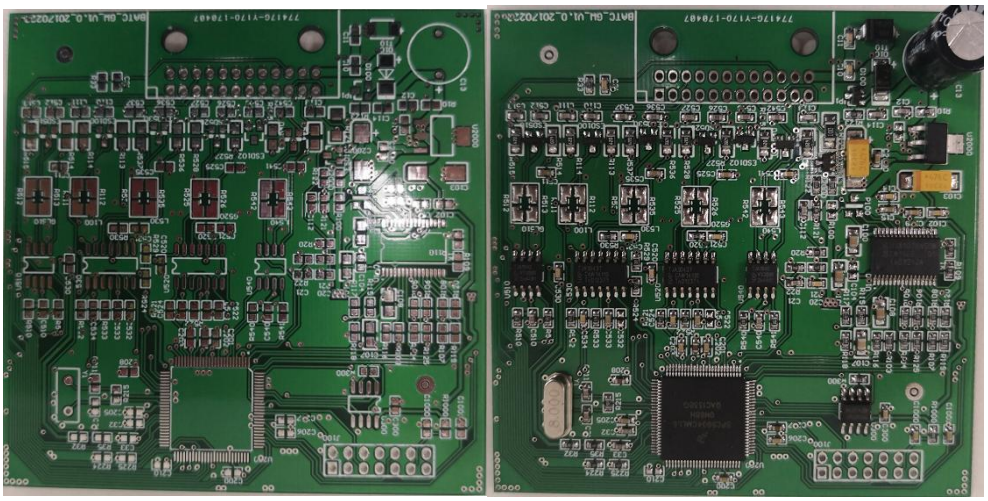


图 7　PCB 及 PCBA

3.3 软件开发[4]

平台化网关控制器将 CAN 通道使能配置、采样点控制参数、传输速率设置和网络数据转发路由表存储在非易失存储器中，网关控制器初始化过程中将 CAN 通道配置参数和使能的 CAN 通道的数据转发路由表读取到应用软件内部实现数据转发功能，非易失存储器中 CAN 通道配置参数和数据转发路由表可通过诊断设备动态更新,上述方式实现了网关控制器数据的可更新性，增加了网关控制器功能实现的灵活性，实现了不同车型上网关控制器的通用性。

4 平台网关应用实效分析

自主研发及平台化网关控制器的成功开发，在越野车多车型上已完成应用，如 B80 及 B40 平台化车型上，网关硬件可以实现完全沿用，软件根据不同车型配置进行适应性更改，通过软硬件联调联测，为车型的开发节约了时间及成本。

截止目前，网关控制器在整车上的应用，预计已为公司节约开发费 100 万余，缩短开发周期 1 年以上，减少开发人力投入的同时，增加了技术人员的知识储备，极大地调动了电子模块自主研发的积极性，具体成果如下表所示：

表 5　网关自主开发与非自主开发对比表

成果项	网关自主化	应用车型			
		展车	ESP 标定试验用车	预研车	其他临时用车
开发费用	非自主开发	5-10 万	5-10 万	5-10 万	5-50 万
	自主开发	单样件费	单样件费	单样件费	单样件费
开发周期	非自主开发	3 个月	3 个月	3 个月	3 个月
	自主开发	5 天	5 天	5 天	5 天
人力投入	非自主开发	5 人	5 人	5 人	5 人
	自主开发	1-2 人	1-2 人	1-2 人	1-2 人

5 设计失效问题分析

通过基于平台化的自主研发，可以更早的对新增需求进行响应，及时验证需求的合理性，很大程度地缩短了开发时间，将设计和测试结合得更紧密，测试问题出现后可以及时反馈给开发工程师，进行模型的调整，并持续验证直至程序正确无误。通过对于硬件开发、模型搭建和测试流程的掌握，有利于整车厂对于电子控制单元的工作逻辑全面掌握，形成详细的产品规范，提升对零部件产品的管控能力。

5.1 热可靠性问题分析

某车型整车在北京门头沟科星瑞特电磁兼容实验室整车 EMC 测试过程中，发现仪表上故障灯整体闪烁现象。故障发生后，停止 EMC 辐射，保持整车上电状态不变，故障没有消失，现场拆开副驾驶侧仪表台护板，网关壳体烫手，不能摸，手感温度 70℃以上，保持护板敞开状态 10 分钟左右，网关壳体温度下降，故障现象消失，保持护板敞开状态继续 EMC 试验，后续未发现异常。

故障发生后，项目组开展故障排查工作。首先，准备了与车上软硬件状态一致的网关，常温测试没有问题。随后进行 85 摄氏度高温试验[5]，保温 2.5 小时后，模拟发送网关网络管理报文，网关出现重启现象，与网关相连的仪表工作指示灯出现闪烁，和 EMC 测试现场出现的现象一致，故障复现成功。



图 8　高温测试

机理分析过程：为了防止软件死机，网关内部配备了看门狗电路，其原理如下图所示：

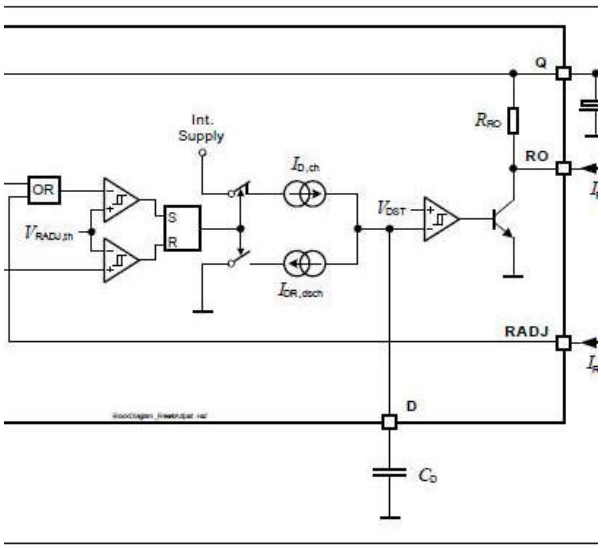


图 9　看门狗电路原理图

上图中 CD 电容决定了看门狗喂狗的定时时间，其计算公式如下：

$$C_D=100nF\times t_{d,PWR-ON} / t_{d,PWR-ON,100nF}$$

电容是一种常用的被动元器件，在上述电路中，其作用是用来定时，从上面公式可以看到，其容量大小与定时时间成正比。电容的典型温度特性曲线如下图所示[6]：

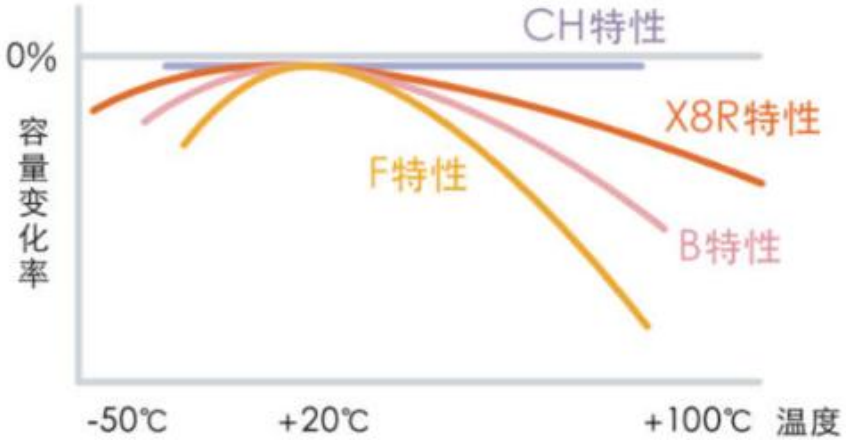


图 10　电容特性曲线

当温度升高时，CD 的容量会呈衰减趋势，从而导致定时时间减少，导致看门狗的喂狗周期减少。当看门狗硬件的喂狗定时减少，但是软件中的喂狗周期没有变化时，就会导致复位的发生。

在 EMC 试验过程中，网关所处环境为 70℃，正好是一个临界值，故障网关的安装位置是副驾驶员侧的仪表板内部，该位置与动力舱相连，并且有空调热风管道在里面，形成了一个密闭空间，且周围环境没有主动通风条件，在这种情况下容易发生热量累计，导致网关过热。

通过对故障原因分析得出两种解决方案：一是减少软件中看门狗的喂狗周期；二是增加硬件看门狗电路的定时时间。

第一种方案，减少软件中看门狗的喂狗周期，进行 85℃高温试验，故障消失。

第二种方案，增大 C_D 的电容容值，从而增加硬件看门狗定时时间。综合考虑温度曲线和硬件电路，把 C_D 的容值增大 10 倍，从 100nF 增加到 1uF。硬件修改后进行 85℃高温试验，故障消失。

为确保网关可靠性，因此在实际实施过程中采用了上述两种方案相结合的方式，适当减少软件看门狗的喂狗周期，同时增加 C_D 的容值，采用该方案再次进行高温试验，故障消失。把上述软件和

硬件恢复到试验之前的状态，再次进行 85℃高温试验，故障复现，从而证明上述措施是有效的。

5.2 软件调试问题分析

网关控制器完成硬件开发后，通过 MATLAB 建模完成软件搭建，导入控制器硬件内，单件测试合格后进行整车验证。在整车测试过程中，发生睡眠异常情况。

正常的休眠唤醒逻辑为：在车辆下电后，整车电控模块应按照设计顺序先后进入睡眠状态后，网关满足一定条件会对程序重新进行唤醒，如重新上电或收到有效的唤醒报文，网关执行初始化程序，网关控制器从 EEPROM 中读取 CAN 通道配置信息判断 CAN 通道使能状态，初始化使能 CAN 通道的底层寄存器，实现 CAN 通道的参数配置和传输速率设置等。

整车测试故障现象：车辆在 OFF 电状态下进行锁车动作，满足休眠条件后，整车网络在陆续休眠后多次被唤醒。

针对故障现象进行测试发现，网关并未对整车的娱乐系统和车身系统的网络管理进行两个系统休眠顺序的判断，原有网络管理存在问题是在车身系统 EBUS 满足休眠条件进入睡眠状态时，娱乐系统 IBUS 未满足休眠条件，此时网关转发报文到车身系统 EBUS，将车身系统 EBUS 又唤醒；同样的如果娱乐系统 IBUS 满足休眠条件进入睡眠状态时，车身 EBUS 未满足休眠条件，此时网关转发报文到娱乐系统 IBUS，将娱乐系统 IBUS 又唤醒。两个网段只有在偶然的同时都休眠的条件下才会进入整车休眠状态。

经过分析后对多网段 OSEK 网络管理休眠唤醒的方法进行了修订。

休眠逻辑：

1）VBUS 休眠条件：IG OFF

2）EBUS 休眠条件：IG OFF 且 EBUS 未收到源网段报文；

3）IBUS 休眠条件： IG OFF，EBUS 已休眠且 IBUS 未收到源网段报文；

4）网关休眠条件：VBUS, EBUS ,IBUS 均满足休眠条件；

唤醒逻辑：

1）IGON 时：VBUS、EBUS、IBUS 均被唤醒；

2）IG OFF 时，若 EBUS 收到报文：EBUS 唤醒，IBUS 唤醒；

3）IG OFF 时，若 IBUS 收到报文：只 IBUS 唤醒；

软件逻辑按照上述策略进行调整后再次进行整车测试，在满足网关休眠条件后，可实现整车进入睡眠状态，因此判定原因分析正确，解决方案有效。

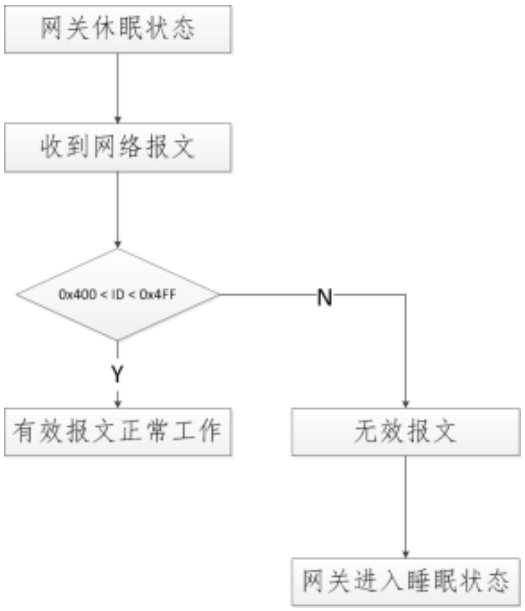


图 11　网关休眠唤醒逻辑

6 结论

网关控制器平台化开发方案的成功实施，不但保证了不同车型配置的体现，而且节约了开发成本，缩短了开发周期，实现了平台化电子模块的开发及应用能力，提高了技术管理人员的整体研发及管理水平，同时也满足了项目对于临时改制的需求，为后续车型其它电子零部件平台化开发积累了经验、奠定了基础。

参考文献：

[1] AltiumDesigner在电路设计中的应用，电子世界，庄延良2017（6）：74.

[2] 华为公司PCB设计规范，2009-10-27.

[3] GB/T 9315-1988，印制电路板外形尺寸系列.

[4] 网关控制平台化设计车辆与动力技术 何丹丹 2017 02.

[5] GJB／Z 27-1992，电子设备可靠性热设计手册(S).

[6] IC 的热特性，Texas Instruments：ZHCA592，January 2014.

面向激光跟踪仪连续跟踪约束的工业机器人标定路径规划方法

秦长远[1]，戴树青[1]，张彬[1]，储昭琦[2]，肖永强[2]，游玮[2]，尚伟伟[1]

（1. 中国科学技术大学，安徽 合肥 230027；2. 埃夫特智能机器人股份有限公司，安徽 芜湖 241007）

摘　要：工业机器人自动标定通常依赖激光跟踪仪获取高精度末端位置数据，但离散标定点可测并不能保证相邻点之间的连续运动始终满足跟踪要求。针对该问题，本文提出一种面向激光跟踪仪连续跟踪约束的标定路径规划方法。首先，根据机器人位形、跟踪仪位置及靶球姿态建立动态任务坐标系，将连续测量要求表示为位形相关的方向约束；随后，将一阶回缩嵌入快速扩展随机树方法，通过任务雅可比将随机扩展节点修正至跟踪可行区域；最后采用约束保持 Ramer–Douglas–Peucker 方法对高密度路径进行简化。实际 120 点标定实验表明，不考虑连续跟踪约束的点到点规划 在 119 个运动段中有 5 段违反测量约束，而本文方法在困难段及完整任务中均保持稳定可行。路径简化后，节点数中位数由 2484 降至 143.5，压缩率达 94.24%，同时保持连续跟踪可行性。

关键词：工业机器人；运动学标定；路径规划；激光跟踪

1 引言

工业机器人具有较高的重复定位精度，但其绝对定位精度易受几何参数偏差、制造与装配误差等因素影响[1]–[2]。在离线编程、机器人加工、大尺寸测量和精密装配等任务中，这类系统误差会直接限制机器人基于名义模型执行空间定位任务的能力。因此，利用外部高精度测量设备获取机器人实际末端位置，并通过运动学标定辨识和修正模型参数，是提高工业机器人绝对定位精度的常用手段[1]–[3]。

标定性能不仅取决于辨识模型，也高度依赖测量数据的数量、空间分布和质量。激光跟踪仪具有测量精度高、工作范围大且可直接获取空间位置等特点，因而被广泛用于工业机器人标定 [2]–[4]。现有工作围绕激光跟踪仪辅助下的机器人运动学标定展开了广泛研究，在外部测量方式确定，标定点选择，参数可观测性优化和自动化采集方案涉及等角度提高了标定效率与精度。Lou 等人 [4] 搭建了面向机器人精度标定的三维被动式激光跟踪系统，为大范围空间位置测量提供了新的实现方式；在此基础上，Zhang 等人 [5] 进一步建立系统误差模型并进行参数辨识与补偿，以提高测量系统的空间定位精度。对于自动化数据采集方面，Stepanova 等人 [6] 融合自接触、平面约束及视觉自观测信息，实现了双臂机器人的自主标定，并利用激光跟踪仪对标定结果进行验证。在标定点选择方面，Wang 等人 [7] 构建通用可观测性指标，并结合改进粒子群算法优化测量位形；Wang 等人 [8] 则面向现场受限测量条件，构建相应的构型评价指标并优化标定构型集合；Wang 等人 [9] 基于奇异值摄动分析研究测量构型变化对参数可观测性的影响，并据此提高构型搜索效率。

然而，现有研究主要关注离散标定位形的选择与优化，而对相邻标定位形之间的连续运动过程考虑较少。在自动标定任务中，机器人由一个标定点运动至下一个标定点时，末端位置和姿态持续变化，使激光入射方向相对于靶球测量方向发生改变。当该方向偏差超出允许范围时，即使相邻标定点本身均满足测量要求，运动过程中仍可能发生跟踪中断。因此，离散标定点可测并不能保证连接这些点的连续路径同样满足测量约束。

常规自动标定通常将预先生成的标定关节角序列直接写入机器人控制器，由控制器在相邻目标点之间执行 PTP 关节插补。该方式实现简单，但插补过程并不显式考虑靶球与激光跟踪仪之间的连续测量几何关系，因此中间位形可能进入不可测区域，导致自动标定过程中的连续跟踪失效。快速扩展

随机树（Rapid-exploring Random Tree, RRT）和双向快速扩展随机树（RRT-Connect）等采样式运动规划方法能够在高维关节空间中搜索连接两个位形的可行路径 [10], [11]。然而，标准采样规划主要面向一般位形空间中的路径搜索，其随机扩展过程并未针对激光跟踪仪的连续测量几何进行约束处理。若仅在路径生成后进行跟踪可行性检查，一旦发现局部不可测区段仍需重新规划，难以在搜索过程中直接保证路径的连续可测性。

针对末端位姿、闭链及操作约束，已有研究通过一阶回缩、约束投影、局部流形参数化和切空间采样等方式，将采样规划扩展到任务约束位形空间 [12]–[15]；视觉伺服和感知驱动规划也表明，传感器相关的可见性条件可以作为显式运动约束直接参与路径生成 [16]。然而，激光跟踪仪标定具有不同的测量几何条件：约束方向由固定跟踪仪位置和随机器人位形变化的靶球位置共同决定，因此需要在规划过程中持续更新，而不能用固定末端姿态或静态视线条件替代。

针对上述问题，本文将激光跟踪仪连续跟踪条件直接嵌入标定路径规划过程。首先，根据跟踪仪与靶球的瞬时相对位置建立动态任务坐标系，将工程上的“不丢光”要求转化为位形相关的方向约束。随后，在 RRT-Connect 的随机扩展基础上引入基于约束雅可比矩阵的一阶回缩，使候选节点在保留随机搜索能力的同时被局部修正至跟踪可行区域。最后，针对原始采样路径中大量仅服务于搜索的中间节点，采用带替代边验证的约束保持 Ramer-Douglas-Peucker 算法（CP-RDP）提取机器人程序所需的关键 PTP 指令点。

本文的主要贡献如下：

1.建立激光跟踪仪连续跟踪约束模型。根据跟踪仪与末端靶球的位形相关几何关系，将离散点可测要求扩展为连续路径的方向约束。

2.构建连续跟踪约束下的自动标定路径规划框架。基于动态任务误差与任务雅可比，结合已有一阶回缩方法和 RRT-Connect 搜索，实现相邻标定位形之间连续可测路径的自动生成。

3.提出面向 PTP 执行的约束保持路径简化方法。对高密度规划路径提取关键点，并重新检验 PTP 替代边，在保持连续跟踪可行性的同时提高路径平滑度并减少程序中间指令点。

本文其余部分组织如下：第 II 节建立激光跟踪仪连续跟踪约束并定义标定路径规划问题；第 III 节介绍基于一阶回缩的双树规划与 CP-RDP 路径简化；第 IV 节给出实验验证；第 V 节总结全文。

2 问题描述

2.1 激光跟踪仪辅助的机器人运动学标定

考虑一台 n 自由度串联工业机器人，如图 1 所示，机器人基坐标系、法兰坐标系、激光跟踪仪坐标系和靶球坐标系分别记为$\{B\}$、$\{F\}$、$\{L\}$和$\{S\}$，机器人位形为 $\boldsymbol{q}=[q_1,q_2,\ldots,q_n]^T$。由机器人正运动学可得到法兰相对于基坐标系的位姿：

$$ {}^{B}\boldsymbol{T}_{F}(\boldsymbol{q})=\begin{bmatrix} {}^{B}\boldsymbol{R}_{F}(\boldsymbol{q}) & {}^{B}\boldsymbol{p}_{F}(\boldsymbol{q}) \\ \boldsymbol{0}^{T} & 1 \end{bmatrix}. \tag{2} $$

靶球通过刚性安装工件固定于机器人末端，其在基座标系中的位姿表示为：

$$ {}^{B}\boldsymbol{T}_{S}(\boldsymbol{q})={}^{B}\boldsymbol{T}_{F}(\boldsymbol{q})\,{}^{F}\boldsymbol{T}_{S}, \tag{3} $$

其中，${}^{F}T_{S}$为靶球相对于法兰的固定变换。

与位姿随位形变化的靶球不同，激光跟踪仪在数据采集过程中相对于地面固定，其激光发射中心在基坐标系中可视为常量。由此，机器人位形变化不仅改变靶球位姿，也改变跟踪仪到靶球的入射角度。为了判断机器人标定过程中能否实现连续跟踪，需要根据跟踪仪和靶球的瞬时相对几何关系进行约束建模。

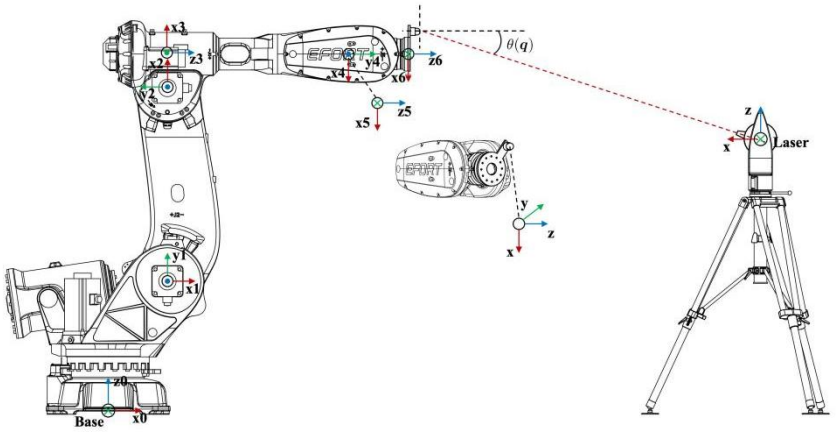


图 1　典型机器人标定场景与激光跟踪几何关系

2.2 连续跟踪约束建模

为在规划过程中统一描述不断变化的测量几何，本文在每个机器人位形 $\boldsymbol{q}$ 处建立动态任务坐标系 $\boldsymbol{T}(\boldsymbol{q})$。坐标系的原点与靶球中心重合，其 z 轴沿靶球指向激光跟踪仪的单位方向，即：

$$ {}^{B}\boldsymbol{z}_{T}(\boldsymbol{q})=\frac{{}^{B}\boldsymbol{p}_{L}-{}^{B}\boldsymbol{p}_{S}(\boldsymbol{q})}{\left\|{}^{B}\boldsymbol{p}_{L}-{}^{B}\boldsymbol{p}_{S}(\boldsymbol{q})\right\|_{2}}. \tag{4} $$

为避免相邻位形间的坐标系发生过大翻转，选取一个不与 ${}^{B}\boldsymbol{z}_{T}$ 平行的固定参考方向，经正交化构造 ${}^{B}\boldsymbol{x}_{T}$，再令 ${}^{B}\boldsymbol{y}_{T}={}^{B}\boldsymbol{z}_{T}\times{}^{B}\boldsymbol{x}_{T}$，最终得到保证相邻位形之间近似不变的旋转矩阵 ${}^{B}\boldsymbol{R}_{T}=[{}^{B}\boldsymbol{x}_{T},{}^{B}\boldsymbol{y}_{T},{}^{B}\boldsymbol{z}_{T}]$。该坐标系随机器人位形动态更新，因此跟踪仪的激光方向始终与 $\boldsymbol{T}$ 中的 Z 轴重合。

设 ${}^{S}\boldsymbol{n}$ 为靶球坐标系中的单位测量方向，其在基坐标系中的表达为 ${}^{B}\boldsymbol{n}(q)={}^{B}\boldsymbol{R}_{S}(\boldsymbol{q}){}^{S}\boldsymbol{n}$。当前位形下，靶球测量方向与激光方向之间的夹角写为：

$$ \theta(\boldsymbol{q})=\arccos\left[{}^{B}\boldsymbol{n}^{T}(\boldsymbol{q}){}^{B}\boldsymbol{z}_{T}(\boldsymbol{q})\right]. \tag{5} $$

相关研究表明[19]，常用 1.5 英寸靶球在约 35°入射偏差范围内仍可实现激光返回。本文基于靶球物理结构与激光跟踪仪的基本原理可得到理想几何边界，将连续跟踪模型中的最大允许方向偏差设为$\theta_{\max}$ =35.26°。此时连续跟踪的可测位形集合定义为：

$$ \mathcal{C}_{\text{track}}=\left\{\boldsymbol{q}\mid\ \theta(\boldsymbol{q})\le\theta_{\max}\right\}. \tag{6} $$

为量化机器人位形与测量边界之间的距离，定义位形 $\boldsymbol{q}$ 的测量裕量：

$$ m(\boldsymbol{q})=\theta_{\max}-\theta(\boldsymbol{q}). \tag{7} $$

由式(7)，当 $m(\boldsymbol{q})>0$ 时，当前位形位于允许测量区域内；$m(\boldsymbol{q})=0$ 对应测量边界；$m(\boldsymbol{q})<0$ 则表示测量角已经超出允许范围。对于由连续插值或离散位形序列表示的路径 Q，进一步定义其最小测量裕量：

$$ m_{\min}(Q)=\min_{\boldsymbol{q}\in Q}m(\boldsymbol{q})=\theta_{\max}-\max_{\boldsymbol{q}\in Q}\theta(\boldsymbol{q}). \tag{8} $$

由式(8)，$m_{\min}(Q)\ge 0$ 可直接用于判断整条路径是否满足连续跟踪约束，其数值同时反映路径距离测量边界的最小裕量。综上，路径规划过程中，可使用式 (6)-(8) 对节点和路径的物理可行性进行判断。

为了在路径规划阶段构造可用于一阶回缩方法的局部姿态误差，将靶球坐标系相对于动态任务坐标系的旋转表示为：

$$ {}^{T}\boldsymbol{R}_{S}(\boldsymbol{q})={}^{B}\boldsymbol{R}_{T}^{T}(\boldsymbol{q}){}^{B}\boldsymbol{R}_{S}(\boldsymbol{q}). \tag{9} $$

将 ${}^{T}\boldsymbol{R}_{S}(\boldsymbol{q})$ 转换为 ZYX 欧拉角表示 $[\varphi_{x}(\boldsymbol{q}),\varphi_{y}(\boldsymbol{q}),\varphi_{z}(\boldsymbol{q})]$，并取其绕动态任务坐标系 x、y 轴的姿态分量

作为一阶回缩的局部修正误差：

$$\boldsymbol{e}_c(\boldsymbol{q}) = \begin{bmatrix} \phi_x(\boldsymbol{q}) \\ \phi_y(\boldsymbol{q}) \end{bmatrix}. \tag{10}$$

当 $\boldsymbol{e}_c = 0$ 时，靶球测量方向与动态任务坐标系的 Z 轴，即跟踪仪的激光方向重合。

2.3 标定路径规划问题定义

在机器人标定过程中，除连续跟踪约束外，机器人还必须满足本体的关节限位：

$$\mathcal{C}_{\text{joint}} = \left\{ \boldsymbol{q} \mid q_j^{\min} \le q_j \le q_j^{\max},\ j = 1,\ldots,n \right\}, \tag{11}$$

则路径规划阶段的可行位形空间为：

$$\mathcal{C}_{\text{valid}} = \mathcal{C}_{\text{joint}} \cap \mathcal{C}_{\text{track}}. \tag{12}$$

给定相邻两个标定点对应的起始位形 $\boldsymbol{q}_s$ 和目标位形 $\boldsymbol{q}_g$，路径规划的目标是在关节空间中寻找连续路径 $\boldsymbol{q}$:[0,T]满足：

$$\boldsymbol{q}(0) = \boldsymbol{q}_s,\quad \boldsymbol{q}(T) = \boldsymbol{q}_g,\quad \boldsymbol{q}(t) \in \mathcal{C}_{\text{valid}},\quad \forall t \in [0,T]. \tag{13}$$

实际规划结果由离散节点序列 $Q=\{\boldsymbol{q}_1, \boldsymbol{q}_2, \ldots, \boldsymbol{q}_N\}$ 表示，其关节空间累计长度定义为：

$$L_q = \sum_{i=1}^{N-1} \left\| \boldsymbol{q}_{i+1} - \boldsymbol{q}_i \right\|_2. \tag{14}$$

3 面向连续跟踪约束的标定路径规划方法

3.1 总体规划框架

本文所提出的路径规划方法由约束建模，受约束双树搜索和执行路径简化三个阶段构成，方法框架如图 2 所示。首先，根据 2.2 节中的定义，利用机器人 DH 参数、靶球安装关系以及跟踪仪在基坐标系中的固定位置，建立运动学与测量几何模型，并在每个候选位形处更新动态任务坐标系。其次，在 RRT-Connect 的双向随机搜索框架中，将一阶回缩嵌入节点扩展过程，使无约束空间中生成的候选节点能够利用局部梯度信息向节点可行区域修正。双树连接成功后得到一条高密度可行路径。最后，考虑到该路径的节点集合通常远大于机器人程序必须显式给出的 PTP 指令点集合，采用 CP-RDP 删除路径中的冗余节点，并重新检验所有新形成的 PTP 替代边，以获得更平滑的机器人可执行路径。

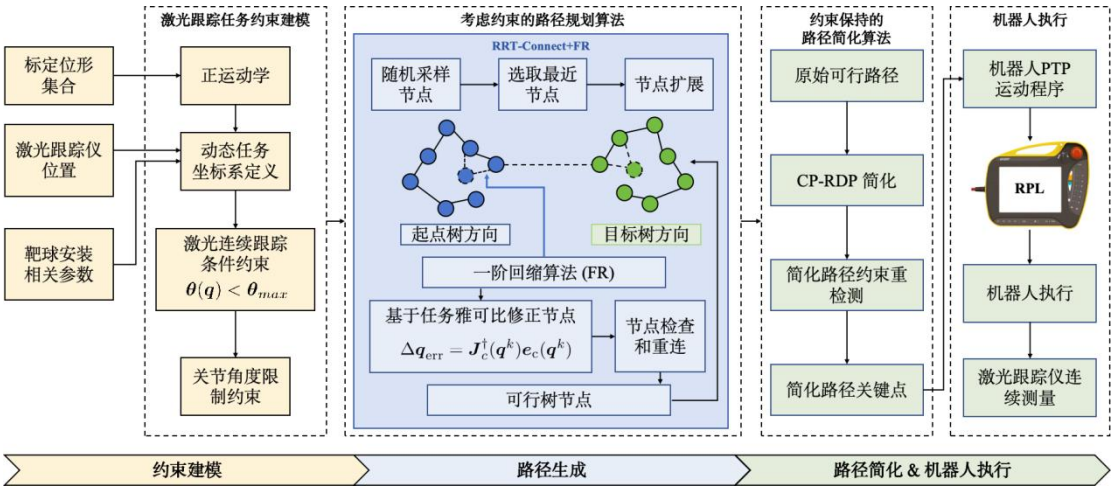


图 2　所提出的规划算法框架

3.2 基于任务雅可比的一阶回缩

根据标准 RRT 算法流程，首先在关节空间随机采样 $\boldsymbol{q}_{\text{rand}}$，并从当前搜索树中选择最近节点 $\boldsymbol{q}_{\text{near}}$。算法沿二者连线以固定步长$\eta$ 生成候选位形：

$$\boldsymbol{q}_{\text{new}} = \boldsymbol{q}_{\text{near}} + \eta \frac{\boldsymbol{q}_{\text{rand}} - \boldsymbol{q}_{\text{near}}}{\left\| \boldsymbol{q}_{\text{rand}} - \boldsymbol{q}_{\text{near}} \right\|_2}, \tag{15}$$

由于该候选位形由搜索树在完整关节空间中的随机扩展得到，其通常不能满足 2.2 节中所定义的连续跟踪约束。本文参考含任务约束的关节空间规划中，较为常用的一阶回缩方法 [12]，在候选位形处，利用机器人任务雅可比建立任务空间误差与关节修正量之间的一阶映射，并迭代地将候选位形回缩至节点可行区域。

对于当前位形 $\boldsymbol{q}^k$，首先由机器人运动学模型解析计算基坐标系下的几何雅可比 ${}^{B}\boldsymbol{J}_g(\boldsymbol{q}^k)$。由于式 (10) 定义的局部修正误差 $\boldsymbol{e}_c(\boldsymbol{q}^k)$表达于随位形更新的动态任务坐标系 $\boldsymbol{T}(\boldsymbol{q}^k)$，将几何雅可比转换至该任务坐标系，并根据受约束的姿态分量得到任务雅可比 $\boldsymbol{J}_c(\boldsymbol{q}^k)$，此任务雅可比给出了局部姿态误差与关节位移之间的一阶关系。

基于一阶回缩方法，利用任务雅可比的 Moore–Penrose 伪逆计算补偿当前约束误差的最小范数关节修正量，并更新候选位形：

$$\Delta \boldsymbol{q}_{\text{err}}^{k} = \boldsymbol{J}_c^{\dagger}(\boldsymbol{q}^k)\boldsymbol{e}_c(\boldsymbol{q}^k), \tag{16}$$

$$\boldsymbol{q}^{k+1} = \boldsymbol{q}^k - \alpha \Delta \boldsymbol{q}_{\text{err}}^{k}, \tag{17}$$

其中，α为回缩步长系数。式 (16)(17) 通过对机器人位形进行回缩修正，从而降低约束误差 $\boldsymbol{e}_c$，并增加所得位形满足连续跟踪约束的概率。

由于雅可比仅描述当前位形邻域内的一阶运动关系，每次修正后均重新计算机器人正运动学 ${}^{B}T_F$、动态任务坐标系姿态 ${}^{B}\boldsymbol{R}_T$、任务雅可比 $\boldsymbol{J}_c$ 和约束误差 $\boldsymbol{e}_c$，并重复修正流程，直至 $\|\boldsymbol{e}_c(\boldsymbol{q}^k)\|_\infty < \varepsilon$或达到最大迭代次数。回缩收敛后，判断所得位形是否满足式(11)的关节限位和式(6)的连续跟踪约束，约束满足时，将 $\boldsymbol{q}_{\text{new}}$ 作为可行节点加入搜索树。

3.3 连续跟踪约束的双树搜索与路径简化算法

本文在构建搜索树，采用 RRT-Connect 的双树扩展结构 [10] 搜索相邻标定位形之间的路径。两棵树分别以起点和终点为根：

$$\text{Root}(\mathcal{T}_a) = \boldsymbol{q}_s, \quad \text{Root}(\mathcal{T}_b) = \boldsymbol{q}_g. \tag{18}$$

每次迭代首先在关节空间随机采样 q_{rand}, 并在当前活动树中寻找欧氏距离最近的节点：

$$\boldsymbol{q}_{\text{near}} = \arg\min_{\boldsymbol{q}_i \in \mathcal{T}_a} \left\| \boldsymbol{q}_{\text{rand}} - \boldsymbol{q}_i \right\|_2. \tag{19}$$

随后按式(15)的固定步长扩展得到 $\boldsymbol{q}_{\text{new}}$，并利用 3.2 节的一阶回缩方法迭代得到 $\boldsymbol{q}_{\text{con}}$。只有当回缩满足$\|\boldsymbol{e}_c(\boldsymbol{q})\|_\infty < \varepsilon$，且节点满足式(11)的关节限位并通过式(6)的连续跟踪检查时，才将其加入活动树；新扩展边也按式(6)进行连续插值检验。活动树扩展成功后，另一棵树从其最近节点朝 $\boldsymbol{q}_{\text{con}}$ 连续推进，每一步执行相同的扩展、回缩和有效性检查。若两棵树的末端节点距离小于连接阈值，则沿父节点回溯得到完整路径；否则交换两棵树角色并继续搜索。

较小的 RRT 扩展步长有利于提高受约束搜索的稳定性，但也会生成包含大量中间节点的原始路径 $\boldsymbol{Q}_{\text{raw}}=\{\boldsymbol{q}_1,\ldots,\boldsymbol{q}_N\}$。这些节点主要服务于随机树生长和局部约束表示，并不意味着机器人控制程序必须逐点执行。对于工业机器人 PTP 指令，控制器接收相邻关节目标后会在内部生成中间设定值。工业机器人中常用直线插值方式进行关节 PTP 指令的运动规划：

$$\boldsymbol{q}(\lambda) = (1-\lambda)\boldsymbol{q}_{s,i} + \lambda \boldsymbol{q}_{s,i+1}, \quad \lambda \in [0,1]. \tag{20}$$

因此，路径简化的关键不是保留原始搜索几何，而是确保删除节点后新形成的每一条 PTP 替代边始终位于式(12)定义的 C_{valid} 中。基于这一思路，本文将 RDP 方法 [18] 扩展到六维关节空间，并以原始路径平均节点间距为尺度设置简化阈值：

$$\varepsilon_{\text{RDP}} = \frac{K}{N-1}\sum_{i=1}^{N-1}\left\|\boldsymbol{q}_{i+1}-\boldsymbol{q}_i\right\|_2, \tag{21}$$

其中，参数 K 控制几何压缩强度，K 越大，越允许使用较长直线替代原始路径片段。对于任意子路径 $\{\boldsymbol{q}_i,\ldots,\boldsymbol{q}_j\}$，RDP 首先根据内部节点到端点弦线的最大距离判断几何冗余程度；若 $d_{\max}>\varepsilon_{\text{RDP}}$，保留最远节点并递归处理两侧子路径，否则将内部节点视为可删除候选。

然而，几何近似本身不能保证激光测量可行性。每当 RDP 尝试以 q_i 到 q_j 替代原始子路径时，CP-RDP 都沿新的 PTP 边进行离散插值，并逐点验证插值位形是否属于式(12)定义的 C_{valid}。只有替代边完整通过约束检查时，才删除中间节点；否则保留必要关键点并继续递归。最终得到：

$$Q_{\text{simp}} = \left\{\boldsymbol{q}_{s,1},\boldsymbol{q}_{s,2},\ldots,\boldsymbol{q}_{s,M}\right\}, \tag{22}$$

其中， M 通常远小于 N。该简化过程通过减少规划器额外生成的中间节点，将高密度路径转换为更紧凑的 PTP 指令点序列，以增加最终执行的路径平滑度并提高机器人标定效率。

4. 实验验证

4.1 实验设置

本文基于 EFORT ER300-2700 机器人与 Leica AT930 激光跟踪仪开展标定路径规划验证。首先根据激光跟踪仪与靶球之间的几何关系生成 120 个标定位姿，使各离散标定点处式(5)定义的测量偏差角均为 0°；其次，经逆运动学和式(11)的关节限位筛选后，采用最近邻初始化与 2-opt 优化对点集进行统一排序，最终得到固定的 120 点访问序列和 119 个相邻运动段。排序过程中，相邻标定构型的排序代价定义为：$C_{ord}(q_a, q_b) = w_q\, d_q + w_{123}\, d_{123} + w_{23}\, d_{23}$。其中，$d_q$、$d_{123}$ 和 d_{23} 分别表示全关节归一化距离、前三关节归一化距离以及 q_2+q_3 的变化量，w_q、w_{123} 和 w_{23} 为权重。依据此代价，首先通过最近邻生成初始访问序列，再使用 2-opt 反转能够降低边界代价的子序列，进行迭代优化，直至无进一步改进。

本文针对以下三种方法展开了对比实验： Direct PTP 对应常规标定执行方式，即将排序后的标定关节角直接输入机器人控制器，并由控制器在相邻目标点之间按式(20)执行 PTP 关节插补，不进行额外路径规划； RRT-Connect（Reject）表示在采样过程中直接拒绝不满足$\|\boldsymbol{e}_c(\boldsymbol{q})\|_\infty<\varepsilon$的候选节点；RRT-Connect（FR）（本文的一阶回缩方法）则在拒绝前利用约束雅可比矩阵执行一阶回缩。Reject 与 FR 使用相同的搜索树结构、扩展步长和随机种子，以比较一阶回缩对受约束搜索可行性的影响。实验中实际使用的参数如表 1 所示。

表 1　实验所用参数值

参数	数值
标定点数 / 相邻运动段	120 / 119
最大测量偏差角 θ_{max}	35.26°
排序权重	w_q=0.65 , w_{123}=0.25 , w_{23}=0.1
RRT 扩展步长	5.72°
单段最大迭代次数	5000
节点姿态误差阈值ε	14.32°
随机种子	1–30

参数	数值
PTP 插值步长	0.1°
CP-RDP 参数	$K \in \{1,2,4\}$

对于随机规划方法，实验采用 30 组随机种子进行重复试验。考虑到机器人几何误差、非几何误差及模型不确定性的影响，本文为实际测量角度与激光角度误差保留一定裕量，在树扩展过程中设置节点姿态误差阈值为ε=14.32°。得到规划所得路径点后，按式(20)进行关节空间直线插值，以 PTP 插值步长 0.1° 进行离散采样，并逐点计算测量偏差角。最终依据式(8)定义的最小测量裕量，检验插值后的路径是否满足连续跟踪约束。

4.2 连续跟踪约束下的路径规划结果

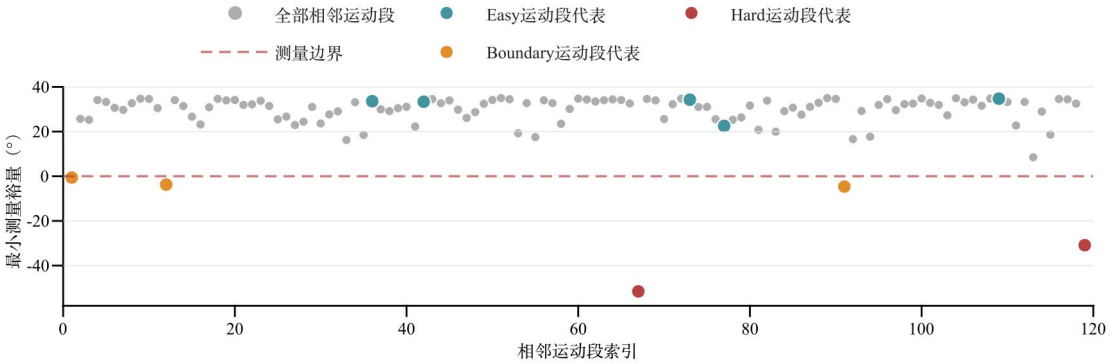


图 3　Direct PTP 运动段的最小测量裕量

首先考察 Direct PTP 方法下所得路径的连续测量可行性。图 3 给出了 Direct PTP 中 119 个运动段的最小测量裕量 $m_{\min}$，其中位于测量可行域内部并具有较充足裕量的运动段，标记为 Easy；裕量接近连续跟踪边界的运动段标记为 Boundary；裕量明显越界运动段的标记为 Hard。尽管所有标定端点均按测量角度偏差 θ=0° 的理想姿态生成，并且使用最近邻与 2-opt 对点集进行统一排序，最终仍有 5 个运动段上出现 $m_{\min}$<0，其中最小裕量达到 -51.56°，远超出 35.26° 的测量边界。这一整体分布说明，离散端点可测并不能保证端点之间的连续关节插值同样可测。

为进一步观察不同约束程度下的路径特征，从图 3 的整体分布中选择三类代表路径段：段 36 作为 Easy 代表；段 12 作为 Boundary 代表；段 119 作为 Hard 代表。图 4(a)–(c) 给出了三类代表段上，不同方法下的测量角变化。对于 Easy 段，Direct PTP 本身即可满足测量约束，因此 Reject 和 FR 与其差异较小。Boundary 段中，Direct PTP 的最大测量角达到 38.99°，略微越过 35.26° 的测量边界，而 Reject 和 FR 分别将其限制在 20.11° 和 19.57°。在 Hard 段中，Direct PTP 的最大测量角进一步达到 66.13°，两种约束规划路径仍保持在约 20°。因此，虽然点集排序能够减小一般性的位形跳变，但只有在路径规划过程中显式处理连续跟踪约束，才能避免 PTP 插值穿过不可测区域。需要指出的是，ε=14.32°为两个姿态分量的独立阈值，其共同作用下的合成测量角可达：$\theta \approx \arccos(\cos^2(14.32^\circ)) = 20.15^\circ$，与图中约 20°的结果一致。

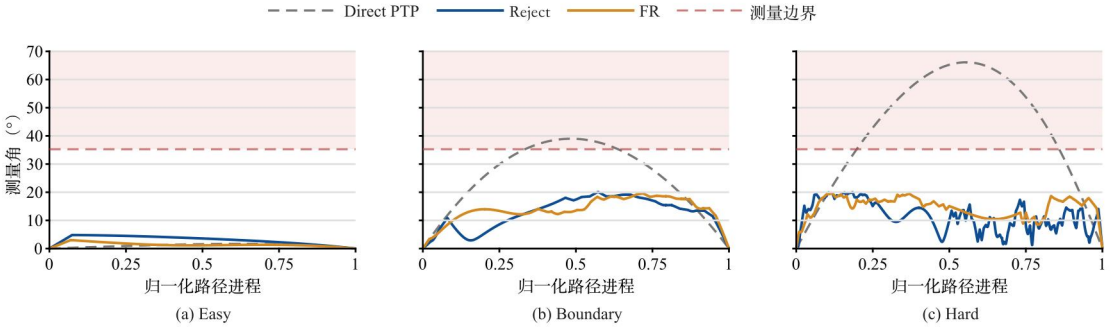


图 4　代表性路径段上的测量角变化

为进一步验证一阶回缩方法对路径规划效率的提升效果，表 2 在 10 个代表性的运动段以及完整 120 点任务上分别比较了 Reject 与 FR 的规划可行性和计算时间。对于代表段，Reject 和 FR 均采用 30 个随机种子重复规划，因此 Easy、Boundary 和 Hard 三类结果分别包含 150、90 和 60 次试验。Easy 和 Boundary 的规划时间统计全部成功试验的单段平均时间。由于 Reject 在 Hard 段仅成功 2 次，为避免失败试验的终止时间影响比较，Reject 和 FR 在 Hard 段的规划时间均只统计这 2 次成功试验及对应随机种子下的结果。完整 120 点任务则报告 30 次试验的累计规划时间中位数及四分位区间。

表 2　两种随机采样方法的规划结果可行性和规划时间

验证对象	Reject 可行成功数	Reject 规划时间 / s	FR 可行成功数	FR 规划时间 / s
Easy（5 段）	150/150	0.0042	150/150	0.0031
Boundary（3 段）	90/90	0.556	90/90	0.109
Hard（2 段）	2/60	5.272	60/60	0.664
完整 120 点任务	0/30	-	30/30	3.16 [2.64, 3.77]

在 Easy 和 Boundary 段上，两种方法在不同随机种子下均成功完成规划，这表明当有效扩展区域较宽时，直接拒绝无效节点已能够稳定获得可行路径。差异主要出现在 Hard 段：Reject 在 60 次试验中仅成功 2 次，而 FR 全部成功，说明一阶回缩能够在随机采样难以直接获得有效扩展时，利用局部任务雅可比将候选节点修正至节点可接受区域。

在完整 120 点任务中，这种局部差异进一步转化为整体路径生成能力。Reject 的分段成功率中位数虽达到 97.48%，但少量困难段失败使其在 30 个随机种子下均无法完成全部 119 个运动段；FR 则在 全部 30 次试验中生成完整路径并通过连续跟踪约束检验。这表明，对于由大量相邻运动段串联形成的自动标定任务，少数局部规划失败即可导致完整任务失败，而 FR 对困难路径段的稳定修正能够显著提高完整标定路径的可生成性。

4.3 面向 PTP 执行的路径简化结果

FR 为保证受约束搜索的稳定性采用较小扩展步长，因此完整路径中包含大量搜索节点。图 5 比较了 30 条完整 FR 路径在通过 CP-RDP 执行路径简化前后的节点数量和最小测量裕量。原始路径节点数中位数为 2484；当 K=1,2,4 时，节点数中位数分别降至 298.5、171 和 143.5，对应中位压缩率为 88.11%、93.09% 和 94.24%。说明绝大部分 RRT 节点是冗余的，并不需要作为机器人 PTP 程序中的独立指令点保留。

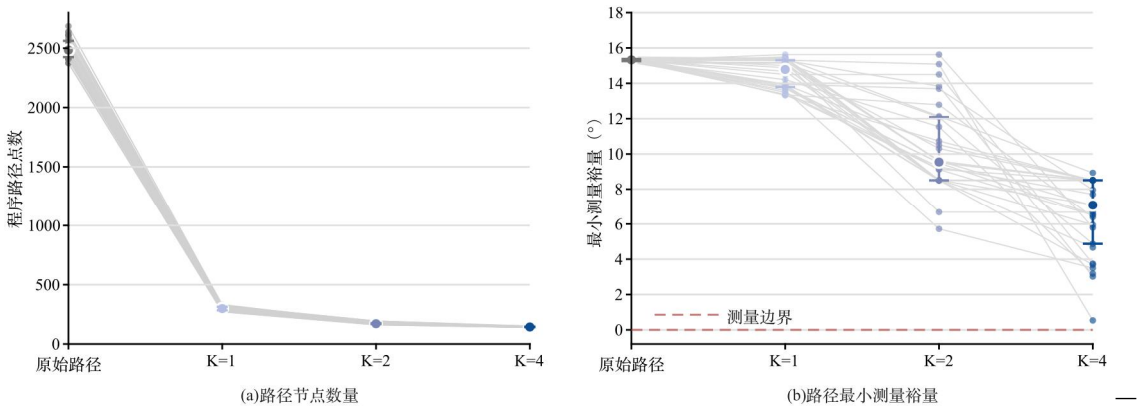


图 5　路径简化前后的路径节点数量（左）和最小测量裕量（右）

随着 K 增大，路径压缩更强，同时测量裕量有所下降。Raw 路径的最小测量裕量中位数为 15.33°，在 K=1,2,4 时分别为 14.78°、9.54° 和 7.08°。尽管简化后的路径更加接近测量边界，三个

参数下的共 90 条路径均通过连续跟踪约束检验。这说明 CP-RDP 中对替代 PTP 边的重新检验能够限制几何压缩造成的可行性损失。

图 6 给出了代表路径在不同 K 下的 PTP 插值结果。随着 K 从 1 增至 4，保留的关键点逐渐减少，插值路径更加平滑，同时局部最大测量角逐渐增大。表 3 展示了其中一个随机种子下的路径简化结果，完整路径关键点数由 283 降至 142，关节空间路径长度由 234.76 rad 降至 220.90 rad；在 K=4 时最大测量角为 31.51°，仍低于 35.26° 的允许上限。结果表明，CP-RDP 能够在简化 RRT 所得路径的同时，保证简化后路径仍然满足连续跟踪约束。

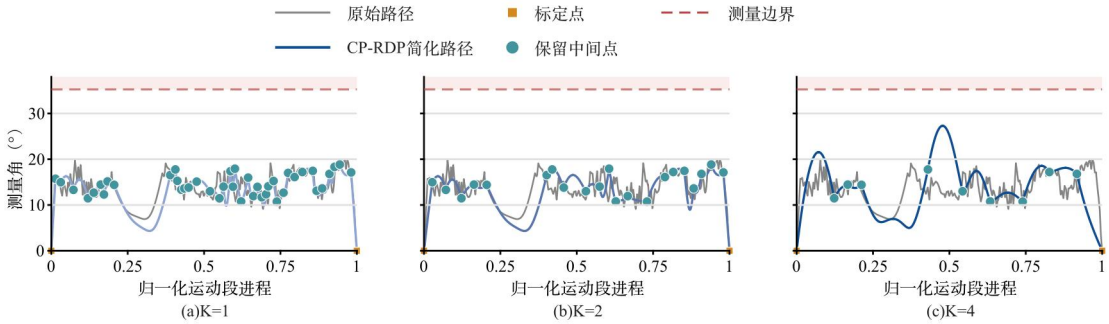


图 6　CP-RDP 简化后路径的跟踪角度

表 3　不同压缩强度下所得的路径指标值

K	关键点数	PTP 路径长度 (rad)	路径缩短率 (%)	最小测量裕量 (°)
1	283	234.76	3.95	14.50
2	170	224.14	8.30	14.50
4	142	220.90	9.62	3.75

5 结论

本文针对激光跟踪仪辅助工业机器人自动标定过程中离散标定点可测，但相邻运动路径可能失去连续跟踪的问题，提出了一种连续跟踪约束感知的标定路径规划方法。通过建立随机器人位形动态更新的测量方向约束，并将基于任务雅可比的一阶回缩嵌入 RRT-Connect，规划器能够在连续跟踪可行域内生成相邻标定位形之间的可执行路径；进一步采用带替代边约束检验的 CP-RDP 对高密度规划路径进行简化，以减少实际 PTP 程序中的中间指令点。

120 点标定任务的实验结果表明，尽管所有离散端点均满足测量要求，常规标定执行方式仍有 5/119 个运动段违反连续跟踪约束。在困难路径段上，直接拒绝无效节点的 RRT-Connect 仅获得 2/60 次可行规划，而引入一阶回缩后达到 60/60，并在 30 个随机种子下均成功完成完整 119 段任务。采用 CP-RDP 后，当 K=4 时，完整路径节点数中位数由 2484 降至 143.5，压缩率达到 94.24%，且所有简化路径均保持连续跟踪可行。上述结果表明，将测量约束直接纳入运动规划并结合约束保持路径简化，可以同时提高自动标定路径的可生成性与执行紧凑性，为激光跟踪仪辅助机器人标定中的连续自动测量提供了一种可行的规划方案。

参考文献：

[1] Z. Li, S. Li, and X. Luo, “An overview of calibration technology of industrial robots,” *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, vol. 8, no. 1, pp. 23–36, Jan. 2021.

[2] A. Nubiola and I. A. Bonev, “Absolute calibration of an ABB IRB 1600 robot using a laser tracker,” *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 29, no. 1, pp. 236–245, 2013.

[3] K. Kamali, A. Joubair, I. A. Bonev, and P. Bigras, “Elasto-geometrical calibration of an industrial robot under multidirectional external loads using a laser tracker,” in *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation (ICR*

A), 2016, pp. 4320–4327.

[4] Z. Lou, J. Zhang, R. Gao, L. Xu, K.-C. Fan, and X. Wang, "A 3D passive laser tracker for accuracy calibrat ion of robots," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 27, no. 6, pp. 5803–5811, Dec. 2022.

[5] J. Zhang, Z. Lou, and K.-C. Fan, "Accuracy improvement of a 3D passive laser tracker for the calibration of industrial robots," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 81, Art. no. 102487, 2023.

[6] K. Stepanova, J. Rozlivek, F. Puciow, P. Krsek, T. Pajdla, and M. Hoffmann, "Automatic self-contained calibra tion of an industrial dual-arm robot with cameras using self-contact, planar constraints, and self-observation," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 73, Art. no. 102250, 2022.

[7] W. Wang, H. Song, Z. Yan, L. Sun, and Z. Du, "A universal index and an improved PSO algorithm for opti mal pose selection in kinematic calibration of a novel surgical robot," *Robotics and Computer-Integrated Manu facturing*, vol. 50, pp. 90–101, 2018.

[8] Z. Wang, L. Qin, J. Liu, M. Li, and J. Liu, "Optimization Method for Configuration Set for Field Calibration of Industrial Robot," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 72, no. 6, pp. 6103–6113, Jun. 2025.

[9] H. Wang, T. Gao, J. Kinugawa, and K. Kosuge, "Finding measurement configurations for accurate robot calibr ation: Validation with a cable-driven robot," *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 33, no. 5, pp. 1156–1169, O ct. 2017.

[10] J. J. Kuffner, Jr. and S. M. LaValle, "RRT-Connect: An efficient approach to single-query path planning," in *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation (ICRA)*, vol. 2, 2000, pp. 995–1001.

[11] S. Karaman and E. Frazzoli, "Sampling-based algorithms for optimal motion planning," *The International Jour nal of Robotics Research*, vol. 30, no. 7, pp. 846–894, 2011.

[12] M. Stilman, "Global manipulation planning in robot joint space with task constraints," *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 26, no. 3, pp. 576–584, Jun. 2010., doi: 10.1109/TRO.2010.2044949

[13] D. Berenson, S. S. Srinivasa, D. Ferguson, and J. J. Kuffner, "Manipulation planning on constraint manifolds," in *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation (ICRA)*, 2009, pp. 625–632.

[14] L. Jaillet and J. M. Porta, "Path planning under kinematic constraints by rapidly exploring manifolds," *IEEE T ransactions on Robotics*, vol. 29, no. 1, pp. 105–117, Feb. 2013.

[15] C. Suh, T. T. Um, B. Kim, H. Noh, M. Kim, and F. C. Park, "Tangent space RRT: A randomized planning a lgorithm on constraint manifolds," in *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation (ICRA)*, 2011, pp. 4968–4973.

[16] M. Kazemi, K. Gupta, and M. Mehrandezh, "Path planning for image-based control of wheeled mobile manip ulators," in *Proc. IEEE/RSJ Int. Conf. Intelligent Robots and Systems (IROS)*, 2012, pp. 5306–5312.

[17] A. H. Qureshi, J. Dong, A. Choe, and M. C. Yip, "Neural manipulation planning on constraint manifolds," *IE EE Robotics and Automation Letters*, vol. 5, no. 4, pp. 6089–6096, Oct. 2020.

[18] U. Ramer, "An iterative procedure for the polygonal approximation of plane curves," *Computer Graphics and Image Processing*, vol. 1, no. 3, pp. 244–256, 1972.

[19] B. Muralikrishnan, S. Phillips, and D. Sawyer,"Laser trackers for large-scale dimensional metrology: A review,"*Precision Engineering*, vol. 44, pp. 13–28, Apr. 2016.

可重构双电机行星耦合驱动桥动力学特性分析

王敬然[1]，刘健源[1]，田萌健[1]，高炳钊[2]

（1. 深圳技术大学 城市交通与物流学院，广东 深圳 518118；2. 同济大学 汽车与能源学院，上海 201804）

摘　要：针对双电机独立驱动桥缺少轮间机械功率通道、附着不均时低附着侧电机的剩余输出能力难以通过机械路径转移至高附着侧，以可重构双电机固定架复合行星—离合器驱动桥为对象，在理想齿轮和代表性等效参数条件下建立四自由度驱动桥动力学模型，对独立驱动、单侧滑摩耦合和单侧锁止耦合三种模式开展理论建模与数值机理验证。Mode 2A 下转矩经离合器形成轮间附加差扭，差扭映射系数为 3.782；离合器传递转矩为 20 N·m 时，理论差扭为 75.64 N·m，仿真稳态值为 75.56 N·m，映射偏差约 0.11%。Mode 2B 下锁止使离合器两端转速差趋近于零；低附着侧轮端转矩趋近于 0，高附着侧轮端转矩在 10 N·m 电机输入下的理论上界为 417.8 N·m，仿真稳态值约为 417 N·m，相对 Mode 1 的 140.2 N·m 提高约 197.43%。结果表明，该结构能够通过离合器状态改变桥内速度约束和功率路径，实现连续差扭调节与单侧牵引汇聚。

关键词：转矩矢量；双电机驱动桥；复合行星齿轮；离合器；动力学响应

中图分类号：U463.218　　**文献标志码：**A

Dynamic Characteristics Analysis of a Reconfigurable Dual-Motor Planetary-Coupled Drive Axle

WANG Jingran[1], LIU Jianyuan[1], TIAN Mengjian[1], GAO Bingzhao[2]

(1. College of Urban Transportation and Logistics, Shenzhen Technology University, Shenzhen 518118, Guangdong, China;2. College of Automotive and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To address the lack of an inter-wheel mechanical power transfer path in independently driven dual-motor axles, which limits the utilization of the remaining output capability of the low-adhesion-side motor under uneven road adhesion, a reconfigurable dual-motor drive axle incorporating fixed-carrier compound planetary gearsets and clutches is investigated. Under ideal-gear assumptions and representative equivalent parameters, a four-degree-of-freedom dynamic model of the drive axle is established. Theoretical modeling and numerical mechanism verification are conducted for three operating modes: independent drive, single-clutch slipping coupling, and single-clutch locked coupling. In Mode 2A, the clutch torque is transferred through two transmission paths to generate an additional inter-wheel differential torque, with a differential-torque mapping coefficient of 3.782. For a clutch torque of 20 N·m, the theoretical differential torque is 75.64 N·m, while the simulated steady-state value is 75.56 N·m, corresponding to a mapping error of approximately 0.11%. In Mode 2B, clutch lockup reduces the rotational-speed difference between the two clutch sides to nearly zero. The wheel-end torque on the low-adhesion side approaches zero, whereas, with a motor input torque of 10 N·m, the theoretical upper limit of the wheel-end torque on the high-adhesion side reaches 417.8 N·m, with a simulated steady-state value of approximately 417 N·m. Compared with the 140.2 N·m obtained in Mode 1, this represents an increase of approximately 197.43%. The results demonstrate that the proposed configuration can modify the internal speed constraints and power

transmission paths through clutch-state reconfiguration, thereby enabling continuous differential-torque regulation and traction aggregation toward a single wheel.
Key words: torque vectoring; dual-motor drive axle; compound planetary gear; clutch; dynamic response

转矩矢量（Torque Vectoring，TV）通过主动调节左右驱动轮的纵向驱动力矩差，可在不依赖制动干预的情况下改变驱动桥纵向力分配并产生附加横摆力矩，是高性能电动汽车和智能底盘的重要执行技术之一[1]。随着电驱系统由单电机集中驱动向双电机、多电机以及电驱桥集成方向发展，TV 的实现方式已由传统主动差速器逐步拓展到电机独立控制、行星齿轮叠加以及多模式耦合驱动等多种构型[2]。相关研究已从集成底盘控制、分布式驱动转矩分配和主动差速器等方面讨论了 TV 的控制方法及整车性能收益[3]。

对于左右轮独立电机加固定减速器的典型双电机电驱桥，两侧动力链结构简单、控制自由度高，但桥内缺少能够在左右动力链之间交换机械功率的通道。当一侧电机已达到转矩或功率上限时，进一步增大轮间差扭通常需要降低另一侧轮端转矩，因而在高牵引工作点附近容易出现差扭裕度不足；在 split-μ、单轮悬空或低附着脱困工况下，即使低附着侧电机仍具有输出能力，其功率也难以通过机械路径转移至高附着侧。已有研究表明，主动差速器可通过调节左右轮驱动力矩改善车辆横摆稳定性[4]。主动限滑差速器、行星齿轮 TV 机构以及双电机耦合驱动系统可在不同程度上改善上述问题，但其工作模式、自由度和功率路径通常与具体机构强相关[5]。

针对桥内功率互联需求，本文研究一类由左右对称固定架复合行星分流/输出单元和离合器构成的双电机驱动桥。该结构利用分流齿圈与输出齿圈之间传动比的比率，并通过离合器改变两侧动力链之间的约束关系，可形成独立驱动、滑摩耦合和锁止耦合等不同模式。相关结构分析表明，滑摩耦合可在保持两个速度自由度的同时实现可控的跨侧转矩传递，而锁止耦合则通过速度约束形成刚性功率传递通道。

相比仅讨论静态齿轮速比和理论轮端扭矩边界，实际驱动桥在模式切换和转矩调节过程中还受到转动惯量、轴系扭转变形、阻尼以及离合器接合过程影响。因此，除考察目标转矩分配能否实现外，还需分析其动态建立过程[6]。

基于上述认识，本文围绕该可重构双电机行星—离合耦合驱动桥的动力学机理展开。本文的主要工作包括：（1）分析离合器断开、滑摩和锁止三种状态下驱动桥的约束关系与转矩传递特性；（2）建立统一描述 Mode 1、Mode 2A 和 Mode 2B 约束变化的四自由度驱动桥动力学模型；（3）建立离合器转矩与轮端差扭的映射关系，并结合锁止状态下的功率平衡定量分析单侧牵引汇聚能力。

1 可重构驱动桥结构与工作模式

1.1 机构拓扑与速度层级

研究对象如图 1 所示，由左右两台牵引电机、两套结构形式对称的固定架复合行星分流/输出单元、两只离合器、末级减速机构及左右半轴组成[7]。每侧电机转子与太阳轮相连，固定行星架条件下，电机输入同时对应一个分流端d 和一个输出端o。左右两套机构错位布置，使左分流端 d_L 与右输出端 o_R、右分流端 d_R 与左输出端o_L 分别形成可由离合器 C1 和 C2 连接的跨侧端口。该连接关系使桥内机械功率能够在左右动力链之间按离合器状态建立或切断。

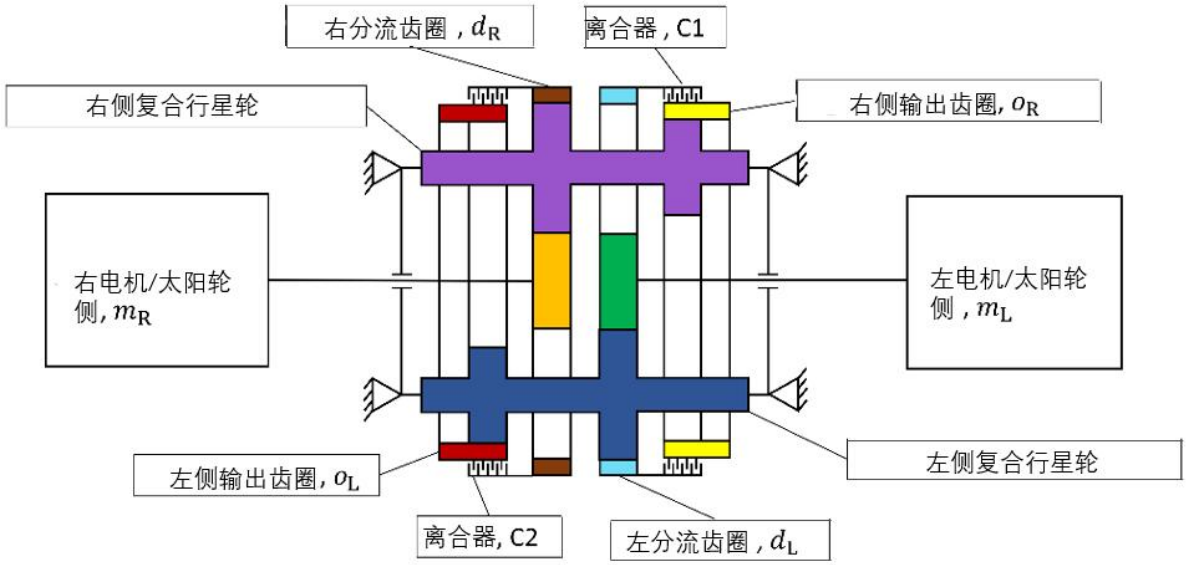


图 1　可重构双电机行星-离合耦合驱动桥机构拓扑及端口定义

在行星架固定、齿轮啮合视为理想约束的条件下，单侧复合行星单元可抽象为一个单输入、两个内部速度层级输出的三端口元件[8]。设电机端角速度为 ω_m，分流端和输出端角速度分别为ω_d、ω_o，则有

$$\omega_d = k_d\omega_m,\ \omega_o = k_o\omega_m \tag{1}$$

式中，k_d、k_o 分别为电机端至分流端和输出端的速度映射系数。为表征分流端与输出端之间的速度层级差，定义

$$\lambda = \frac{k_d}{k_o} > 1 \tag{2}$$

末级齿轮传动比记为 k_g，轮端角速度满足

$$\omega_w = k_g\omega_o \tag{3}$$

在离合器断开时，可将电机端至轮端的总减速比统一记为 i_w。

1.2 工作模式与约束关系

如图 2 所示，驱动桥工作模式由 C1、C2 的状态决定。本文只对与驱动桥动态特性直接相关的 Mode 1、Mode 2A 和 Mode 2B 进行分析。Mode 1 中两只离合器均断开，左右动力链互不耦合，整桥保持两个独立速度自由度；Mode 2A 中仅一侧离合器接入并保持滑摩，离合器传递有限摩擦转矩但不强制两端同速，因此速度自由度仍为 2；Mode 2B 中仅一侧离合器完全锁止，在两端之间增加一条速度等式约束，整桥速度自由度降为 1[9]。与本文通过离合器状态改变跨侧约束不同，主动限滑差速器研究通常将摩擦耦合转矩作为车辆横摆稳定性控制的执行量[10]。

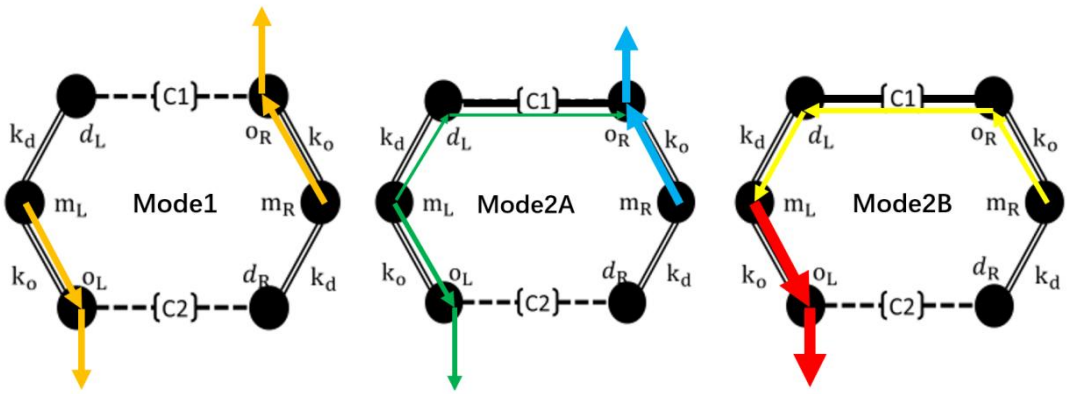


图 2　Mode 1、Mode 2A 与 Mode 2B 的离合器状态及功率路径示意

以 C1 为例，锁止时其两端满足

$$\omega_{dL} - \omega_{oR} = 0 \tag{4}$$

式中，ω_{dL}为左侧分流端角速度；ω_{oR}为右侧输出端角速度。

而在 off 或 slip 状态下，式（4）不作为运动学约束。由此可见，Mode 2A 与 Mode 2B 的本质差异并非仅是离合器传递转矩大小不同，而是是否改变系统的速度约束集合[11]。前者主要改变轮端静力映射和瞬态扭矩分配，后者则直接改变系统自由度及可实现的转速关系。

1.3 轮端扭矩映射及结构指标

为给动力学响应提供明确的理论参考，先在理想刚性齿轮、忽略传动损失条件下建立轮端静力映射，行星齿轮机构的端口转矩关系可由构件速度关系与功率平衡联合确定[12]。定义

$$k_2 = \frac{1}{k_g},\ k_1 = \lambda k_2 \tag{5}$$

式中，k_1、k_2为离合器支路转矩折算至左右轮端的无量纲映射系数。

对于 C1 跨接 d_L-o_R 的情况，离合器支路转矩 T_c映射至左右轮端后有

$$T_{wL} = i_w T_{mL} - k_1 T_c \tag{6}$$

$$T_{wR} = i_w T_{mR} + k_2 T_c \tag{7}$$

式中，T_{wL}、T_{wR} 分别为左、右轮端驱动转矩；T_{mL}、T_{mR} 分别为左、右电机输出转矩；T_c为离合器传递转矩；i_w 为电机端至轮端的总减速比。

定义后轴总轮端扭矩和轮间差扭分别为

$$T_\Sigma = T_{wL} + T_{wR},\ \Delta T_w = T_{wL} - T_{wR} \tag{8}$$

式中，T_Σ为后轴总轮端驱动转矩；ΔT_w 为左右轮端转矩差。

将式（6）和式（7）代入可得

$$T_\Sigma = i_w(T_{mL} + T_{mR}) + (k_2 - k_1)T_c \tag{9}$$

$$\Delta T_w = i_w(T_{mL} - T_{mR}) - (k_1 + k_2)T_c \tag{10}$$

当两侧电机保持对称牵引 T_{mL}=T_{mR}时，电机差动项消失，离合器成为附加差扭的主要来源：

$$\Delta T_w = -(k_1 + k_2)T_c \tag{11}$$

$k_1 + k_2$是离合器转矩到轮间差扭的直接映射系数，表示单位离合器支路转矩能够在轮端建立的差扭幅值。需要指出，它与高牵引工作点附近定义的结构 TV 增益不同。对给定总牵引下降量消去T_c后，可定义

$$G_{\mathrm{TV}} = \frac{k_1+k_2}{k_1-k_2} = \frac{\lambda+1}{\lambda-1} \tag{12}$$

式中，G_{TV}表示在特定高牵引约束下可获得差扭与牵引裕度之间的结构增益。

Mode 2B 中，C1 锁止后由式（1）、式（3）和式（4）可得到跨侧速度层级约束。低速恒转矩区若两台电机均可提供相同峰值转矩，且低附着侧轮端牵引受限，则高附着侧轮端牵引的理想结构上界可表示为

$$T_{w,\max}^{2\mathrm{B}} = (1+\lambda) i_W T_{m,\max} \tag{13}$$

$$A_{\mathrm{uni}} = \frac{T_{w,\max}^{2\mathrm{B}}}{i_w T_{m,\max}} = 1 + \lambda \tag{14}$$

式中，$T_{w,\max}^{2\mathrm{B}}$为 Mode 2B 下高附着侧单轮轮端牵引转矩的理想上界；$T_{m,\max}$ 为单台驱动电机峰值转矩；A_{uni}为单侧牵引放大上界，该上界只反映理想结构能力，实际动态响应还会受到离合器锁止过程、系统惯量、低附着侧维持转动所需转矩和负载边界等因素影响。

2 驱动桥动力学模型

2.1 建模假设与广义坐标

为突出驱动桥内部的扭转传递、跨侧耦合和模式约束，本文采用集中参数方法进行等效[13]。齿

轮副视为刚性理想约束，啮合效率取 1，不考虑齿轮啮合损失、齿侧间隙、轴承摩擦及热效应；保留电机端等效惯量、轮端等效惯量、半轴等效刚度/阻尼和离合器摩擦接触。所用惯量和弹性参数为仿真模型中的代表性等效值，用于保证微分方程闭合并观察状态演化。本文重点评价稳态转矩映射、速度约束和不同模式下的相对变化。

取左右电机端和左右轮端等效转角为广义坐标：

$$q = \left[\theta_{mL},\ \theta_{mR},\ \theta_{wL},\ \theta_{wR}\right]^{T} \tag{15}$$

式中，q为四自由度广义坐标列向量；θ_{mL}，θ_{mR}分别为左、右电机端等效转角；θ_{wL}，θ_{wR}分别为左、右轮端等效转角。

对应质量矩阵M为

$$M = \mathrm{diag}\left(J_{mL},\ J_{mR},\ J_{wL},\ J_{wR}\right) \tag{16}$$

式中，J_{mL}、J_{mL}为包含电机转子和输入侧齿轮在内的等效转动惯量，J_{wL}、J_{wR} 为折算后的轮端等效惯量。

2.2 半轴扭转弹性模型

左右驱动路径的主要弹性变形集中在半轴及与其串联的等效轴系。考虑总减速比 i_w后，左右半轴的等效扭转角差写为

$$\varphi_{shL} = \theta_{mL} - i_w\theta_{wL} \tag{17}$$

$$\varphi_{shR} = \theta_{mR} - i_w\theta_{wR} \tag{18}$$

式中，φ_{sh}为半轴等效扭转角差。

采用线性粘弹元描述半轴传递转矩：

$$T_{shL} = k_{shL}\varphi_{shL} + c_{shL}\dot{\varphi}_{shL} \tag{19}$$

$$T_{shR} = k_{shR}\varphi_{shR} + c_{shR}\dot{\varphi}_{shR} \tag{20}$$

式中，k_{sh}和c_{sh}分别为半轴等效扭转刚度与阻尼。该模型用于描述电机端和轮端惯量之间的扭转能量交换及其衰减过程。高阶时变啮合刚度、齿侧间隙和啮合损失不在本文机理验证范围内，因而未单独建模[14]。

2.3 离合器动力学

以 C1 为例，其连接左侧分流端d_L和右侧输出端o_R。依据速度映射关系，可将离合器两端相对转角写为

$$\varphi_c = k_d\theta_{mL} - \frac{1}{k_g}\theta_{wR} \tag{21}$$

式中，φ_c为 C1 两端折算后的等效相对转角。

相对角速度为 $\Delta\omega_c$=$\dot{\varphi}_c$。对 Mode 1，有 T_c=0；对 Mode 2A，离合器保持滑摩，T_c为受容量限制的可控耦合转矩，可用有限刚度/阻尼或等效摩擦元表示：

$$T_c = \mathrm{sat}\left(k_c\varphi_c + c_c\dot{\varphi}_c,\ \pm T_{c,max}^{(\mathrm{slip})}\right) \tag{22}$$

式中，sat(·) 为饱和函数；k_c为离合器等效扭转刚度；c_c为离合器等效扭转阻尼；$T_{c,max}^{(\mathrm{slip})}$ 为离合器滑摩状态允许的最大传递转矩。

式（22）并不要求 $\dot{\varphi}_c$=0，因此滑摩状态不增加速度等式约束。对 Mode 2B，离合器完全锁止，动力学上应满足

$$\Delta\omega_c \to 0,\ |T_c| \le T_{c,\max}^{(\mathrm{lock})} \tag{23}$$

式中，$\Delta\omega_c$为 C1 两端等效相对角速度；$T_{c,\max}^{(\mathrm{lock})}$为离合器锁止状态允许的最大传递转矩。

离合器两端转速差Δn_{c1}趋近于零作为锁止成立的主要判据。

2.4 四自由度动力学方程

综合电机驱动转矩、半轴扭矩、轮端阻抗和 C1 跨侧耦合，可得 C1 工作时的四自由度动力学方程：

$$J_{mL}\ddot{\theta}_{mL} = T_{mL} - T_{shL} - k_d T_c \tag{24}$$

$$J_{mR}\ddot{\theta}_{mR} = T_{mR} - T_{shR} \tag{25}$$

$$J_{wL}\ddot{\theta}_{wL} = i_w T_{\mathrm{sh}L} - T_{\mathrm{road}L} \tag{26}$$

$$J_{wR}\ddot{\theta}_{wR} = i_w T_{\mathrm{sh}R} - T_{\mathrm{road}R} + \frac{1}{k_g} T_c \tag{27}$$

式中，$\ddot{\theta}_{mL}$、$\ddot{\theta}_{mR}$ 为左、右电机端等效角加速度；$\ddot{\theta}_{wL}$、$\ddot{\theta}_{wR}$ 为左、右轮端等效角加速度；$T_{\mathrm{road}L}$、$T_{\mathrm{road}R}$分别为作用于左、右轮端的等效道路阻抗转矩。

对于 C2 工作的情形，只需交换左右下标并调整对应端口符号即可。为给出统一矩阵表达，引入变形映射矩阵 B，使半轴和离合器相对变形向量 $\mathrm{e} = B_q$。以 C1 为例，B 可写为

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -i_w & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -i_w \\ k_d & 0 & 0 & -\frac{1}{k_g} \end{bmatrix} \tag{28}$$

式中，B为相对变形映射矩阵；$\mathrm{e} = B_q$为由左半轴扭转角差、右半轴扭转角差和离合器相对转角组成的变形向量。

定义$K = diag[k_{shL} \quad k_{shR} \quad k_c]$、$C = diag[c_{shL} \quad c_{shR} \quad c_c]$，则动力学方程可整理为

$$M\ddot{q} + B^T C B\dot{q} + B^T K B q = u - r \tag{29}$$

式中，K 为等效扭转刚度矩阵，C 为等效扭转阻尼矩阵；$u = \left[T_{mL},\ T_{mR},\ 0,\ 0\right]^T$，$r = \left[0,\ 0,\ T_{\mathrm{road}L},\ T_{\mathrm{road}R}\right]^T$。

Mode 1 相当于移除离合器耦合行或令 $T_c = 0$；Mode 2A 保留离合器支路并采用有限容量的滑摩转矩；Mode 2B 则在式（29）基础上附加 $\Delta\omega_c = 0$ 的锁止约束。由此，三种模式可在同一动力学框架下通过耦合支路是否存在、是否形成速度约束加以统一描述。

2.5 动态响应评价方法

由于本文采用代表性等效惯量而非样机标定参数，评价重点不放在绝对上升时间和调节时间，而放在理论—仿真映射偏差、模式约束残差和相同边界条件下的轮端转矩变化。轮端转矩和轮间差扭作为主要输出，锁止模式同时考察离合器端转速差及稳态功率平衡[15]。

$$e_{\mathrm{ss}} = \left|\frac{y_{\mathrm{ss}} - y_{\mathrm{ref}}}{y_{\mathrm{ref}}}\right| \times 100\% \tag{30}$$

式中，e_{ss}表示理论—仿真稳态映射偏差；y_{ss}为仿真稳态值，y_{ref}为相同边界条件下的理论参考值。该指标只用于检验映射和数值模型的一致性，不作为闭环控制跟踪性能指标。

Mode 1 重点考察左右轮稳态转矩及对称性；Mode 2A 重点考察左右轮端转矩和ΔT_w相对于式（6）—式（11）的映射偏差；Mode 2B 重点考察锁止约束Δn_{c1}、轮速层级关系、稳态功率平衡以及高附着侧轮端转矩相对 Mode 1 的提升。瞬态曲线仅用于展示状态演化过程，不据此预测实际样机的绝对响应时间。

3 参数匹配与典型工况

3.1 整车及驱动桥参数

本文以分布式后轮驱动 FSAE 电动赛车作为驱动桥参数匹配与驱动桥动力学分析的目标平台，具体参数见表 1。

表 1　目标车辆基本参数

参数	符号	数值	单位
整车质量	m	290	kg
轴距	L	1.53	m
后轮距	t_r	1.25	m
绕 z 轴转动惯量	I_{zz}	134	kg·m²
轮胎等效半径	R_w	0.20	m
目标最高车速	v_{max}	110	km/h

在上述整车参数基础上，对驱动桥传动参数进行匹配，主要结构与动力学参数见表 2。单台驱动电机峰值转矩为 21 N·m，基速为 13000 r/min，最高转速为 19000 r/min；总减速比目标值为 14，实际齿数组合得到 i_w=14.02；速度层级比目标值为 2.0，实际 λ =1.98。复合行星单元太阳轮、分流/输出行星轮和分流/输出齿圈齿数分别为 21、48/18 和 117/87，末级齿轮对齿数为 52/66。

表 2　驱动桥动力学与仿真参数

参数	符号	数值	单位
总减速比	i_w	14.02	—
速度层级比	λ	1.98	—
太阳轮齿数	z_s	21	—
分流/输出行星轮	z_{Pd}/z_{Po}	48/18	—
分流/输出齿圈	z_{Rd}/z_{Ro}	117/87	—
末级齿轮对	z_p/z_f	52/66	—
单电机峰值转矩	$T_{m,\max}$	21	N·m
离合器容量	$T_{c,\max}$	300	N·m
电机端等效惯量	J_{mL}/J_{mR}	6.0/6.0	kg·m²
轮端等效惯量（Mode 1/2A）	J_{wL}/J_{wR}	6.0/6.0	kg·m²
轮端等效惯量（Mode 2B）	J_{wL}/J_{wR}	6.0/6.0	kg·m²
半轴等效扭转刚度	k_{shL}/k_{shR}	573/573	N·m /rad
半轴等效扭转阻尼	c_{shL}/c_{shR}	95.5/95.5	N·m·s/rad
离合器接触刚度	k_c	1.0×10^5	N·m /rad
离合器切向阻尼	c_c	0.05	N·m·s /rad
高/低附着侧阻抗上限	$T_{\max H}/T_{\max L}$	600/0	N·m

采用 Simcenter AMESim 与 MATLAB/Simulink 联合仿真，仿真总时长为 3 s，采用固定步长离散求解，步长为 1×10^{-4} s。齿轮啮合按理想无损约束处理。Mode 1 与 Mode 2A 的电机输入为 10 N·m 阶跃；Mode 2A 在 1.0 s 后以 0.05 s 线性斜坡将 C1 目标转矩建立至 20 N·m。Mode 2B 在 0.05 s 后以 0.10 s 线性建立离合器接合过程。表 2 中的惯量和弹性参数取自当前 AMESim 模型设置，属于机理验证用代表性等效参数。

3.2 Mode 1 基准响应工况

Mode 1 中 C1、C2 均断开，左右电机施加相同阶跃转矩，轮端负载采用对称设置。理论上两侧轮端稳态转矩应满足 T_{wL}=T_{wR}=$i_W T_m$。该工况可为后续 Mode 2A/2B 测试提供基准。

3.3 Mode 2A 滑摩差扭工况

Mode 2A 中仅 C1 进入滑摩状态，C2 保持断开。两侧电机继续保持相同牵引转矩，使电机差动项 $i_W(T_{mL}$-$T_{mR})$为零，从而将轮间差扭完全归因于离合器。为观察接合前后差扭建立过程，可在系统进入稳定基准状态后施加离合器转矩指令，并通过短时间斜坡建立目标 T_c。本文代表性工况取 T_c=20 N·m。根据式（6）-式（11），有

$$T_{wL,\mathrm{ref}} = 14.02 \times 10 - 2.513 \times 20 = 89.94\mathrm{N{\cdot}m} \quad (31)$$

$$T_{wR,\mathrm{ref}} = 14.02 \times 10 + 1.269 \times 20 = 165.58\mathrm{N{\cdot}m} \quad (32)$$

$$\Delta T_{w,\mathrm{ref}} = -3.782 \times 20 = -75.64\mathrm{N{\cdot}m} \quad (33)$$

因此，Mode 2A 的结果分析应同时比较左右轮端实际动态转矩与式（31）、式（32）的理论参考，并直接比较 ΔT_w的动态曲线与 -3.782T_c 的瞬时参考。若稳态误差较小，则说明静力映射与扭转动力学模型在不同层级上的结果具有一致性；接合瞬间出现的短时偏差则主要反映惯量、轴系弹性及离合器转矩建立速率。

3.4 Mode 2B 锁止汇聚工况

Mode 2B 采用 C1 锁止、C2 断开的单侧耦合方式。驱动桥 split-μ工况采用平滑饱和阻抗描述左右负载，左侧设为高附着侧、右侧设为低附着侧。该设置用于隔离桥内机构响应与复杂轮胎模型的影响。评价重点为Δn_{c1}是否趋近于零、轮速比是否满足理论层级、低附着侧端转矩是否趋近于零，以及相同负载条件下 Mode 1 与 Mode 2B 的高附着侧转矩差异。

4 动力学响应特性分析

4.1 Mode 1 独立驱动基准响应

图 3 给出了 Mode 1 下对称电机转矩阶跃后的左右轮端转矩响应。由于两侧机构参数对称且离合器支路断开，左右轮端曲线应基本重合。阶跃施加后，电机端惯量和轮端惯量之间首先通过半轴弹性建立扭转载荷，轮端转矩经历短暂上升和衰减过程后趋于稳定。稳态值应接近 $i_W T_m$；以 T_m=10 N·m 为例，理论值为 140.2 N·m。

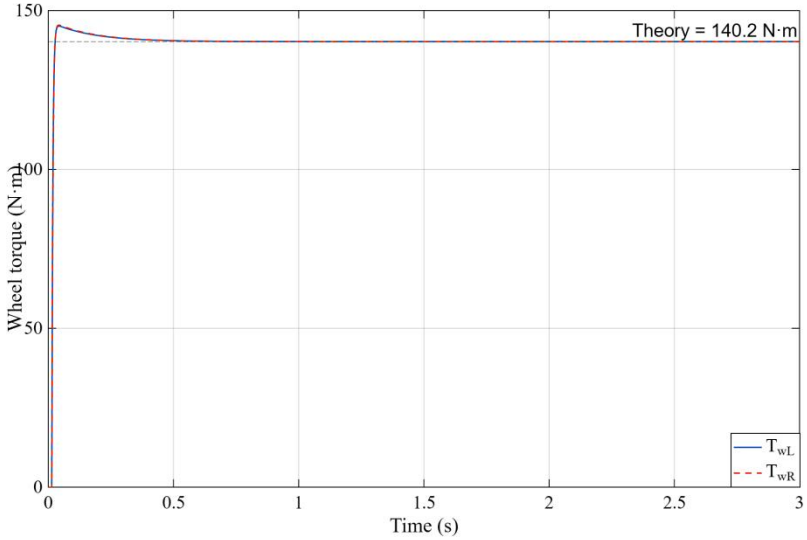


图 3 Mode 1 下左右轮端转矩阶跃响应

Mode 1 曲线用于检查式（17）—式（20）所描述的轴系储能、耗能及左右对称输出。由于惯量和弹性参数为代表性等效值，本文不把曲线对应的绝对上升时间、调节时间和超调量作为样机性能结论，而以左右轮稳态转矩、对称性及其与$i_W T_m$理论映射的一致性作为基准，结果见表 3。

表 3 Mode 1 基准机理验证指标

指标	机理验证结果
左、右轮端稳态转矩	140.2 N·m / 140.2 N·m
理论轮端转矩 iwTm	140.2 N·m
左右轮稳态转矩差	约 0 N·m
理论—仿真映射偏差	约 0%

4.2 Mode 2A 左右轮端转矩重分配响应

在 Mode 1 基准稳定后接入 C1 滑摩转矩，左右电机保持相同驱动转矩。由式（6）和式（7）可知，同一个 T_c 对左右轮端的作用方向相反且映射系数不同：左轮端转矩减少 k_1T_c，右轮端转矩增加 k_2T_c。图 4 所示的计算结果表明，离合器转矩建立后，左轮端由约 140 N·m 基准水平向约 90 N·m 附近调整，右轮端向约 166 N·m 附近增加；接合瞬间存在短时过渡，随后两侧动态曲线与理论参考基本重合。

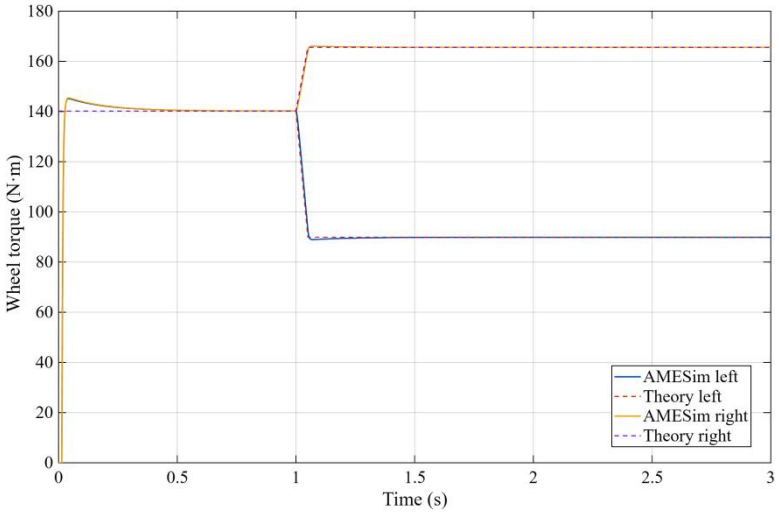


图 4　Mode 2A 左右轮端转矩动态值与理论参考对比

与传统仅依靠两台电机一增一减实现差扭不同，Mode 2A 在两电机保持对称牵引时即可通过跨侧内力改变轮端扭矩分配。由于 k_1>k_2，离合器支路在增大轮间差扭的同时会使总牵引产生一定变化，其大小由$(k_2-k_1)\ T_c$决定。其变化与静力映射系数一致，并且在轴系瞬态结束后保持稳定。这种通过电动 TV 驱动桥主动改变左右轮端转矩分配的结果，与已有轮端转矩分配控制研究的基本目标一致[13]。

4.3 Mode 2A 轮间差扭动态响应

为了进一步消除左右轮单独曲线对读图的影响，将两侧轮端转矩作差得到 ΔT_w，并与式（11）的瞬时理论参考 $-(k_1+k_2)\ T_c$进行比较。图 5 中，在 C1 接合前两台电机对称输出，ΔT_w接近零；离合器开始传递转矩后，ΔT_w 随 T_c 快速建立，并在短暂过渡后稳定在约−76 N·m。该结果与 T_c =20 N·m 时理论值−75.64 N·m 基本一致，说明离合器转矩经不同传动路径映射到两侧轮端后，确实形成了 3.782 倍的差扭响应。

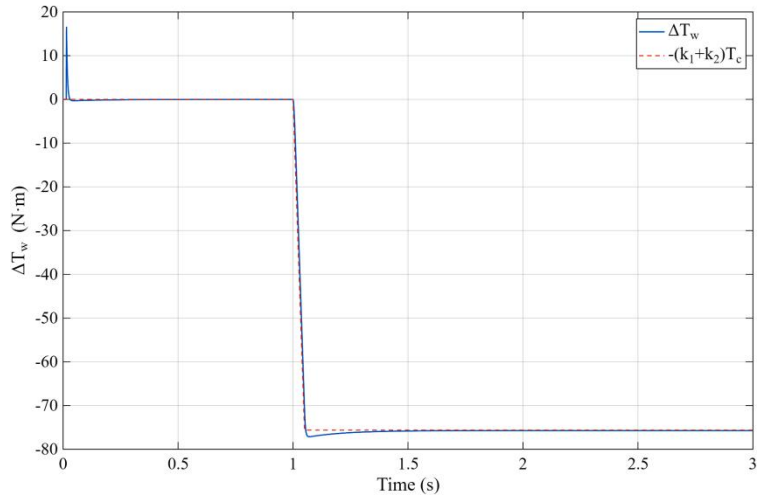


图 5　Mode 2A 轮间差扭动态响应及理论参考

理论参考由 T_c 直接代入静力映射得到，不包含惯性和弹性项，因此离合器接入初期存在短时过渡。稳态阶段，左、右轮端转矩分别为 89.88 N·m 和 165.60 N·m，轮间差扭为−75.56 N·m；相对于式（31）—式（33）的最大映射偏差约为 0.11%，具体对比见表 4。该结果用于检验解析映射与数值模型的一致性，瞬态时间不作为实际样机性能预测。

表 4　Mode 2A 理论与仿真稳态结果对比

评价量	理论值	仿真稳态值
T_{wL}	89.94 N·m	89.88 N·m
T_{wR}	165.58 N·m	165.60 N·m
ΔT_w	−75.64 N·m	−75.56 N·m
差扭映射系数	3.782	3.778

4.4 Mode 2B 锁止约束建立过程

Mode 2B 与 Mode 2A 的差异是 C1 从有限滑差状态进入完全锁止，系统增加式（4）的速度等式约束。因而判断 Mode 2B 是否真正建立，首先应观察离合器两端转速而不是仅看轮端转矩。图 6 给出 C1 两端转速 n_{c1}、n_{c3} 及其差值Δn_{c1}。锁止前两端存在可观转速差，随着锁止容量建立，两条转速曲线逐渐靠近；锁止完成后两端转速基本重合，Δn_{c1}收敛至零附近，表明跨侧刚性约束已经建立。

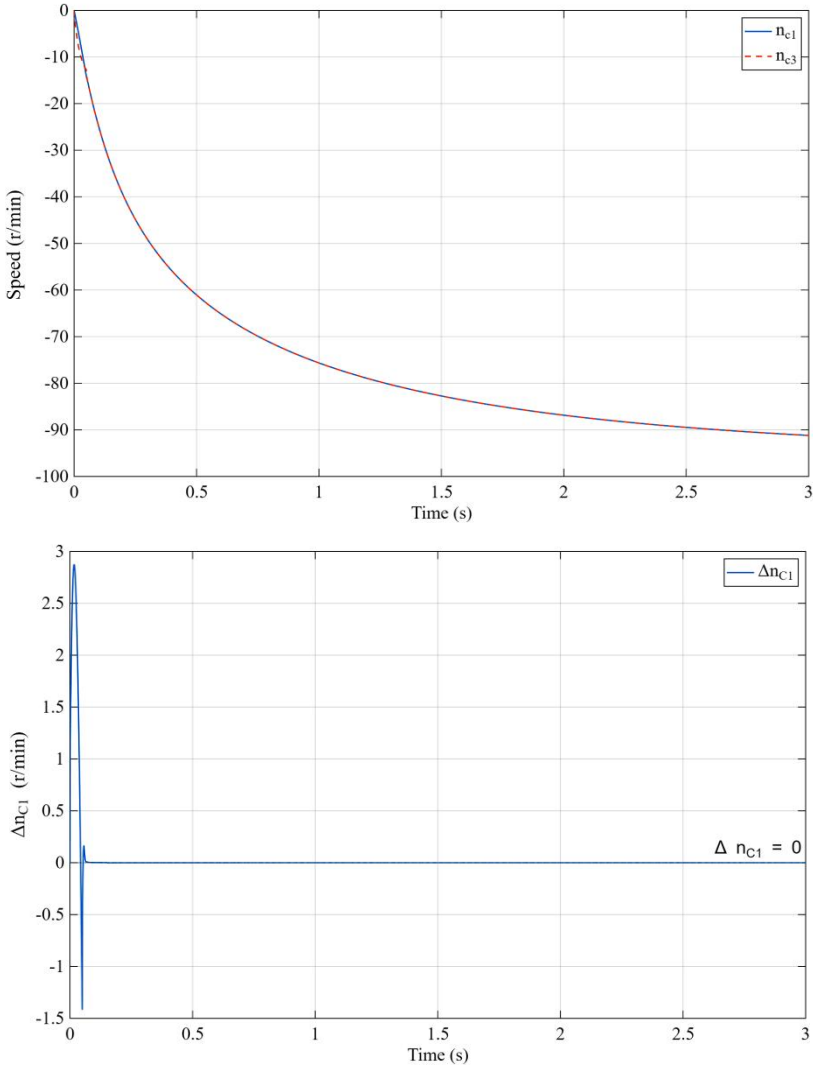


图 6　Mode 2B 下 C1 两端转速及转速差响应

锁止约束成立后，一侧分流端与对侧输出端的速度关系被固定，原先相互独立的两条动力链在

结构上形成单自由度耦合。由于 λ≈1.98，锁止状态会对应特定的速度层级关系。由图 7 可知，若稳态轮速比接近理论层级值，则可从离合器端同步和整桥速度层级两个层面共同验证 Mode 2B 的运动学正确性。

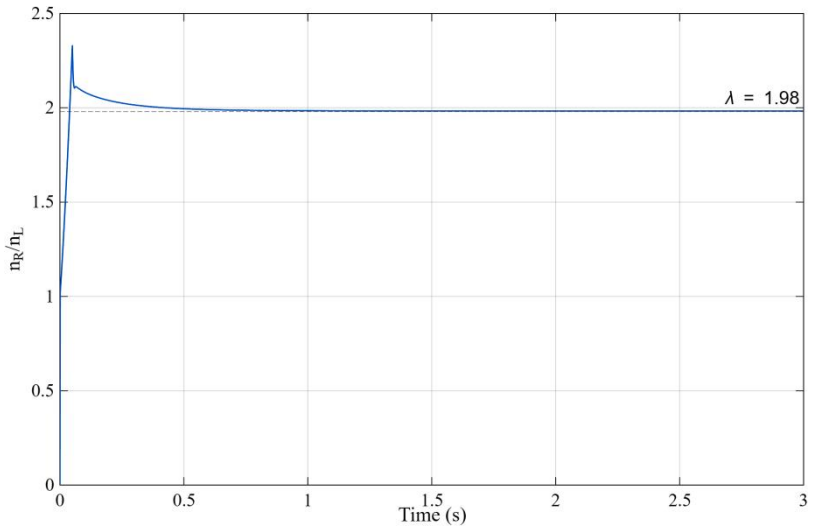


图 7　Mode 2B 锁止后的左右轮速比与理论速度层级对比

4.5 Mode 2B 高附着侧牵引汇聚响应

在运动学锁止得到验证后，再考察轮端转矩重分配。轮坑脱困、单轮受困等强非均匀附着工况要求桥内能够利用不同车轮的可用牵引能力[16]。当前模型中低附着侧轮端稳态转矩趋近于 0，可视为不提供有效牵引转矩。在此边界下，将i_W =14.02、λ=1.98、T_m=10 N·m 代入式（13），得到高附着侧轮端转矩的理论上界 417.8 N·m，与图 8 中约 417 N·m 的仿真稳态值基本一致。

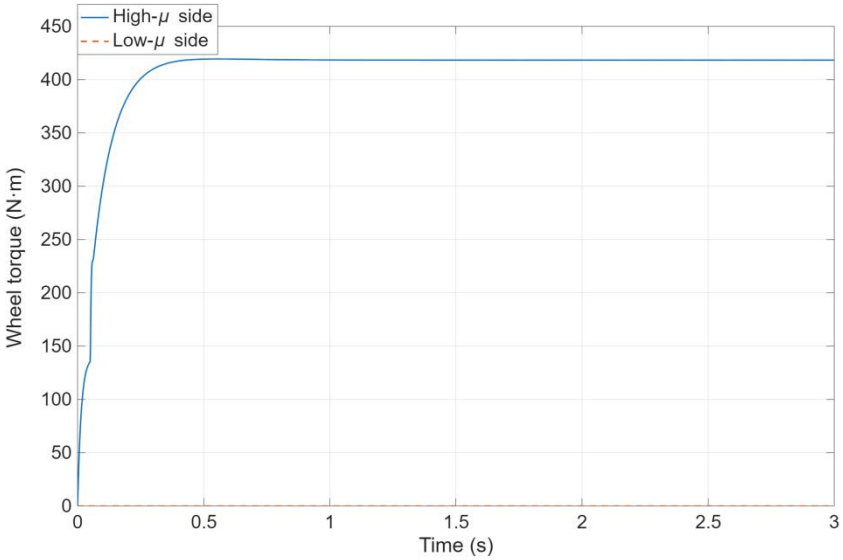


图 8　Mode 2B 高、低附着侧轮端转矩响应

图 9 在相同电机输入和相同高、低附着轮端阻抗下对比了 Mode 1 与 Mode 2B 的高附着侧轮端转矩。Mode 1 中 C1、C2 均断开，高附着侧稳态转矩约为 140.2 N·m；Mode 2B 中 C1 锁止后高附着侧稳态转矩约为 417 N·m，提升约 197.43%，且无明显超调。低附着侧轮端转矩接近 0 时，稳态功率平衡可写成$T_{w,high}$=(1+λ)$i_W T_m$；仿真稳态值与 417.8 N·m 理论值基本一致，从功率关系验证了功率路径的一致性。

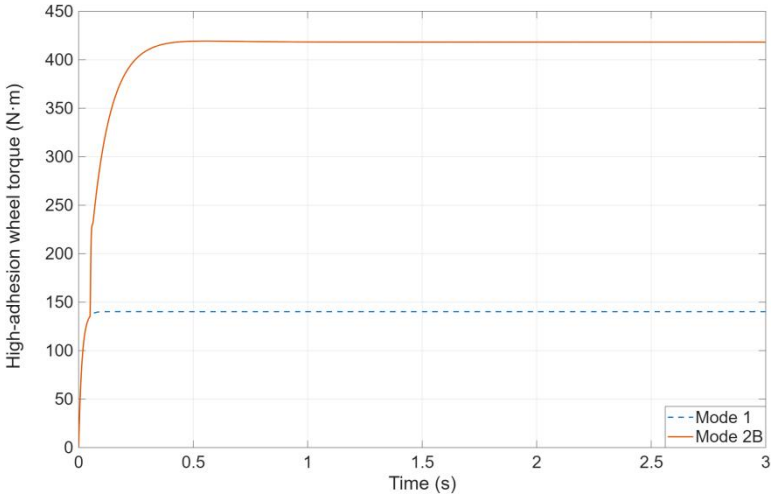


图 9　相同附着条件下 Mode 1 与 Mode 2B 高附着侧轮端转矩对比

表 5　Mode 1 与 Mode 2B 稳态性能对比

评价量	Mode 1	Mode 2B
轮端稳态转矩	高侧 140.2 N·m	高侧约 417 N·m 低侧约 0 N·m
高侧转矩提升率	—	约 197.43%
理论参考/结果一致性	—	417.8 N·m / 基本一致

4.6 结果讨论与模型适用边界

综合上述结果，三种模式在统一机构上体现出不同的约束和转矩传递机理。Mode 1 保持左右动力链解耦，两侧稳态转矩均为 140.2 N·m；Mode 2A 不改变速度自由度，通过 20 N·m 滑摩离合器转矩形成约 75.56 N·m 轮间差扭；Mode 2B 通过完全锁止改变速度约束和功率路径，使高附着侧转矩由 140.2 N·m 提高至约 417N·m。三种模式的关键定量结果分别对应表 3—表 5。

从驱动桥建模角度看，Mode 2A 与 Mode 2B 的差异说明，仅用一个固定传动比或一组静态轮端方程难以完整描述可重构驱动桥。离合器在滑摩状态下视为耗散转矩支路，而在锁止状态下则视为运动学约束；相同物理元件在不同状态下对应不同数学角色。

从工程设计角度，本文得到的关系还可用于反向确定离合器和轴系参数。Mode 2A 中目标差扭可由 $T_c = -\Delta T_w\ (k_1 + k_2)$直接换算为所需离合器传递转矩，再结合允许滑摩功率确定压紧力和热容量；Mode 2B 中单侧理想放大系数 A_{uni}=1+λ 给出了高附着侧牵引能力与速度层级比之间的直接联系，但 λ 增大同时会强化锁止后的速度层级差，对低附着侧允许滑转、离合器接合冲击以及电机转速上限提出更高要求。因此，λ 并非越大越优，而应在差扭增益、单侧汇聚能力、速度约束和机械实现之间综合选取。本文 λ=1.98 的参数组合为后续结构优化提供了一个具有代表性的基准。

本文结果仅用于理想齿轮条件下的驱动桥本体机理验证。所用惯量、刚度和阻尼来自当前联合仿真模型的代表性等效设置，未进行样机辨识，因此本文只将稳态映射、速度约束和模式间相对变化作为定量结论，不将绝对上升时间、调节时间或锁止时间解释为实车指标。轮间差扭与附加横摆力矩之间虽存在力学联系，但本文未建立完整整车横向动力学闭环；Mode 2B 采用平滑饱和阻抗，也不等同于完整轮胎滑移模型。此外，当前结果未单独输出锁止状态的离合器实际约束反力，300 N·m 仅为容量指令上限，因而暂不报告容量利用率。后续将开展参数辨识、离合器约束转矩与滑摩能量输出、整车耦合及样机试验验证。

5 结论

（1）针对可重构双电机固定架复合行星-离合器驱动桥，建立了统一的速度层级关系和轮端扭矩映射。Mode 1、Mode 2A 和 Mode 2B 分别对应独立驱动、单侧滑摩耦合和单侧锁止耦合，其速

度自由度依次表现为 2、2 和 1，滑摩状态不增加速度约束，锁止状态增加速度约束并使系统自由度降为 1。

（2）在理想无损齿轮假设下，建立了包含左右电机端等效惯量、半轴扭转刚度/阻尼、轮端惯量及离合器的四自由度驱动桥动力学模型。所用惯量和弹性参数为代表性等效值，因此模型用于验证不同离合器状态下的约束和转矩传递机理，不用于预测实际样机的绝对响应时间。

（3）Mode 2A 下，本文参数对应k_1=2.513、k_2=1.269，两电机对称牵引时有ΔT_w=-3.782T_c。T_c=20 N·m 时理论差扭为−75.64 N·m，仿真稳态值为−75.56 N·m，映射偏差约 0.11%；左右轮端转矩分别为 89.88 N·m 和 165.60 N·m，验证了滑摩耦合的连续差扭调节能力。

（4）Mode 2B 下，C1 锁止后Δn_{c1}趋近于零，速度约束有效建立。在低附着侧端转矩趋近于 0 的工况下，式（13）给出的高附着侧理论上界为 417.8 N·m，仿真稳态值约 417 N·m，相对 Mode 1 的 140.2 N·m 提高约 197.43%，验证了锁止模式下的单侧牵引汇聚能力。

（5）研究结论限于驱动桥理论与数值机理验证；实际响应时间、传动效率、离合器热负荷及整车操稳收益仍需通过参数辨识、整车耦合和样机试验进一步确定。

参考文献：

[1] Novellis, L.D., et al., Torque Vectoring for Electric Vehicles with Individually Controlled Motors: State-of-the-Art and Future Developments. World Electric Vehicle Journal, 2012. 5(2): p. 617.

[2] Kato, T. and K. Sawase, Classification and analysis of electric-powered lateral torque-vectoring differentials. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012. 226(6): p. 713–724.

[3] Victor, M., et al., Integrated chassis control: Classification, analysis and future trends. Annual Reviews in Control, 2021. 51: p. 172–205.

[4] Mashadi, B., S. Mostaani, and M. Majidi, Vehicle stability enhancement by using an active differential. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2011. 225(8): p. 1098–1114.

[5] Zhao, K., et al., A review of drive torque distribution control for distributed drive electric vehicles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2025. 239(12): p. 5291–5315.

[6] Oh, K., et al., Yaw stability control of 4WD vehicles based on model predictive torque vectoring with physical constraints. International Journal of Automotive Technology, 2019. 20(5): p. 923–932.

[7] Chen, Y.-F., et al., Design and analysis of a new torque vectoring system with a Ravigneaux gearset for vehicle applications. Energies, 2017. 10(12): p. 2157.

[8] Geitner, G.-H. and G. Komurgoz, Key characteristics of generic bond graphs for planetary gears. Mechanism and Machine Theory, 2022. 178: p. 105082.

[9] Guan, C., et al., Parameter optimization and multi-mode operation of a novel dual-motor coupling torque vectoring drive system for electric vehicles. Applied Energy, 2025. 389: p. 125744.

[10] Rubin, D. and S.A. Arogeti, Vehicle yaw stability control using active limited-slip differential via model predictive control methods. Vehicle system dynamics, 2015. 53(9): p. 1315–1330.

[11] Tian, Y., et al., A concept dual-motor powertrain for battery electric vehicles: Principle, modeling and mode-shift. Mechanism and Machine Theory, 2023. 185: p. 105330.

[12] Esmail, E.L., E. Pennestrì, and M. Cirelli, Power-flow and mechanical efficiency computation in two-degrees-of-freedom planetary gear units: new compact formulas. Applied Sciences, 2021. 11(13): p. 5991.

[13] Gao, S., et al., Wheel torque distribution control strategy for electric vehicles dynamic performance with an electric torque vectoring drive axle. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2023. 10(1): p. 1692–1705.

[14] 刘芳, et al., 基于 AMEsim 的汽车动力传动系统扭转振动分析及参数优化. 机械强度, 2022. 44(3): p. 509–516.

[15] 高守林, 电动汽车转矩定向分配驱动桥系统动态特性分析与控制技术研究. 2023, 吉林大学.

[16] 郑昊源, 角模块架构智能电动汽车陷坑脱困底盘协同控制. 2025, 燕山大学. .

面向星表环境的自适应立方变体移动机构及步态规划

金鹏，李晔卓，赵子铭，王子彬，闫悦，张乐乐

北京交通大学 机械与电子控制工程学院，北京 100044

摘　要：面向星表复杂环境探测需求，针对传统轮式移动装备地形适应性不足问题，设计一种立方变体移动机构，采用 URU 支链与顶点平台柔性耦合构成空间多环闭链。基于多面体拓扑分析类履式滚动机理，通过静力学建模得到机构不同着地姿态下受力，对其越障的各阶段展开运动学分析，综合机构运动约束及地形边界，完成平地滚动、斜坡越障和梯台越障步态设计。基于足地摩擦接触理论，对机构越障过程进行动力学仿真。研制样机，并开展越障性能实验。结果表明，该机构具备转向与全向移动能力，直行速度达 38.32 mm/s（0.05 BL/s），斜坡越障角度为 15°，梯台越障高度为 300 mm（0.36 BL）。结合本文所提步态，该机构可通过被动柔顺在无外部控制条件下实现多种地形中的稳定越障。

关键词：变体移动机构；步态规划；移动模式；地形适应

中图分类号：TP24　　**文献标志码：**A

Adaptive Cubic Reconfigurable Mobile Mechanism and Gait Planning for Planetary Surface Environments

JIN Peng, LI Yezhuo, ZHAO Ziming, WANG Zibin, YAN Yue, ZHANG Lele

(School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: Exploration in complex planetary surface environments increasingly demands mobile platforms with robust terrain adaptability. To address the limited terrain adaptability of conventional wheeled mobile platforms, a cubic reconfigurable mobile mechanism is proposed. This mechanism is configured as a spatial multi-loop closed chain through the flexible coupling of URU limbs and vertex platforms. Based on polyhedral topology, the track-like rolling principle is analyzed. Static modeling is conducted to obtain the force distribution under different contact postures, and kinematic analysis is performed for each phase of obstacle negotiation. Considering the kinematic constraints and terrain boundary conditions, gaits are designed for flat-ground rolling, slope obstacle crossing, and step obstacle crossing. Dynamic simulation of the obstacle negotiation process is performed based on foot-ground friction contact theory. A prototype is fabricated and obstacle negotiation experiments are carried out. The results demonstrate that the mechanism is capable of steering and omnidirectional locomotion, achieving a straight-line speed of 38.32 mm/s (0.05 BL/s), a maximum negotiable slope angle of 15°, and a maximum negotiable step height of 300 mm (0.36 BL). With the proposed gait, the mechanism can achieve stable obstacle negotiation across diverse terrains through passive compliance without external control input.

Keywords: reconfigurable mobile mechanism; gait planning; mobile modes; terrain adaptation

0 引言

随着深空科考任务的持续深化，星表探测已成为各国航天事业的战略重点[1]。然而，应用场景的持续拓展使得作业类型日趋多样，对探测平台的地形适应能力提出了更高要求[2]。整体变形移动机构是一种由空间连杆机构构成的多面体形态机构，具有环路封闭、运动耦合等特性，可通过自身运动实现变形，进而获得移动能力与地形适应能力[3]。凭借结构可靠、构型紧凑、变形能力强等特点，该类机构已在星表移动探测领域展现出了一定的应用前景[4-5]。

基于此背景，NASA 在其星空探测移动装备“ANTS”研发计划中提出了具有多环耦合特征结构的 TET-Walker，其本质为具有四面体外形的空间多环闭链连杆机构，由顶点构件模块与大缩放比电动伸缩杆构件模块构成，通过改变伸缩支杆长度实现变形与滚动[6]。文献[7]提出一种截角六面体滚动机构，以获得更大的工作空间与变形能力，机构整体为 4-RSR 并联组成，具有的两种等效滚动模式，可以实现对地面的任意覆盖。文献[8-9]提出一种无束缚等容柔性移动机构，外形呈细长四角双锥，通过多个充气织物管通过三自由度关节连接组成的八面体构型，利用滚轮模块在管内移动、滑轮阀进行杆件气体交换，以完成变形与翻滚；此外，该机构可凭借充气特性实现狭窄空间的穿越，并解决了驱动能源负载及增重问题。

文献[10]提出一种对偶双四面体移动机构，由五个四面体结构组合而成，具有全向移动能力、非碰撞移动步态和折叠功能。文献[11]提出了一种仅含转动副的四面体移动机构，通过控制支链中部的舵机驱动支链变形，进而使其实现滚动。文献[12]使用剪叉机构替换了全转动副四面体的刚性杆件，通过单自由度运动实现机构的缩放，可实现四面体移动机构的尺寸调节。文献[13]提出了一款四面体外形的气动驱动移动机构，其主要由六根充满气体的波纹管以及四个刚性顶点构成，通过滚动步态可以将物体包裹在其中心，后续通过蠕动步态可以实现承载物体的同时进行运动，通跳跃步态可以实现越障等功能。

越障能力是评估整体变形机构移动性能的关键指标，空间机构可采用等效平面机构法，在准静力学范畴下通过判断质心是否位于梯台面上方实现越障[14]。文献[15]针对具有独立运动自由度的变体移动机构，利用对偶四元数描述模块空间位姿，分析了其梯台越障过程中各模块空间姿态与重心位置关系，并得出多种组合构型的最大越障高度。文献[16-17]分析了闭链弓形五杆移动机构的越障能力，通过建立质心运动学模型推导杆系质心与接触角、主动关节角的关系，规划质心运动路径与主动关节轨迹，同时研究了驱动配置对动力耦合性能的影响。文献[18]基于越障时的几何及运动约束，构建了类多面体结构的系统最大越障高度模型，通过数值计算得到越障高度与接触角的关系。文献[19]基于运动学规划了梯台越障步态，并提出一种高质心攀爬越障动作，通过提高单自由度机构的质心位置，能够使移动机构获得对更高障碍物的跨越能力。

针对星空探测任务的非结构化地形适应性需求，本文提出一种立方变体移动机构，采用 URU 支链与顶点平台柔性耦合构成空间多环闭链，主体由八个顶点平台与十二条 URU 支链构成，支链间通过柔性铰链连接，借助弹簧元件实现被动运动调节和减震，该机构工作示意如图 1 所示。基于该构型，规划了一种可适应多种地形的类履式滚动步态，提高机构顶点位姿的自适应性和运动过程的稳定性。针对平地、斜坡、梯台等典型地形障碍，通过动力学仿真与样机实验测试了移动机构的综合性能。

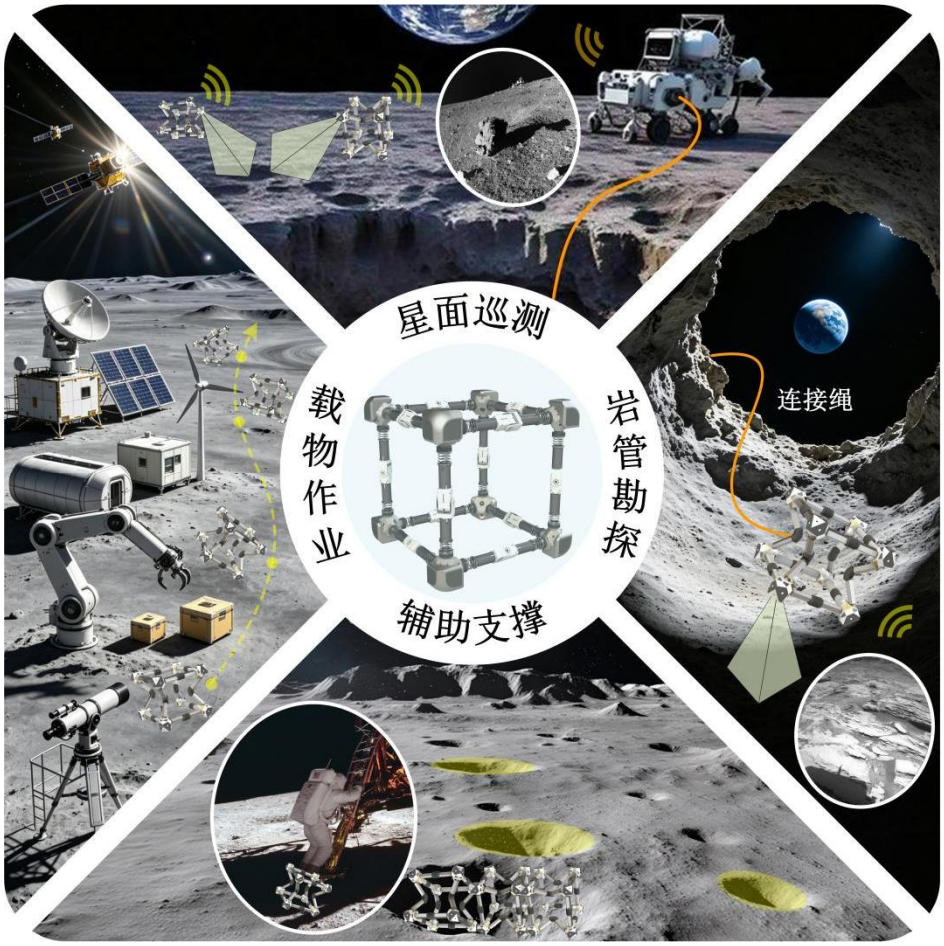


图 1　立方变体移动机构星表探测示意图

Fig.1 Schematic diagram of the cubic reconfigurable mobile mechanism for planetary surface exploration

1 立方变体机构设计

1.1 构型方案

为使空间多环闭链机构在各运动方向具有完全的对称性，选择正多面体外形进行构型设计。首先，提出了一种基于全转动副（R 副）的构型，其优势在于：

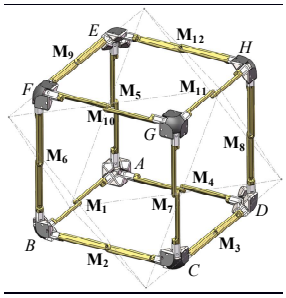
(1) 全 R 副设计包括了虎克铰（U 副，2 个 R 副正交串联）和球面副（S 副，3 个 R 副正交串联），具有更多的演化性，且可以基于多面体外形进行构型设计；

(2) 全 R 副布置能够将多面体内外空间全部利用，提供良好的工作空间，实现外凸内凹的包络式运动规划；

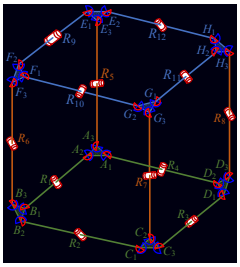
(3) R 副布置在中间可以获得更大的缩放比，并且实现无碰撞滚动更为容易[20]。

如图 2(a)所示为基于 URU 支链的立方（正六面体）变体机构的主体结构。立方变体机构由 8 个顶点平台（A~H）和 12 条 URU 支链（$A_1R_4D_2$、$D_1R_3C_2$、$C_1R_2B_2$、$B_1R_1A_2$、$A_3R_5E_3$、$B_3R_6F_3$、$C_3R_7G_3$、$D_3R_8H_3$、$E_1R_9F_2$、$F_1R_{10}G_2$、$G_1R_{11}H_2$、$H_1R_{12}E_2$）组成，如图 2(b)所示。

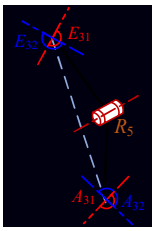
每条支链由两根二副杆和中间 R 副 R_k（k=1~12）组成。两根二副杆一端共同连接中间 R 副，另一端分别于各自相邻的顶点平台连接于 U 副 P_i（A_i、B_i、C_i、D_i、E_i、F_i、G_i、H_i，i=1~3，按顺时针方向依次命名）。为方便描述，将 U 副（P_i）拆分为 2 个 R 副（P_{i1}、P_{i2}，P_{i1} 与相邻顶点平台相连，P_{i2} 与二副杆相连）。P_{i1} 与 R_k 的轴线互相正交，P_{i1} 与 P_{i2} 的轴线互相正交，如图 2(c)所示。顶点平台的三个转动副 P_{i1} 的轴线共面且互为 60°角，如图 2(d)所示。机构整体外形在各中间转动副均为 180°时呈现为立方体姿态，每个面包含的 4 个中间转动副轴线指向该环路形成的面外部一点，即所有中间转动副轴线形成一个正八面体。



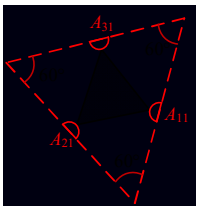
(a) 3D 模型
(a) 3D model



(b) 机构简图
(b) Institutional diagram



(c) 支链 AR5E 简图
(c) Diagram of the branch chain



(d) 顶点 A1A2A3 转动副
(d) Rotation pair configuration

图 2　基于 URU 支链的立方变体机构

Fig.2 A cubic mechanism based on URU side chains

1.2 运动特性

立方变体移动机构的运动学分析是基于静力学的，因此需要控制其质心，通过自身变形使其不断向目标方位运动，来实现机构的运动能力。为方便后续分析，选择 *A-xyz* 坐标系计算质心坐标并分析其的工作空间。

将计算出的各点的坐标转换至 *A-xyz* 坐标系下，可得到每个顶点平台和二副杆的中点坐标。其中，m_1 为平台 P-$P_1P_2P_3$ 的质量，m_2 为二副杆 P_iR_k 或 Q_jR_k 的质量，m_3 为主动驱动关节 R_k 的质量。将各部分的中点坐标和质量代入质心公式：

$$\left[x_{\mathrm{cm}} \quad y_{\mathrm{cm}} \quad z_{\mathrm{cm}}\right]=\left[\frac{\sum_{i=1}^{n} m_i x_{\mathrm{cm}_i}}{\sum_{i=1}^{n} m_i} \quad \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i y_{\mathrm{cm}_i}}{\sum_{i=1}^{n} m_i} \quad \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i z_{\mathrm{cm}_i}}{\sum_{i=1}^{n} m_i}\right] \tag{1}$$

因此，可以得到机构质心在坐标系 A-xyz 下的坐标为

$$\frac{\frac{m_1}{4}\left(\sum_{P=A}^{H}\sum_{i=1}^{3} P_i+\sum_{P=A}^{H} P\right)+m_2\left(\sum_{P=A}^{H}\sum_{i=1}^{3} P_i+\sum_{k=1}^{12} R_k\right)+m_3\sum_{k=1}^{12} R_k}{8m_1+24m_2+12m_3} \tag{2}$$

各主动变量θ_k的角度变化限制在π/2 和 3π/2 之间，被动变量θ_{Pi1}限制在−π/4 和π/2 之间，θ_{Pi2}限制在−π/4 和π/4 之间。机构参数设置如表 1 所示。

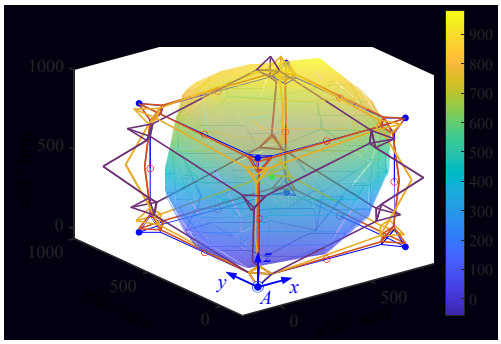
表 1　基于 URU 支链的立方变体机构参数设置

Table 1 Parameter Settings of the Cubic Mechanism based on URU Branch Chains

定义	变量	参数
二副杆杆长	l	300 mm
顶点平台所形三棱锥底	a	100 mm
顶点平台所形三棱锥高	h	100 mm
顶点平台质量	m_1	0.3 kg
二副杆质量	m_2	0.3 kg
中间转动副质量	m_3	0.3 kg

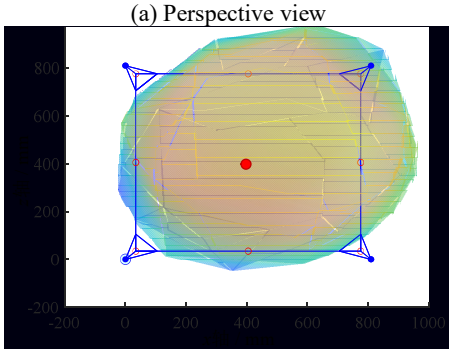
针对机构质心的工作空间进行分析，其部分瞬时姿态如图 3 所示。其在 x 轴方向上的最大长度为 988.1 mm，在 y 轴方向上的最大长度为 1025.36 mm，在 z 轴方向上的最大长度为 1038.45 mm。

由此可以得到在顶点平台 A 固定在地面时，机构质心的工作空间略大于立方体状态下自身的包络面，以此进行后续的步态规划。



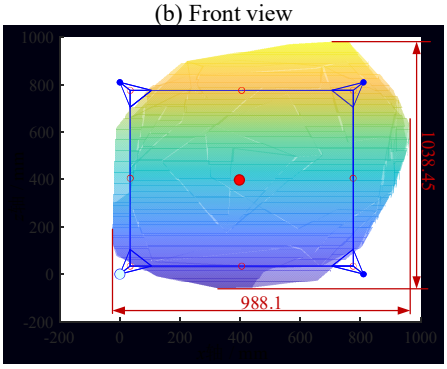
(a) 透视图

(a) Perspective view



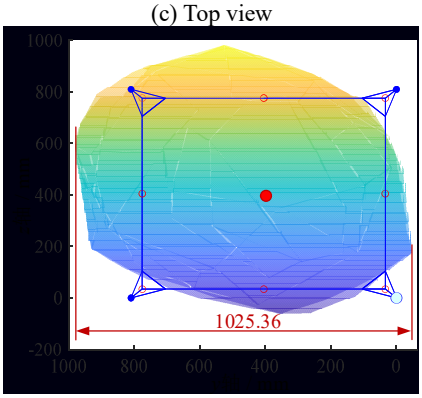
(b) 前视图

(b) Front view



(c) 俯视图

(c) Top view



(d) 左视图

(d) Left view

图 3　机构整体质心的工作空间

Fig.3 The working space of the mechanism's overall center of mass

2 滚动步态规划

履带由于能通过适度形变适配复杂环境、越障能力突出[21]，因此基于对称式驱动方式，本节提出并规划了一种可适配多种地形的类履式滚动步态。以机构向地面坐标系的 Y 轴负方向（图 3(d)中机构右侧）运动为例，说明具体的步态规划：

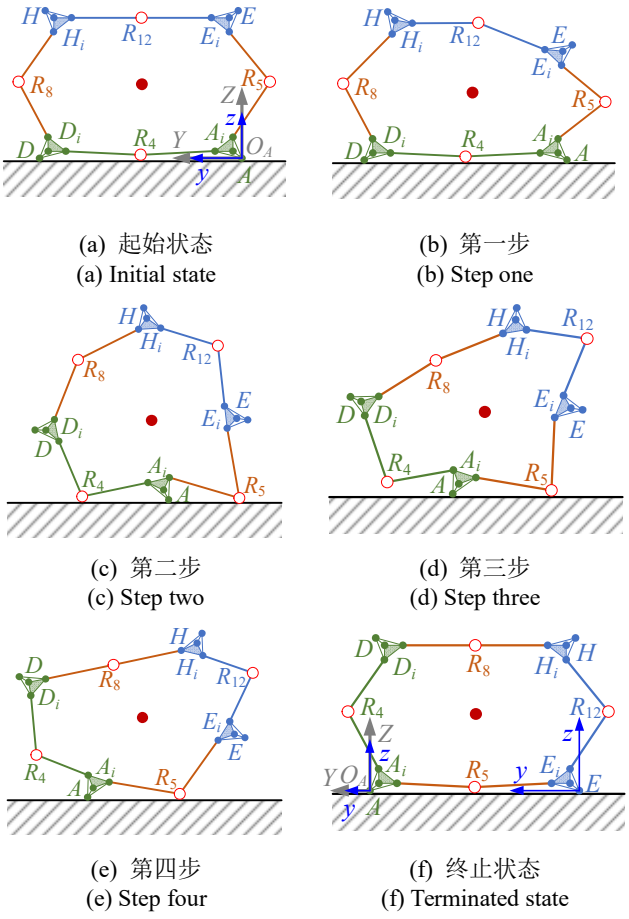
(1) 机构从立方体姿态变形至初始姿态，θ_5（θ_6）和θ_8（θ_7）由 180°转动至 90°，θ_4（θ_2）转动至 161°，使主动驱动关节 R_4 和 R_2 位于地面，如图 4(a)所示；

(2) θ_5（θ_6）转动至 60°，θ_4（θ_2）和θ_{12}（θ_{10}）的角度开始减小，使机构质心向右移动至 AR_4 形成的支撑区域内，如图 4(b)到图 4(c)所示。在该过程中顶点平台 D 将被抬起，并且主动驱动关节 R_5 和 R_6 逐渐运动到地面上；

(3) θ_7（θ_8）的角度开始增大，θ_4（θ_2）和θ_{12}（θ_{10}）的角度继续减小，使机构质心向右越过顶点平台 A 处的倾倒区域，进入 AR_5 形成的支撑区域，如图 4(c)到图 4(d)所示。在该过程中主动驱动关节 R_5 和 R_6 逐渐从地面被抬起；

(4) θ_5（θ_6）的角度开始增大，θ_7（θ_8）转动至 180°，θ_4（θ_2）和θ_{12}（θ_{10}）的角度转动至 60°，使机构质心在 AR_5 形成的支撑区域内继续向右运动，如图 4(d)到图 4(e)所示；

(5) θ_5（θ_6）的角度转动至 161°，θ_4（θ_2）和θ_{12}（θ_{10}）的角度转动至 90°，使顶点平台 E 逐渐运动到地面上，进入下一步滚动过程的初始姿态，如图 4(e)到图 4(f)所示。



(a) 起始状态
(a) Initial state

(b) 第一步
(b) Step one

(c) 第二步
(c) Step two

(d) 第三步
(d) Step three

(e) 第四步
(e) Step four

(f) 终止状态
(f) Terminated state

图 4　类履滚动步态规划

Fig.4 Track-like rolling gait planning

上述过程为一个完整的类履滚动周期，其滚动步长为 $2l + 2(\sqrt{2} + \sqrt{3})a/3$。

由立方变体机构处于初始姿态开始，寻找质心越过支撑区域，即 $cm_y \in (\delta a, 0]$时求解各主动驱动关节角度θ_k，由机构质心计算公式可以得到各主动驱动关节角度变化范围如下。

$$\begin{aligned}\theta_2,\theta_4 &\in [30°,170°]\\ \theta_5,\theta_6 &\in [30°,90°]\\ \theta_7,\theta_8 &\in [90°,180°]\\ \theta_{10},\theta_{12} &\in [90°,180°]\end{aligned} \tag{3}$$

综上，立方变体机构质心在 O_A-XYZ 坐标系下的全部位置，如图 5 所示。

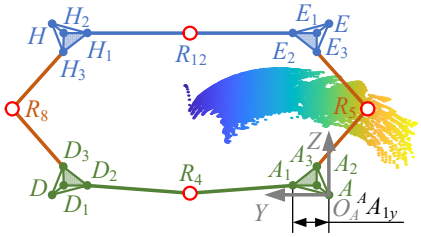
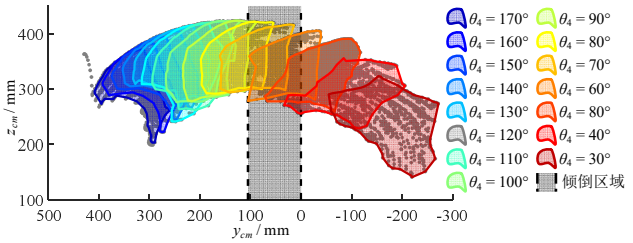


图 5　质心位置与机构初始状态对比

Fig.5 Comparison of the centroid with the initial state of robot

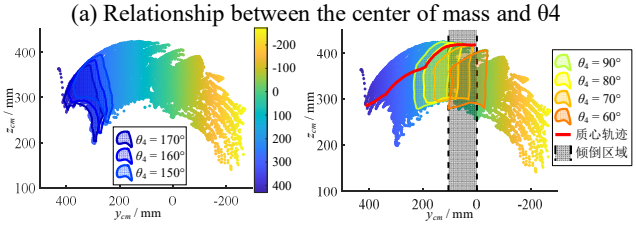
将所有质心位置与各主动驱动关节角度变化进行对应，θ_4 对应的连线颜色变化与质心在 Y 轴方向的颜色变化趋势相同，即由各角度变化对应的质心运动结果可知，θ_4 主要控制质心前移。因此将质心坐标关于θ_4 变化的区域进行分块提取，如图 6(a)所示。

取相邻θ_4 值的区域重合部分作为其他驱动角度的选取区域，如图 6(b)所示。由此规划质心的连续运动曲线如图 6(c)所示。图 6(a)中的灰色区域表示机构的受δa 影响的倾倒区域，$\delta a = A_{1y}^{A}$，$\delta a = 0$ 分别对应其左边界和右边界。



(a) 质心与θ4 之间的关系

(a) Relationship between the center of mass and θ4



(b) 不同θ4 时质心位置

(b) The position of the center of mass at different θ4

(c) 基于θ4 规划的质心轨迹

(c) Centroid trajectory based on θ4 programming

图 6　质心位置分析图

Fig.6 Centroid position analysis diagram

以倾倒区域的质心为例，说明各主动驱动关节角度选取方式。图 7 显示了θ_4 从 90°到 60°时，质心在倾倒区域分别对应的θ_5，θ_8 和θ_{10} 的角度。

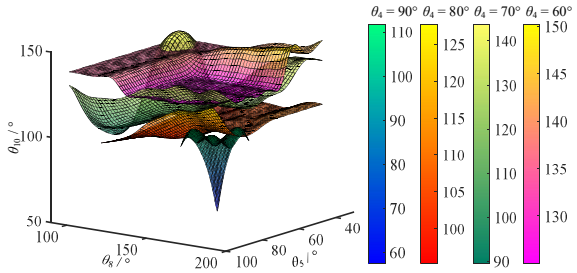
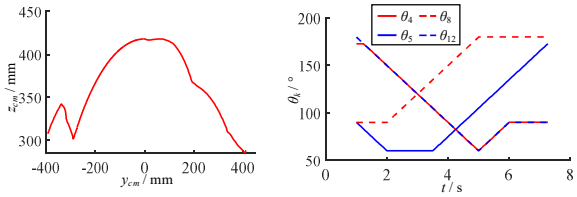


图 7　各驱动关节角度与质心关系

Fig.7 The relationship between the angle of the driving joint and the center of mass

由上述分析得到的质心轨迹曲线与主动驱动关节角度曲线。各曲面下方表示质心 Y 轴坐标位于图 8(a)中倾倒区域右侧，即可确定能够使机构倾倒的质心位置。各曲面相交的位置表示在θ_5，θ_8 和θ_{10}角度不变时，只改变θ_4 使质心仍维持在倾倒区域的角度。由此可规划图 8(b)中各色块重合区域部分的质心所对应的各主动驱动关节角度。



(a)质心轨迹曲线
(a) Centroid trajectory curve

(b)主动驱动
(b) Driving curve of the active joint

图 8　质心轨迹分析结果

Fig.8 Results of centroid trajectory analysis

3 越障性能仿真

为验证上述研究分析结果的有效性，使用 ADAMS 软件构建虚拟样机模型，对立方变体移动机构的水平地面移动、斜坡越障以及梯台越障进行仿真。

3.1 仿真模型构建

立方变体移动机构的虚拟样机模型主要由八个顶点平台与十二根等长杆件构成，运动副包括转动副、固定副和球副，如图 9 所示。

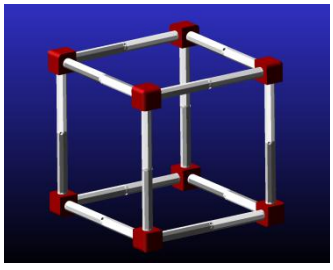


图 9　立方变体机构仿真模型

Fig.9 Simulation model of the cubic mechanism

其中，几何参数按照表 1 中设定，驱动设置在各个主动驱动关节，形式为旋转驱动；各支链间采用柔性铰链连接，通过弹簧元件实现被动运动调节，因此在球副中心添加 3 个相互正交的扭转弹簧阻尼器，来限制球副沿轴向的旋转自由度，以此实现弹簧-U 副铰链的形式；通过选择铝、钢等材料类型关联顶点平台、二副杆及主动驱动关节的质量；最终，创建机构各部件与地面之间的接触关

系，具体参数设置如表 2 所示。

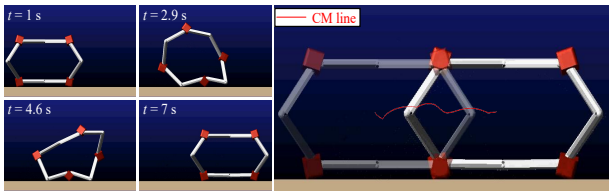
表 2　ADAMS 软件环境参数设置

Table 2 Settings of ADAMS Software Environment Parameters

类别	设定值
重力系数	9.8 m/s^2
机构与地面接触刚度	5000 N/mm
机构与地面接触阻尼	10000 N·s/mm
静摩擦系数	0.6
动摩擦系数	0.5
弹簧 U 副刚度	400 N·mm/g
弹簧 U 副阻尼	50 N·mm·s/g

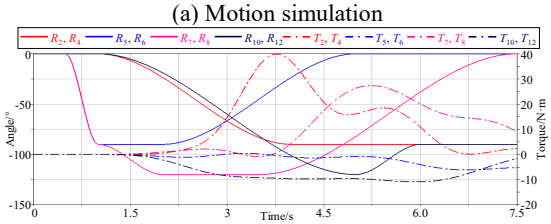
3.2 平地移动仿真

首先，对立方变体机构在平整地面进行单步滚动仿真，各主动驱动关节的旋转驱动速度均为 30 °/s。机构在 6 s 内向前滚动了一个身长（800 mm），平均速度为 0.13 m/s。质心轨迹如图 10(a)中右侧的起始位置对比情况所示。在仿真过程中，弹簧-U 副铰链能够提供给整体机构足够的支撑力和柔性。由于机构的对称式运动规划，将主动驱动关节两两分组，其角度变化曲线与扭矩变化曲线如图 10(b)所示。在运动过程中，主动驱动关节的最大扭矩为 39.9 N·m，该值发生在 R_2 和 R_4 作为地面上的固定连杆，共同驱动其他连杆向前运动。



(a) 运动仿真

(a) Motion simulation



(b) 各主动驱动关节角度变化与扭矩变化曲线

(b) Angle variation and torque variation curves of each active drive joint

图 10　质心轨迹分析结果

Fig.10 Results of centroid trajectory analysis

其次，对类履滚动步态进行连续滚动仿真，如图 11 所示。立方变体机构在 22 s 内移动了 6869.4 mm，平均速度为 0.31 m/s。

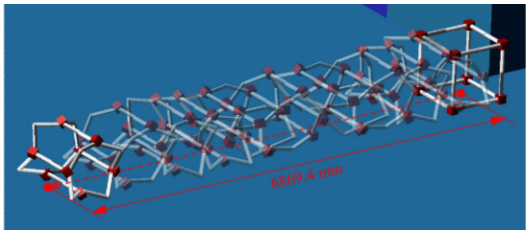


图 11　类履滚动步态连续滚动仿真

Fig.11 Continuous rolling simulation of the rolling gait

最终，在不改变各主动驱动关节驱动策略的前提下，将平整地面更换为起伏地形，进行连续滚动仿真，如图 12 所示。仿真结果表明，机构的类履滚动步态面对起伏地形具有一定的适应性，在不改变驱动策略时仍能实现一定范围的移动。

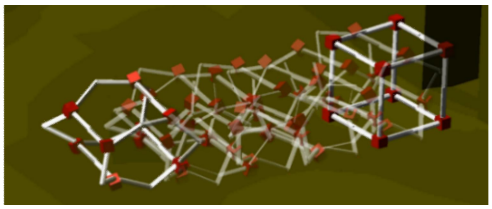
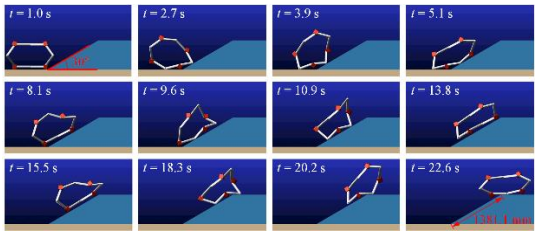


图 12　起伏地形下类履滚动步态连续滚动仿真

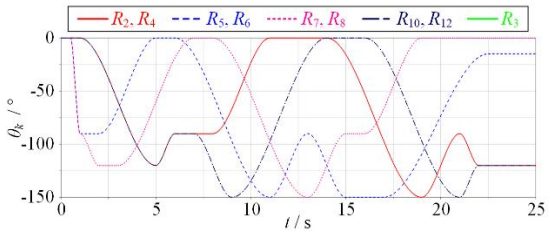
Fig.12 Simulation of Track-like rolling gait on undulating terrain

3.3 斜坡越障仿真

依据理论分析结果，机构可在最大为 30.96°的斜坡上进行越障，对立方变体机构在 30°斜坡上进行越障仿真，如图 13(a)所示。斜坡长度为 1381.1 mm，机构距离斜坡障碍底端的初始距离为 0，机构经过三次滚动分别执行了斜坡越障的三个阶段。当 t 从 1.0 s 到 5.1 s 时为入坡阶段，从 5.1 s 到 13.8 s 为爬坡阶段，从 13.8 s 到 22.6 s 为出坡阶段。当 t = 2.7 s 时，机构通过构造搭桥姿态实现稳定支撑，并在后续运动中与障碍形成啮合式越障过程；当 t = 13.8 s 时，机构在斜坡上的右侧顶点平台仍位于斜坡上，满足出坡阶段的第一种状态，在 t = 18.3 s 时通过构造攀爬姿态实现整体机构在斜坡末端的稳定支撑，并在后续运动中与障碍形成啮合式越障过程，完成出坡阶段。各主动驱动关节的驱动角度变化曲线如图 13(b)所示。



(a) 越障仿真过程
(a) Obstacle-crossing simulation process



(b) 各主动驱动关节的驱动角度变化曲线
(b) Angle variation and torque variation curves of each active drive joint

图 13　坡度为 30°，长度为 1381.1 mm 的斜坡越障仿真

Fig.13 Simulation of a slope obstacle crossing with a gradient of 30° and a length of 1381.1mm

图 14 为立方变体机构对长度为 1190.6 mm 的斜坡进行越障的仿真过程，仿真中其余参数上文一致，越障过程各阶段时间也基本相同。当 t = 14.0 s 时，机构完成爬坡阶段，最右侧支撑顶点位于斜坡右侧水平地面上，满足出坡阶段的第二种状态。在 t = 18.6 s 时通过构造攀爬姿态形成稳定支撑并完成包络-啮合式越障，在 t = 22.3 s 时机构完全位于斜坡障碍右侧，完成对该斜坡障碍的越障。各主动驱动关节的驱动角度变化曲线仍按照图 13(b)中所示执行。

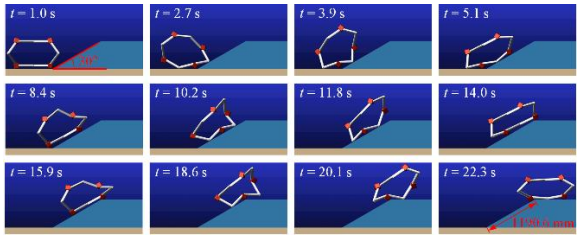
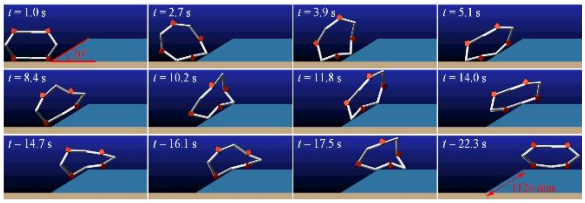


图 14　坡度为 30°，长度为 1190.6 mm 的斜坡越障仿真

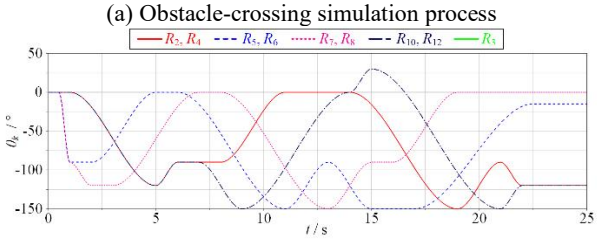
Fig.15 Simulation of a slope obstacle crossing with a gradient of 30° and a length of 1190.6mm

图 15(a)为立方变体机构对长度为 1126 mm 的斜坡进行越障的仿真过程。t 从 1.0s 到 14.0 s 的过程中顺次完成了入坡和爬坡阶段，在 t = 14.0 s 时地面支撑点为斜坡上的顶点平台和斜坡末端附近的主动驱动关节，满足出坡阶段的第三种状态。当 t = 14.7 s 时，底部支撑支链通过构造包络姿态，实现对斜坡障碍末端的包络支撑，进而执行包络-啮合式越障步态。当 t = 22.3 s 时机构完全位于斜坡障碍右侧，结束出坡阶段的越障过程。各主动驱动关节的驱动角度变化曲线如图 15(b)所示。



(a) 越障仿真过程

(a) Obstacle-crossing simulation process



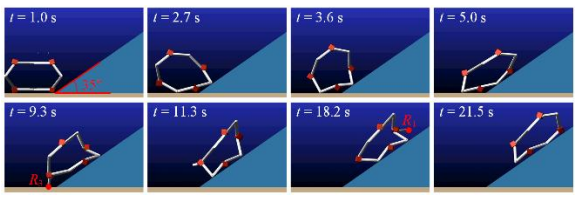
(b) 各主动驱动关节的驱动角度变化曲线

(b) Angle variation and torque variation curves of each active drive joint

图 15　坡度为 30°，长度为 1126 mm 的斜坡越障仿真

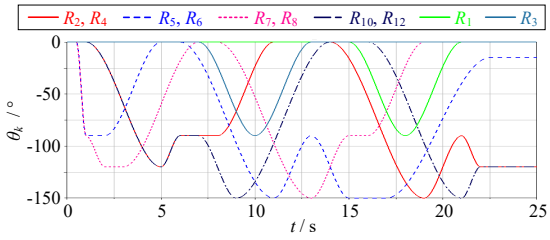
Fig.15 Simulation of a slope obstacle crossing with a gradient of 30° and a length of 1126 mm

当各仿真参数不变时，对立方变体机构在 35°斜坡上进行越障仿真。当摩擦系数不足以产生足够的摩擦力用于平衡重力在斜坡上的分量，机构会在斜坡上向下滑移。然而，机构在斜坡上攀爬的速度超过其向下滑移的速度，因此，机构仍能够通过 35°斜坡，如图 16(a)所示。机构距离斜坡障碍底端的初始距离为 0，t 从 1.0 s 到 5.0 s 为入坡阶段，从 5.0 s 到 21.5 s 为机构执行了两次爬坡阶段。当 t = 9.3 s 时，机构通过主动驱动关节 R_3 的变形构建地面上的额外支撑，用以完成入坡阶段；当 t = 18.2 s 时，主动驱动关节 R_1 向前变形，使质心能够进一步前移以超出支撑区间，完成爬坡阶段。机构在 35°斜坡上越障过程中各主动驱动关节的角度变化曲线如图 16(b)所示。



(a) 越障仿真过程

(a) Obstacle-crossing simulation process



(b) 各主动驱动关节的驱动角度变化曲线

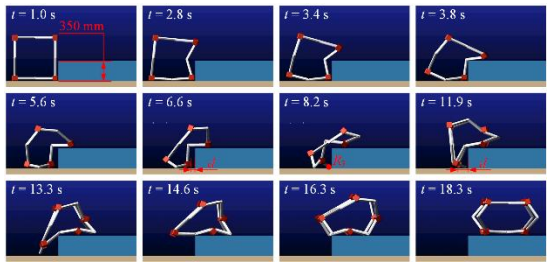
(b) Angle variation and torque variation curves of each active drive joint

图 16　35°斜坡越障过程仿真

Fig.16 Simulation of slope-climbing capability

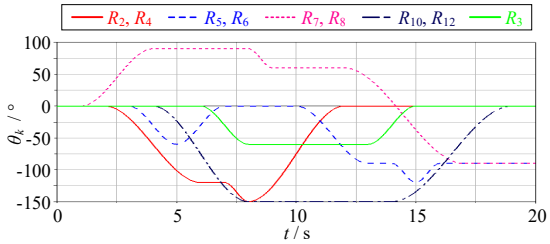
3.4 梯台越障仿真

依据理论分析结果，机构在出障阶段最大垂直障碍越障高度为 366 mm，取 350 mm 垂直障碍作为障碍对象，对立方变体机构进行越障仿真，如图 17(a)所示。机构与垂直障碍的初始距离 d 为 0。t 从 1.0 s 到 3.8 s 为入障阶段，机构通过主动变形构造包络姿态，使顶点 E 触碰到障碍面。t 从 3.8 s 到 11.9 s 为过障阶段，机构在与地面和垂直障碍形成稳定支撑后，通过啮合式运动将质心移动到障碍垂直面上。当 t = 6.6 s 时，机构受重力作用产生滑移，其地面支撑点与障碍的距离变为 70 mm；当 t = 8.2 s 时，机构通过主动驱动关节 R_3 的变形进一步调整距离 d，同时起到附加支撑的作用，直至 t = 11.9 s 时，将距离 d 调整为 182.2 mm，此时质心已到达障碍垂直面上。t 从 11.9 s 到 18.3 s 为出障阶段，此时质心已位于障碍面上方，机构通过啮合式运动将质心进一步右移，直至将整个机构翻滚至垂直障碍上。至此，立方变体机构对 350 mm 垂直障碍的越障过程执行完毕，垂直障碍的高度与机构单根二副杆杆长之比约 116.7%。在垂直障碍越障过程中各主动驱动关节的驱动角度变化曲线如图 17(b)所示。



(a) 越障仿真过程

(a) Obstacle-crossing simulation process



(b) 各主动驱动关节的驱动角度变化曲线

(b) Angle variation and torque variation curves of each active drive joint

图 17　350 mm 垂直障碍越障过程仿真

Fig.17 Simulation of 350mm vertical obstacle crossing

4 样机及实验验证

为验证立方变体移动机构结合步态控制方法在复杂地形环境中的越障能力，基于结构设计制作了一台原理样机，并开展实验。

4.1 样机系统研制

立方变体机构样机可拆分为顶点平台和 URU 支链两部分。顶点平台以 PLA 材料经 3D 打印制作，其基体为长宽高均 150 mm 的立方体，通过利用直径 325 mm 的球体对该立方变体机构进行切割加工，最终使理论分析中的δa 参数达到 90.37 mm。

URU 支链由一个驱动舵机（24 V，47.3 Nm）和两个弹簧-U 副铰链通过碳纤维杆相连，柔性 U 副的弹簧选型基于仿真参数通过实验测量确定。

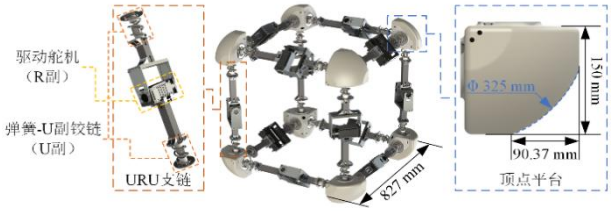


图 18　样机结构及参数

Fig.18 Prototype structure and parameters

如图 18 所示，当机构各主动驱动关节角度均为 180°时，其整体呈长宽高均为 827 mm 的立方体姿态，其中驱动关节由 Arduino Nano 控制板实现控制，整机采用 24 V 直流电源供电。

4.2 多地形越障实验

对类履式滚动步态进行实验，如图 19 所示。机构在 60s 内向右滚动了 4 次。图(a)-(f)为一个完整的单步滚动实验，运动过程中的机构姿态与理论分析和仿真实验中一致。

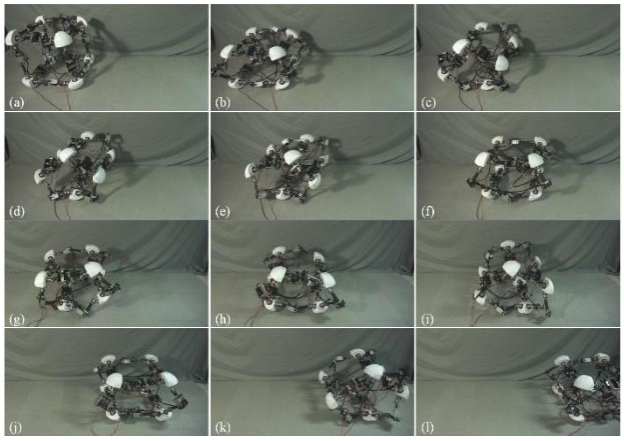


图 19　机构平地滚动实验

Fig.19 Flat ground rolling experiment of the mechanism

此外，同步记录了机构完成该测试任务的初始位置、结束位置及所耗时间，如图 20 所示。机构共移动了 2299 mm，在驱动舵机转速为 5 rpm 时，平均速度为 38.32 mm/s。结果表明，本立方变体机构在类履式滚动步态下可稳定高效的完成平地移动。

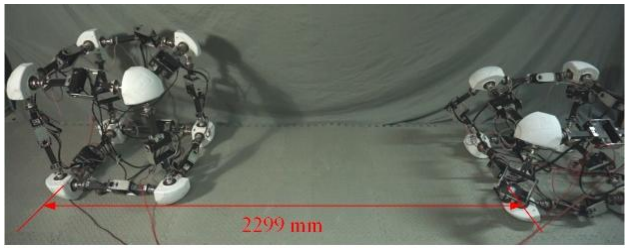


图 20　机构滚动前后位置对比图

Fig.20 The mechanism's position before and after rolling

对 15°斜坡障碍进行越障实验，如图 21 所示。机构在第一次滚动后进入了斜坡障碍，如图 21(a)-(c)所示。随后，通过变形进一步压低机构姿态，使其能够在斜坡障碍上滚动，如图 21(d)-(f)所示。

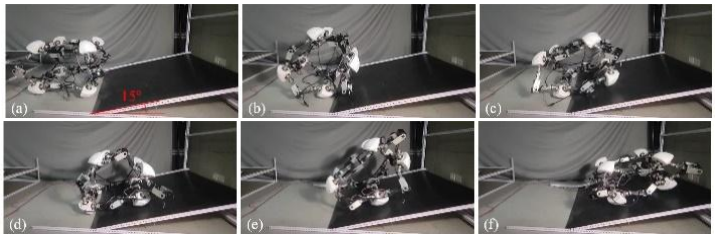


图 21　机构斜坡越障实验

Fig.21 Experiment of mechanism slope obstacle crossing

对 300 mm 垂直障碍进行越障实验，如图 22 所示。机构通过前方支链向内变形实现对垂直障碍的包络，如图 22(b)所示。随后，通过其余支链的变形协作，将机构向垂直障碍上方移动，直至质心越过障碍垂直面。当机构已经在障碍面上形成稳定支撑，通过变形将剩余部分运动到垂直障碍上以完成越障过程，如图 22(d)-(f)所示。

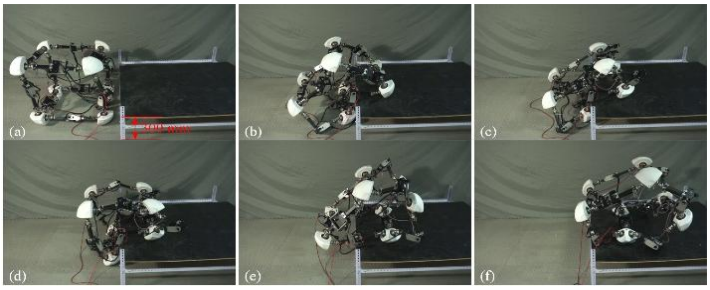


图 22　机构梯台越障实验

Fig.22 Experiment of mechanism step obstacle crossing

5 结论

本文对一种面向星表复杂地形探测的立方变体移动机构进行了构型设计和运动特性分析，提出了基于对称驱动的步态规划。对平地移动、斜坡移动以及攀爬梯台等基本移动任务中的步态进行理论分析和实验测试。主要结论如下：

(1) 该机构及其类履滚动步态面对起伏地形时具有一定的适应性，在不改变驱动策略时仍能实现一定范围的移动。

(2) 该机构从初始零距位置出发，经入坡、爬坡、出坡三阶段完成斜坡越障，支撑姿态可依据自身与斜坡的位置及尺寸构造。

(3) 通过支链变形构造凹多面体形态，该机构可包附梯台地形，降低自身质心，并增大与地面的接触面积，提升越障稳定性。

(4) 通过原理样机实验，验证了本文提出的立方变体移动机构步态可行性与分析方法合理性。

本研究可为星表移动探测装备设计及越障步态规划提供参考。未来工作将进一步开展构型优化，拓展平台环境感知、能源补给等子系统集成，形成移动作业协同综合能力，以推动其在空间任务中的探索应用。

参考文献：

[1] 高海波，吴雨婷，杨怀广，等。星表自主移动作业机器人关键技术研究现状与发展趋势 [J]. 中国空间科学技术，2026, 46 (3): 61-76.

GAO H B, WU Y T, YANG H G, et al. Current research and development trends in key technologies of autonomous mobile operation robots for extraterrestrial objects [J]. Chinese Space Science and Technology, 2026, 46 (3): 61-76 (in Chinese)

[2] WEI G W, DAI J S. A spatial eight-bar linkage and its association with the deployable platonic mechanisms[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2014.

[3] LI R M, YAO Y A, DING X L. A family of reconfigurable deployable polyhedral mechanisms based on semiregular and Johnson polyhedra[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018.

[4] 孙学敏，李锐明，荀致远，等。球面四杆 Bricard-like 机构的设计与研究 [J]. 机械工程学报，2025, 61 (07): 338-348.
SUN X M, LI R M, XUN Z Y, et al. Design and research of spherical four-bar Bricard-like mechanism [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61 (07): 338-348. (in Chinese)

[5] 张元勋，黄靖，韩亮亮。星表移动探测机器人研究现状综述 [J]. 航空学报，2021, 42 (1): 523909.
ZHANG Y X, HUANG J, HAN L L. Research status of planetary surface mobile exploration robots: Review [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2021, 42 (1): 523909 (in Chinese). doi: 10.7527/S1000-6893.2020.23909

[6] SWETT J, ABRAHANTES M. Distributed control system implementation for tetrahedral walker robots[C]// Proceedings of the 2014 IEEE International Conference on Electro/Information Technology (EIT). IEEE, 2014.

[7] WANG Z T, LI Y Z, et al. Motion and path planning of a novel multi-mode mobile parallel robot based on chessboard-shaped grid division[J]. Industrial Robot, 2018, 45(5).

[8] USEVITCH N S, HAMMOND Z M, SCHWAGER M, et al. An untethered isoperimetric soft robot[J]. Science Robotics, 2020, 5(40): eaaz0492.

[9] USEVITCH N S, HAMMOND Z M, SCHWAGER M. Locomotion of linear actuator robots through kinematic planning and nonlinear optimization[J]. IEEE Transactions on Robotics, 2020, 36(5): 1404-1421.

[10] LIU R, YAO Y, LI Y. Design and analysis of a deployable tetrahedron-based mobile robot constructed by Sarrus linkages[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 152: 103964.

[11] WANG Z R, LI Y Z, et al. Design and locomotion analysis of the tetrahedral mobile robot with only revolute joints (TMRR)[J]. Industrial Robot, 2021.

[12] HU S, LIU R, LI R, et al. Design and analysis of a size-tunable tetrahedron rolling mechanism based on deployable RRR chains[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 183: 105284.

[13] WHARTON P, YOU T L, JENKINSON G P, et al. Tetraflex: A multi-gait soft robot for object transportation in confined environments[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2023, 8(8): 5007-5014.

[14] SPINOS A, YIM M. A linking invariant for truss robot motion planning[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2022, 7(2): 1424-1430.

[15] 陈思安，葛为民，王肖锋。可重构机器人多模块组合越障研究 [J]. 天津理工大学学报，2016, 32 (06): 9-14.
CHEN S A, GE W M, WANG X F. Research on multi-module combined obstacle negotiation of reconfigurable robot [J]. Journal of Tianjin University of Technology, 2016, 32 (06): 9-14. (in Chinese)

[16] 余联庆，枚元元，李琳，等。闭链弓形五连杆越障能力分析与运动规划 [J]. 机械工程学报，2017, 53 (07): 69-75.
YU L Q, MEI Y Y, LI L, et al. Capability analysis and motion planning for obstacle negotiation of a closed five-bow-shaped-bar linkage [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53 (07): 69-75. (in Chinese)

[17] 王明智，余联庆。闭链弓形五连杆动力耦合特性研究 [J]. 武汉纺织大学学报，2025, 38 (03): 51-58+105.
WANG M Z, YU L Q. Research on dynamic coupling characteristics of closed five-bow-shaped-bar linkage [J]. Journal of Wuhan Textile University, 2025, 38 (03): 51-58+105. (in Chinese)

[18] ZHANG Q Q, LI Y Z, YAO Y A, LI R M. Design and locomotivity analysis of a novel deformable two-wheel-like mobile mechanism[J]. Industrial Robot, 2020.

[19] ZHAO Z, LI Y, WU J, et al. Envelop-climbing locomotion planning and capability analysis of a deformable tetrahedron rolling robot[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2023, 8(8): 4625-4632.

[20] LI Y Z, WANG Z R, XU Y G, et al. A deformable tetrahedron rolling mechanism (DTRM) based on URU branch[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 153: 104000.

[21] 王浩东，马彪，陈漫，等。越野环境下履带车辆的障碍识别与可通行性分析 [J]. 兵工学报，2025, 46 (09): 384-396.
WANG H D, MA B, CHEN M, et al. Obstacle recognition and passability analysis of tracked vehicles in off-road environments [J]. Acta Armamentarii, 2025, 46 (09): 384-396. (in Chinese).

深雪越野车辆加速性能建模及联合仿真研究

李跃，方金容，李敏，闫芳璞，钟国扬

比亚迪汽车工业有限公司，广东 深圳 518000

摘　要：深雪工况下雪阻的准确建模是越野车辆动力学研究的难点之一。本文以双电机四驱车为研究对象，提出一种雪阻计算方法，并搭建仿真模型进行深雪加速工况的仿真，并通过实车测试验证建模方法的准确性。最后进行参数敏感性分析，归纳各参数对深雪加速表现的影响规律。结果表明：减小前轴荷比和整车质量均可不同程度地提升深雪工况下的加速性能。

关键词：深雪工况；雪阻；地面力学；车辆纵向动力学；驱动防滑

Modeling and Co-simulation of Acceleration Performance for Off-road Vehicles in Deep Snow

Yue Li，Jinrong Fang，Min Li，Fangpu Yan，Guoyang Zhong

BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen, 518000, China

Abstract: Accurate modeling of vehicle driving resistance in deep-snow conditions is one of the challenges in off-road vehicle dynamics. Taking a dual-motor four-wheel-drive off-road vehicle as the research object, this paper proposes a semi-empirical snow resistance formula incorporating slip ratio–vehicle speed coupling. On this basis, a CarSim/Simulink co-simulation model is developed to simulate deep-snow wide-open-throttle acceleration conditions, and the accuracy of the modeling approach is validated through on-site vehicle tests. Furthermore, parameter sensitivity analysis is conducted on key vehicle parameters and traction control system thresholds to identify their influence on deep-snow acceleration performance. The results indicate that: Lowering the front axle load ratio, vehicle mass, and wheel speeds, can all enhance deep-snow acceleration. Notably, reducing wheel speed also increases snow resistance, presenting an engineering trade-off.

Keywords: deep-snow conditions; snow resistance; terramechanics; vehicle longitudinal dynamics; traction control

1 引言

我国幅员辽阔，地域环境和气候条件差异显著，越野工况涵盖山地、泥泞、积雪与沙漠等多种复杂的地形。深雪因其非线性的力学特性[1]和强烈的动态耦合效应[2]，对车辆的驱动防滑控制能力提出了极为苛刻的要求，是极具挑战的越野工况。在极地科考、巡逻等场景中，车辆能否有效利用附着力在雪中行驶决定了深雪越野的性能表现。然而，雪的力学特性随密度、温度、含水率及应变率等变化而变化，且因驱动时车轮打滑会引发沉陷量产生动态变化从而引起雪阻发生变化，使得深雪行驶阻力的准确建模成为车辆地面力学中的一个长期难题。

虽然 Bekker 承压理论为雪地力学提供了基础框架，但因其主要针对准静态工况，无法准确描述车辆深雪越野过程中沉陷量随滑转率与车速变化而引起的动态变化过程。尽管已有研究尝试在

Bekker 框架中引入滑转率修正项来表征滑转率升高后的沉陷量变化[2, 3-7]，但都仅适用于低速脱困场景，无法表述车速升高后沉陷量随车速、滑转率的变化趋势。近年来，基于有限元或离散元的雪地轮胎相互作用仿真取得了进展[8-12]，但其对雪层本构参数的依赖限制了在整车实时控制中的应用。因此，建立一个物理意义正确、能够通过整车试验数据标定的深雪动态行驶阻力模型，仍是该领域亟待解决的关键问题。

本文以双电机的电动四驱车为研究对象，提出一种滑转率-车速耦合的动态雪阻计算方法。在此基础上，进行越野车深雪平地加速工况的联合仿真，将仿真结果与实车数据进行对标，检验建模方法的准确性。并进行参数敏感性分析来预测越野车深雪加速工况的表现。本研究旨在为深雪行车阻力计算提供新的思路，为预测车辆深雪越野表现提供新的方法。

2 深雪行驶阻力计算方法

深雪工况下的车辆行驶阻力包括风阻、坡阻及雪阻，其中雪阻由压实阻力和推雪阻力两部分构成。本文基于 Bekker 承压理论计算静态阻力。考虑到深雪工况下雪阻随车速与滑转率动态变化的复杂性，最终采用了构建基于试验数据的动态雪阻变化因子曲面的方法来表征车速升高后雪阻的变化趋势，最终将静动态相结合得到最终的雪阻。

2.1 静态雪阻计算方法

压实阻力是车辆在松软雪面上行驶时，轮胎或履带对积雪压实产生的阻力，它源于车轮碾过覆雪层使其压实所消耗的能量。Bekker 承压理论[1]给出了单轮压实阻力的计算公式：

$$F_{rc} = b \times \frac{{z_0}^{n+1}}{n+1} \times \left(\frac{k_c}{b} + k_\varphi\right) \tag{1}$$

式中，b 为车轮接地宽度，z_0为静态沉陷量，k_c和k_φ分别为雪层内聚变形模量与摩擦变形模量，n 为沉陷指数。

深雪的静态沉陷量为车轮受垂直载荷 W 影响下压雪面造成深雪压实变形产生。静态沉陷的表达式为：

$$z_0 = \left[\frac{3W}{(k_c + bk_\varphi)\sqrt{D}(3-n)}\right]^{\frac{2}{2n+1}} \tag{2}$$

式中，D 为车轮直径。

推雪阻力是车辆在松软雪面行驶时，滚动着的车轮的前缘推动积雪形成隆起的前缘波产生的阻力，它源于轮胎前方雪层发生剪切破坏所消耗的能量。基于库仑-摩尔强度理论，单轮推雪阻力可表达为：

$$F_{rb} = b\left(cz_0K_{pc} + 0.5z_0^2\gamma_sK_{pr}\right) \tag{3}$$

式中，c 为雪层的黏聚系数，γ_s为雪的单位体积重量，K_{pc}和K_{pr}公式为：

$$K_{pc} = (N_c - \tan\varphi)cos^2\varphi \tag{4}$$

$$K_{pr} = \left(\frac{2N_r}{\tan\varphi} + 1\right)cos^2\varphi \tag{5}$$

式中，φ为雪的摩擦角，N_c和N_r为雪的承载能力系数，基于太沙基承载力理论得到公式[13]：

$$N_c = \left(N_q - 1\right)\cot\varphi \tag{6}$$

$$N_r = \frac{1}{2cos^2\psi} \times \{\cos(\psi-\varphi)\cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)e^{\left(\frac{9}{4}\pi - 3\psi + \frac{3}{2}\varphi\right)\tan\varphi} - \tan\psi\, cos^2\psi - \frac{\cos(\psi-\varphi)}{\cos\varphi\left(1+9tan^2_\varphi\right)} \times$$

$$[\sin\left(\frac{3}{4}\pi + \frac{\varphi}{2}\right)e^{\left(\frac{9}{4}\pi - 3\psi + \frac{3}{2}\varphi\right)\tan\varphi} + 3\tan\varphi\cos\left(\frac{3}{4}\pi + \frac{\varphi}{2}\right)e^{\left(\frac{9}{4}\pi - 3\psi + \frac{3}{2}\varphi\right)\tan\varphi}\sin\psi -$$

$$3\tan\varphi\cos\psi\,]\} \tag{7}$$

其中，N_q公式为：

$$N_q = \frac{(1+\sin\varphi)\cos(\psi-\varphi)}{\cos\psi\cos\varphi}e^{\left(\frac{3}{2}\pi - 2\psi + \varphi\right)\tan\varphi} \tag{8}$$

静态雪阻计算公式：

$$F_{static} = F_{rc} + F_{rb} \tag{9}$$

2.2 动态雪阻变化因子提取方法

深雪工况下滑转率与车速对雪阻存在显著的动态耦合效应。本文采用基于试验数据的动态修正因子来捕获这种动态效应。该因子的提取包含以下四个步骤：加速试验、雪阻反推、雪阻曲面构建、动态因子提取。

如图 1 所示，在平整、均匀的深雪场地上，进行全油门直线加速试验。试验过程中，通过 CAN 总线实时记录前后电机扭矩与轮速信号，使用 VBox 记录车身速度，具体试验策划及内容见后续章节。



图 1　深雪加速测试

雪阻无法通过传感器直接测量，本文通过动力学方程进行反推。需要先确定车辆的实际牵引力。由于深雪附着系数较低，且该工况下车轮存在打滑现象，前后电机实际输出的整车驱动力无法等同于牵引力，需通过轮胎-雪地附着模型及整车实际垂直载荷计算附着力进行限制。

本文采用中岛幸雄的经典轮胎-雪地附着模型[14]，如图 2 所示。

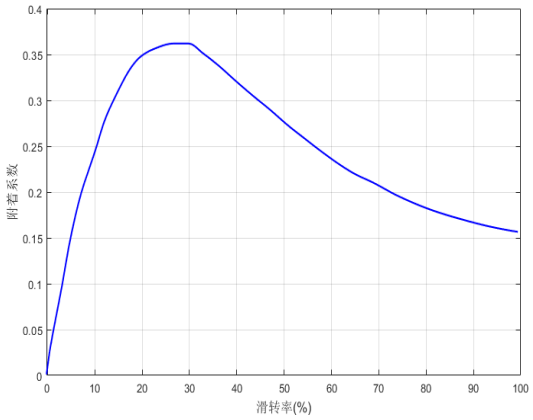


图 2　中岛幸雄轮胎-雪地附着模型

基于该模型，计算车辆前 后轴实际附着力$F_{\varphi f}$和$F_{\varphi r}$：

$$F_{\varphi f} = \mu_{fl} \times F_{Zfl} + \mu_{fr} \times F_{Zfr} \tag{10}$$

$$F_{\varphi r} = \mu_{rl} \times F_{Zrl} + \mu_{rr} \times F_{Zrr} \tag{11}$$

式中，μ_{fl}、μ_{fr}、μ_{rl}、μ_{rr}分别为四个车轮的附着系数，F_{Zfl}、F_{Zfr}、F_{Zrl}、F_{Zrr}分别为四个车轮对应的法相反作用力。

车辆前后轴驱动力F_{tf}、F_{tr}公式如下：

$$F_{tf} = \frac{i_f \times T_f \times \eta}{R} \tag{12}$$

$$F_{tr} = \frac{i_r \times T_r \times \eta}{R} \tag{13}$$

式中，i_f及i_r为前后轴减速器速比，T_f及T_r为前后电机实际扭矩，η为传动效率，R为滚动半径。前后轴牵引力F_{tract_f}、F_{tract_r}取驱动力与附着力的小值，具体公式如下：

$$F_{tract\_f} = min\left(F_{\varphi f}, F_{tf}\right) \tag{14}$$

$$F_{tract\_r} = min\left(F_{\varphi r}, F_{tr}\right) \tag{15}$$

$$F_{tract\_total} = F_{tract\_f} + F_{tract\_r} \tag{16}$$

车辆在深雪行驶除了雪阻，还要克服风阻和坡阻，因测试场地平整无坡度，坡阻为 0。风阻的计算公式为：

$$F_w = \frac{C_D A v^2}{21.15} \tag{17}$$

其中C_D为空气阻力系数，A为迎风面积，v为车速。得到车辆实际牵引力、风阻及坡阻后，基于车辆纵向动力学方程对雪阻进行反推：

$$F_{snow} = F_{tract\_total} - F_w - \delta m a_x \tag{18}$$

式中，δ为转动惯量，m 为整车质量，a_x为实测纵向加速度。通过反推得到的雪阻F_{snow}包含深雪工况下的压实阻力、推雪阻力，作为后续构建雪阻曲面的原始数据。

通过反推得到的雪阻数据包含传感器噪声与深雪微观结构变化引起的随机波动。为提取雪阻的低频动态趋势，采用滑动平均法对雪阻数据进行滤波处理后生成车速、滑转率、滤波后的雪阻值F_{snow_filter}的三维数据集合。

为便于联合仿真的实时调用，采用基于 Delaunay 三角剖分的 scatteredInterpolant 函数，将离散数据构建为连续的总阻力曲面$F_{snow_filter}(s, v)$。对于数据覆盖范围外的边界区域，采用最近邻外推处理。该曲面能够描述不同行驶状态下的雪阻特性。

将上述雪阻曲面逐点除以F_{static}，获得归一化动态雪阻变化因子曲面$G(s, v)$，如图 3 所示。$G(s, v)$是无量纲量，其物理含义为当前车速及滑转率状态下的静态雪阻的动态变化趋势。图 3 展示了雪阻的动态变化规律：雪阻随车速升高而上升，随滑转率增大而下降。

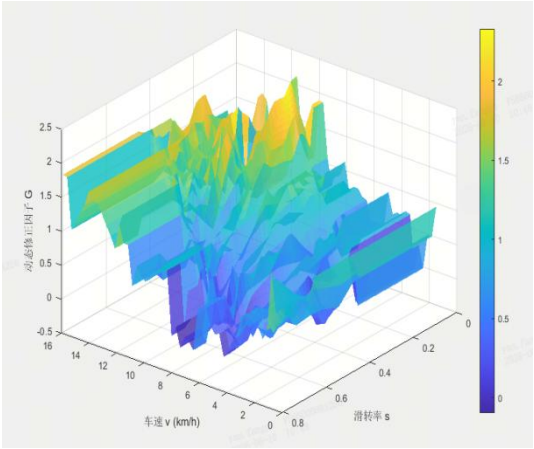


图 3　雪阻变化因子曲面

至此，总雪阻可表述为：

$$F_{snow\_total} = F_{static} \times G(s, v)$$

2.3 雪阻模型验证

雪阻模型的验证是确保其可信度的核心环节。本文采用分层递进的验证思路，首先基于实测的静态沉陷量验证 Bekker 承压参数的正确性；然后通过起步瞬间阻力验证静态雪阻的准确性；最后通过 MATLAB 仿真验证静-动态耦合雪阻模型的有效性。

本研究共进行了静动态两种试验，静态试验测量了车辆在不同载荷状态下四个车轮的静止沉陷量。具体测量方法为：首先在铺装路面测量车轮轮辋下缘到地面的垂直距离得到基准距离D_b，然后

在深雪场地测量车轮轮辋下缘到雪面的垂直距离D_s，由D_b减D_s即为该车轮的静态沉陷量 z_0。

动态试验为深雪全油门加速试验，共分两天进行，每天进行 8 组测试，共计进行 16 次测试。将每日测试结果进行分类，取 7 组进行雪阻曲面构建，1 组用于雪阻模型验证，具体分类情况见表 1。

表 1　深雪测试数据分类

测试编号	测试日期	数据用途
Test 1-7	Day 1	雪阻曲面构建
Test 8	Day 1	雪阻模型验证
Test 9-15	Day 2	雪阻曲面构建
Test 16	Day 2	雪阻模型验证

因深雪环境中难以部署贝氏仪或剪切试验装置，且静态沉陷量是验证 Bekker 承压参数可信度的客观基准，所以本文采用实测静态沉陷量对承压参数进行标定，剪切参数则引用文献值，将研究重点聚焦于车辆动力学响应的验证。

考虑到车辆在深雪越野过程中前后轮接触雪的状态差异，本文对前后轮分别采用不同的雪的力学参数进行计算。前轮接触未经过压实及推动的原状雪，推雪阻力与压实阻力较大；后轮行驶在前轮已碾压出的车辙中，雪层已经被预压实过，其压实阻力与推雪阻力均显著减小。因此前后轮使用不同的承压参数与剪切参数，以反映原状雪与扰动雪之间的力学差异，具体参数见表 2。

表 2　深雪力学参数

参数	前轮数值	后轮数值	论文数值区间
内聚变形模量k_c	234	21000[15]	[2.49[16], 21000[15]]
摩擦变形模量k_φ	644	644[15]	[96.31[8], 644[15]]
沉陷指数n	0.81	2.8[15]	[0.44[8], 2.8[15]]
黏聚系数c	0.62[16]	5[8]	[0.62[16], 5[8]]
单位体积重量γ_s	1960[8]	1960[8]	1960[8]

将基于 Bekker 公式计算的沉陷量计算值z_{0_calc}与实测值z_{0_meas}进行对比。对比结果如表 3 所示，计算值与实测值在两种载荷状态下的最大相对误差为 4.24%，说明所采用的 Bekker 承压参数能够准确反映试验雪面的压力-沉陷关系，为后续阻力计算提供了可靠的参数基础。

表 3　沉陷量理论值与实测值对比

载荷状态	实测值	计算值
整备 (3154kg)	6.44cm	6.5cm
	6.62cm	
	6.73cm	
满载 (3604kg)	7.12cm	6.83cm
	7.04cm	
	6.78cm	

静态雪阻F_{static}是雪阻模型的基础，本文取车辆车速低于 1km/h，滑转率低于 10%的起步阶段的雪阻反推值的中位数F_{static_median}与基于 Bekker 承压模型与库仑-摩尔剪切理论计算的雪阻F_{static_calc}进行对比。对比结果如表 4 所示，反推值与计算值的最大相对误差为 8.38%，说明所采用的力学参数能够正确的表征静态的雪阻。

表 4　静态雪阻反推值与计算值对比

测试编号	反推值	理论公式计算值
第一组	4763N	
第二组	4887N	4509N
第三组	4140N	

雪阻的动态变化基于 MATLAB 进行验证，将实车试验测得的电机扭矩、车速及滑转率作为输入，调用雪阻模型进行纵向动力学仿真，输出仿真车速并与实测车速进行时域对标。

为了充分验证雪阻模型的可靠性，将雪阻曲面与验证数据分为四组来进行交叉验证，如表 5 所示。

表 5　雪阻验证方案

对照组	雪阻曲面	试验数据
第一组	Day1-Test 1-7	Day1-Test 8
第二组	Day1-Test 1-7	Day2-Test 15
第三组	Day2-Test 9-15	Day1-Test 7
第四组	Test 1-7+Test 9-15	Day2-Test 16

仿真与实测的车速对标结果如图 4-7 所示，蓝色实线为实测车速，红色虚线为仿真车速，红色区域为雪阻曲面最近邻外推生成的雪阻推算的车速区间，四组对照组的仿真值与实测值最大相对误差为 4.33%，说明由静态雪阻乘动态雪阻变化因子获得的雪阻值，能够与驱动信号协调一致地复现车辆的加速过程，验证了雪阻模型的数据自洽性。

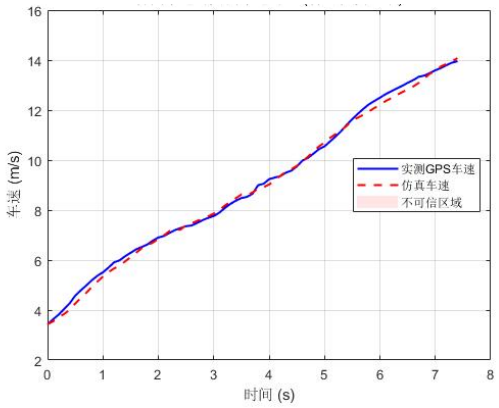


图 4　第一组车速对比

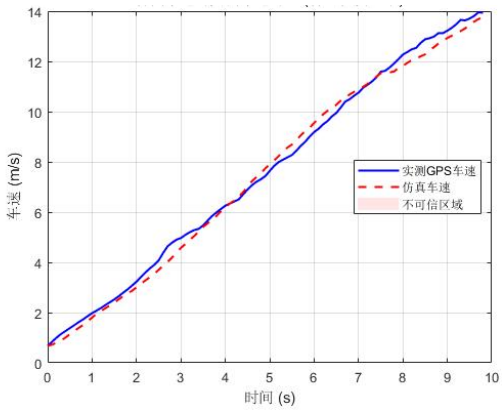


图 5　第二组车速对比

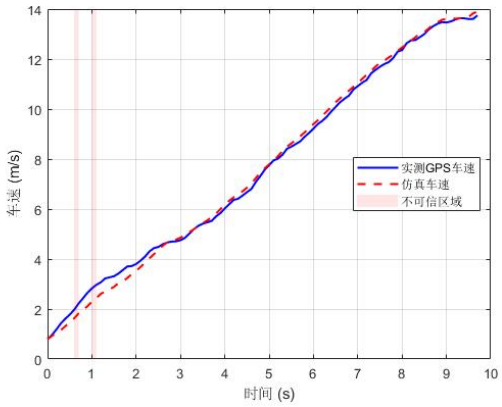


图 6　第三组车速对比

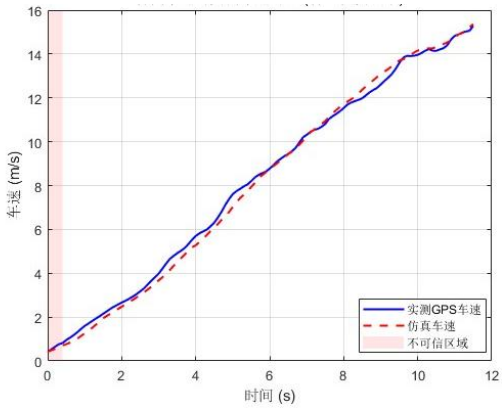


图 7　第四组车速对比

后续研究将引入轮边六分力传感器直接测量行驶阻力以及扩大试验工况覆盖范围来逐步完善。

3 联合仿真建模

为预测车辆深雪越野表现，搭建了联合仿真模型。使用 CarSim 建立整车模型，Simulink 建立控制策略及轮胎模型。

3.1 Carsim 整车模型建立

在 CarSim 中建立整车模型。车辆参数、空气动力学、悬架及转向系统模块均按照实车数据进行配置。车辆主要参数如表 6 所示，整车模型见图 8。

表 6　车辆主要参数

参数名称	参数取值
整备质量/kg	3154
轴距/mm	2903
质心高度/mm	716
轴荷比/.	49.46: 50.54
风阻系数/.	0.397
迎风面积/m^2	3.2

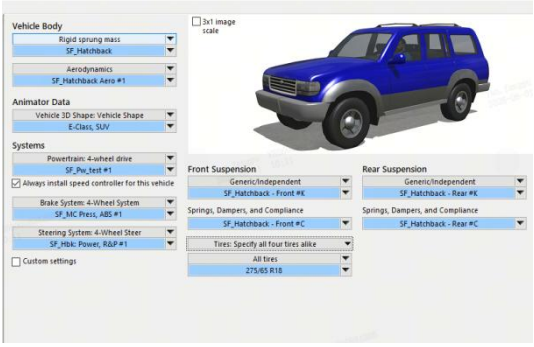


图 8　Carsim 整车模型

3.2 Simulink 控制策略模型建立

在 Simulink 中建立牵引力控制系统，采用包含轴控层与轮控层的分层控制架构，输出前后电机的扭矩及四轮的制动力。

轴控层负责前后驱动轴的扭矩输出。前轴采用滑转率反馈的控制策略：取左右车轮滑转率均值作为前轴代表滑转率，以目标与实际滑转率之差作为 PID 控制器的输入，输出前电机扭矩指令。后轴采用轮速跟随控制策略：以前后轴平均轮速之差作为 PID 输入，输出后电机扭矩指令，保证前后轴速的同步性。

轮控层在轴控层的基础上，负责单个车轮的过度滑转抑制。实时监测同轴左右车轮的滑转率差值，当差值超过设定阈值时，判定滑转率较高侧车轮出现飞转，启动该车轮独立的制动 PID 控制器。制动 PID 以飞转车轮的实际滑转率与目标滑转率的偏差作为输入，输出制动力矩值，作为制动压力信号施加于打滑轮。一旦滑转率回落到目标值附近，制动 PID 自动退出。

牵引力控制系统输出的电机扭矩指令代表驱动需求，但各车轮实际能传递到地面的纵向力F_X还受限于轮胎与雪地之间的附着。本文采用中岛幸雄轮胎模型，根据各车轮当前的实时滑转率，通过线性插值获取对应的附着系数μ_i。

各车轮的附着力为：

$$F_{\varphi i} = \mu_i \times F_{Zi}$$

最终作用于各车轮的纵向力F_{X_i}取驱动力F_{ti}与附着力$F_{\varphi i}$中的小值：

$$F_{X\_i} = min\left(F_{\varphi i}, F_{ti}\right)$$

经中岛幸雄轮胎模型约束后的纵向力F_X，保证了轮胎力始终在物理允许范围内。

上述过程确定了各车轮的纵向力F_X。深雪工况的雪阻则通过独立的阻力模块施加。

在 Simulink 中，根据 Carsim 输出的当前实际车速、滑转率获取当前状态下的雪阻动态变化因子，与静止雪阻F_{static}相乘得到总雪阻F_{snow_total}。将雪阻施加于车身质心参与车身加速度的计算。

Simulink 控制策略模型如图 9 所示。

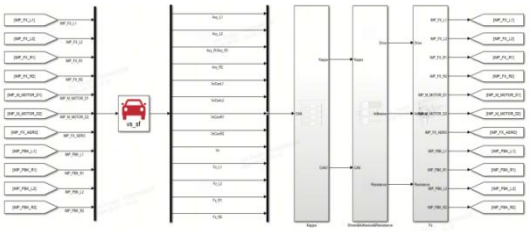


图 9　Simulink 控制策略模型

3.3 仿真工况建立

为验证模型在深雪越野时的动态响应特性，使用 Carsim 进行仿真工况搭建。道路几何形状设置为平直路面，无坡度与弯道，以排除道路线形对车辆纵向动力学响应的干扰。仿真工况如图 10 所示。



图 10　仿真工况模型

4 仿真与实测结果对比

为验证深雪全油门直线加速工况下联合仿真模型的精度，将仿真输出的车速、前后轮速与实车试验的对应数据进行时域对标。车速对标验证整车纵向动力学响应的正确性，轮速对标验证车轮旋转动态及滑转率控制的准确性。

使用测试数据中未用于构建雪阻曲面的一组数据 Day1-Test 8 进行仿真与实际对标。

深雪全油门加速工况下的仿真与实测车速、功率、轮速时域对比如图 11-14 所示。仿真车速略快于实测值，可归因于仿真轮速略低于实测，轮速低导致滑转率降低，从而引起滑转率对应的附着系数略高于实际值，提高了牵引力的输出。车速、功率及轮速的变化趋势吻合良好，相较于实测值，仿真的轮速突变较少，变化趋势更线性。从宏观加速性能看，试验车 0-50km/h 加速实测时间为 11.3s，仿真时间为 11.13s，误差为 0.17 s；平均驱动功率实测值为 200.95kw，仿真值为 214.79kw，误差为 6.88%；说明仿真模型成功复现了整车的加速能力。从全时域的角度看，车速曲线的均方根误差 RMSE 为 1.62km/h；功率的均方根误差 RMSE 为 21.75kw, 仿真与实测结果吻合良好，验证了雪阻模型与联合仿真建模方法的正确性。

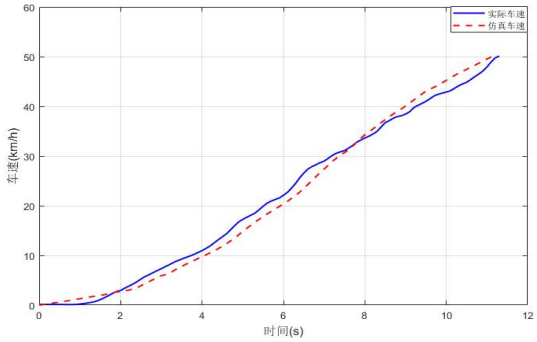


图 11　车速对标

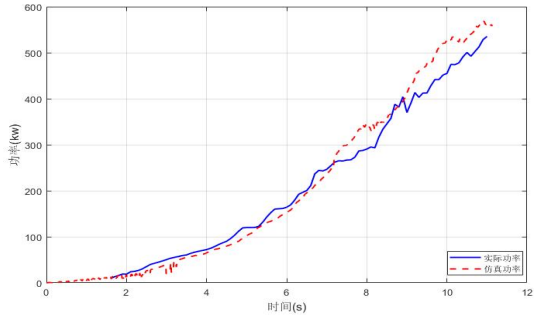


图 12　功率对标

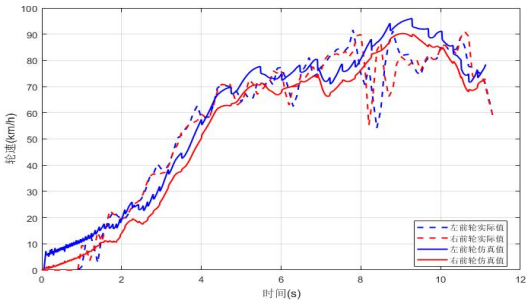


图 13　前轮轮速对标

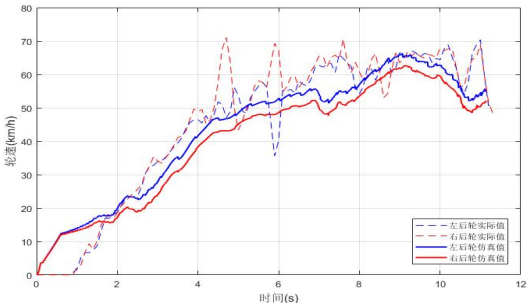


图 14　后轮轮速对标

5 参数敏感性分析

为评估整车参数及牵引力控制参数对深雪全油门加速的影响，对以上因素进行参数敏感性分析。参数敏感性分析旨在识别各参数对深雪加速表现的影响程度，为越野车型性能开发提供理论支持。

5.1 敏感性分析方案

敏感性分析参数分为整车参数与牵引力控制参数两类，整车参数包括整车质量及轴荷比；牵引力控制参数包括前轮及后轮轮速。各参数及取值范围如表 7 所示。

表 7　各参数及取值范围

参数类型	参数名称	基准值	取值范围
整车	整车质量	3154kg	±5%、10%
	前轴荷比	49.46%	±5%、10%
牵引力控制	前轴轮速	45.32km/h	±10%
	后轴轮速	35.38km/h	±10%

5.2 整车参数敏感性分析

整车质量在±5%与 10%范围内变化时的仿真车速对比如图 15 与表 8 所示。结果表明，在整车驱动力不变的情况下，随着整车质量增加，车辆加速能力下降，加速时间相应延长。整车质量的增大使得四轮垂直载荷增加，一方面提升了附着力，使实际输出的牵引力有所增大；另一方面也导致雪阻与加速阻力同步上升。在深雪工况下，阻力增大的幅度超过附着力提升带来的增益，综合加速性能有所衰减。

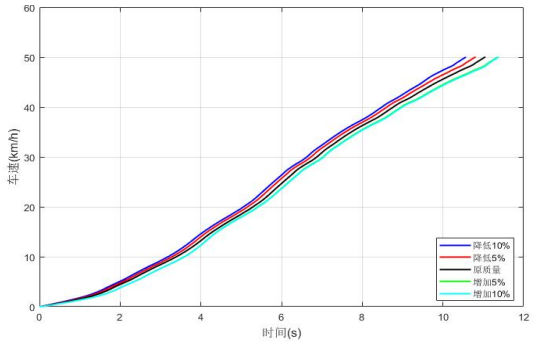


图 15　整车质量对车速影响

表 8　各整车质量结果汇总

整车质量	加速时间
降低 10%	10.7s
降低 5%	10.98s
原质量	11.13s
增加 5%	11.36s
增加 10%	11.51s

前轴荷比在±5%与 10%范围内变化时的仿真车速对比如图 17 与表 10 所示。结果表明，随着前轴荷比增大，车辆加速能力下降，加速时间延长。前轴荷比增大使得前轮垂直载荷增加、后轮垂直载荷减小。由于后轮附着系数高于前轮，整车附着力总体下降。同时，因本文前后轮采用差异化雪层参数，前轮垂直载荷增大进一步加深其沉陷量，导致整车雪阻增大。在深雪工况下，附着极限下降与雪阻增大共同造成加速性能衰减。前轴荷比降低时则相反，加速性能得到提升。

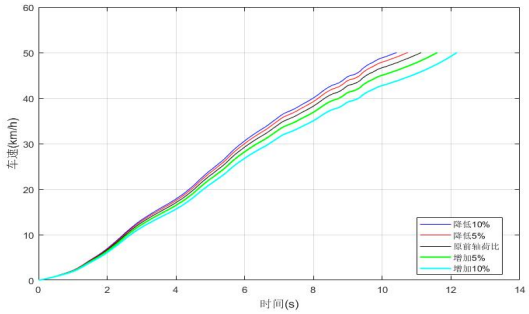


图 17　轴荷比对车速影响

表 10　各轴荷比结果汇总

整车质量	加速时间
降低 10%	10.42s
降低 5%	10.74s
原前轴荷比	11.13s
增加 5%	11.6s
增加 10%	12.17s

5.3 牵引力控制参数敏感性分析

前轴轮速在±10%范围内变化时的仿真车速、滑转率、附着力及雪阻对比如图 18-21 所示所示。结果表明，前轴轮速增大 10%与减小 10%分别导致加速时间较参照值延长 0.73s 和降低 0.55s，前轴轮速升高会引起加速能力下降。原因为：前轮速升高使得前轮滑转率增大，从而引起前轮附着力随之降低，雪阻减小。雪阻降低的增益无法弥补附着力下降带来的损耗，综合加速性能有所衰减。前轴轮速降低时则相反，加速性能得到提升。

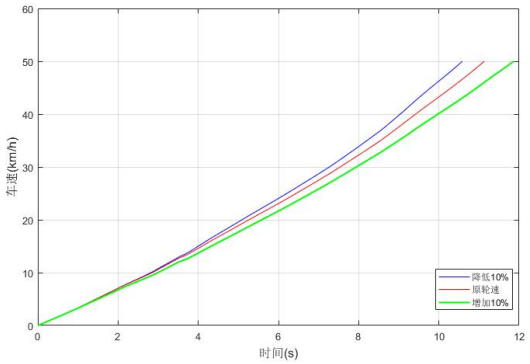


图 18　前轮轮速对车速影响

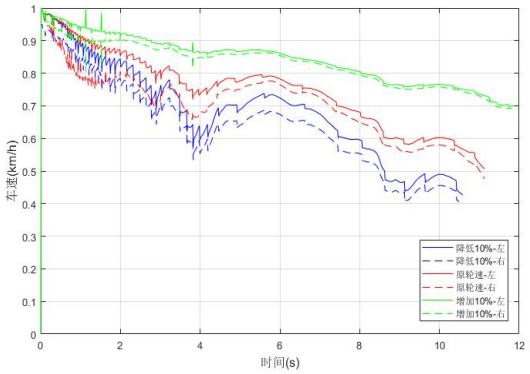


图 19　前轮轮速对滑转率影响

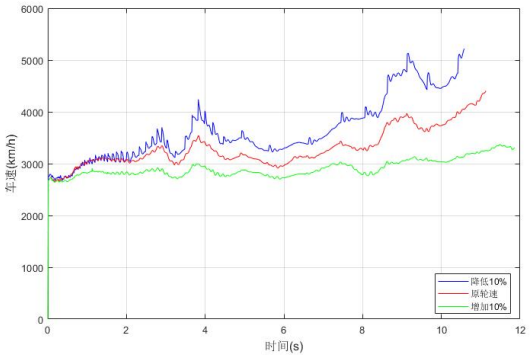


图 20　前轮轮速对牵引力影响

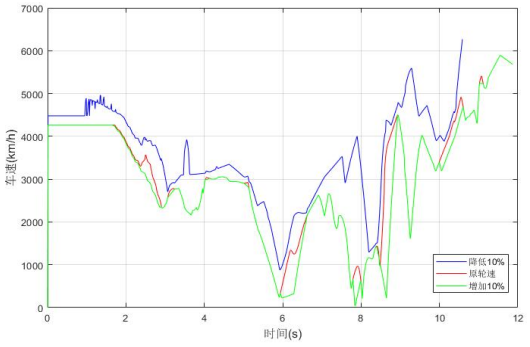


图 21　前轮轮速对雪阻影响

后轴轮速在±10%范围内变化时的仿真车速、滑转率、附着力及雪阻对比如图 22-25 所示。结果

表明，后轴轮速增大 10%与减小 10%分别导致加速时间较参照值延长 0.4s 和降低 0.73s，后轴轮速升高会引起加速能力下降。原因在于：后轴轮速升高使得滑转率增大，从而引起附着力降低，雪阻减小。雪阻降低的增益无法弥补附着力下降带来的损耗，综合加速性能有所衰减。后轴轮速降低时则相反，加速性能得到提升。

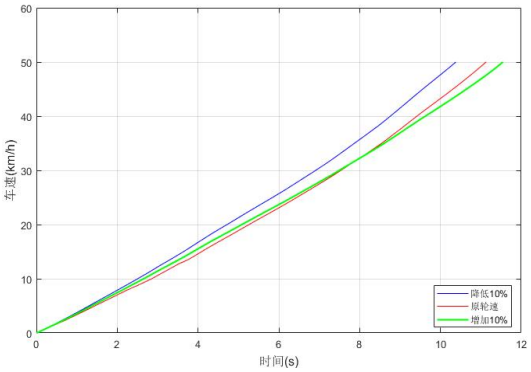


图 22　后轮轮速对车速影响

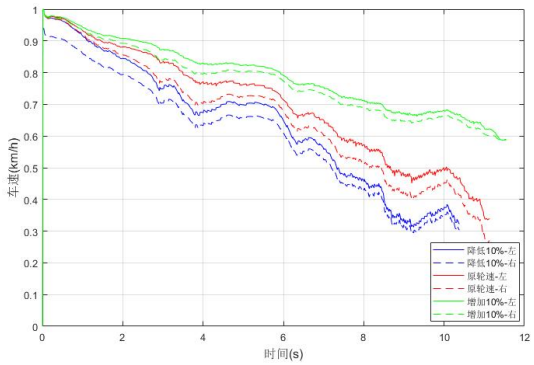


图 23　后轮轮速对滑转率影响

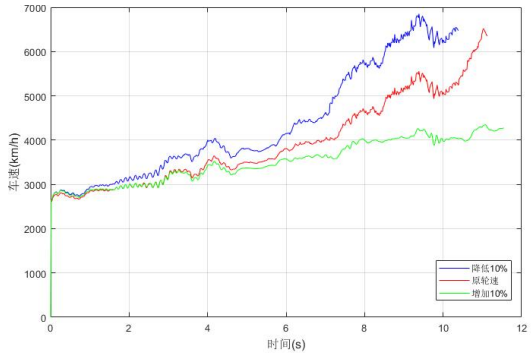


图 24　后轮轮速对附着力影响

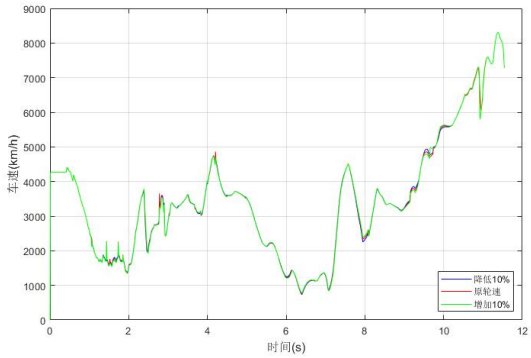


图 25　后轮轮速对雪阻影响

6 结论

本文以双电机四驱越野车为研究对象，针对深雪工况下行驶阻力的准确建模与联合仿真开展系统研究，主要结论如下：

（1）深雪工况下车辆雪阻由车速与滑转率共同决定，二者具有动态耦合效应。本文提出的雪阻计算方法能够有效反映深雪加速工况下低车速区间雪阻随滑转率升高而升高；高车速区间雪阻随滑转率升高而降低的变化规律。

（2）CarSim&Simulink 联合仿真能够准确表现深雪全油门加速工况下的车速与轮速响应。

（3）对深雪加速性能影响最显著的整车参数依次为轴荷比及整车质量。降低前轴荷占比、降低整车质量均可提升深雪工况加速表现。

（4）降低前后轮轮速能够将滑转率调节至附着优势区间，有效提升前后轴附着系数，但轮速降低会引起雪阻增大，二者之间存在一定的权衡关系。鉴于前轮接触原状深雪，其轮速变化对加速性能的影响程度高于后轮，前轮目标轮速应略大于后轮，牵引力控制系统须针对前后轴进行差异化参数匹配。

参考文献：

[1] 杨雅静.压实雪本构关系试验及仿真研究[D].中国民航大学,2024.

[2] 黄晗,李建桥,吴宝广,等.轻载荷条件下轻型车辆车轮牵引通过性模型的建立与验证[J].农业工程学报, 2015.

[3] 潘冬,陈朕,袁宝峰,等.火星车沉陷机理与脱困策略研究[J].机器人, 2022, 44(1):7.DOI:10.13973/j.cnki.robot.210258.

[4] Reece A R. Problems of soil vehicle mechanics[R]. Army Tank-automotive Center Warren Mi, 1964.

[5] Vasil'ev AV, Dokychaeva EN, Utkin-Lubovtsov OL. Effect of tracked tractor design parameters on tractive performance. Moscow: Mashinostroenie, 1969.

[6] Lyasko M. Slip sinkage effect in soil–vehicle mechanics[J]. Journal of Terramechanics, 2010, 47(1): 21-31.

[7] 金大玮, 李建桥, 党兆龙, 等. 滑转条件下月球车轮沉陷模型研究[J]. 航空学报, 2013, 34(5): 1215-1221.

[8] 闫清东,朱明,魏巍,等.半无限区域雪壤与车轮交互作用接触动力学特性分析[J].兵工学报,2024,45(3):925-933.

[9] 陈昕羽.基于 FEM-DEM 耦合的农用车辆轮胎与路面相互作用力学性能研究[D].盐城工学院,2025.

[10] 赵春来,臧孟炎.基于FEM/DEM的轮胎-沙地相互作用的仿真[J].华南理工大学学报(自然科学版),2015,43(8):75-81.

[11] 曲晓童,赵兰英,母刚,等.基于 EDEM 的采捕机械轮胎与滩涂土壤耦合性研究[J].机电产品开发与创新,2024,37(3):8-10.

[12] 郭小兵.基于 GPU 并行的多球 DEM-FEM 耦合方法及越野轮胎砾石路面行驶性能研究[D].华南理工大学,2022.

[13] 程国勇,王兆源,刘大海.太沙基地基极限承载力系数的进一步讨论[J].中国民航大学学报,2022,40(2):52-57.

[14] E. Seta et al., Prediction of snow/tire interaction using explicit FEM and FVM. Tire Sci.Technol. 31(3),173-188(2003).

[15] Hu C .Enhanced Tire–Snow Sinkage Modeling for Optimized Electric Vehicle Traction Control in Northern China Snow Conditions[J].World Electric Vehicle Journal, 2025.

[16] 余志生.汽车理论第五版.北京：机械工业出版社，2009.

[17] 李楠,高海波,吕凤天,等.车辙图像频域分析及星球车车轮滑转率估计方法[J].宇航学报, 2016, 37(11):9.

[18] 张振浩.双电机四驱电动汽车驱动防滑控制研究[D].吉林大学[2026-06-10].

[19] 闫清东,科蒂耶夫,魏巍,等.极地车辆车轮与雪壤交互作用模型研究综述[J].车辆与动力技术, 2021(4):8.

[20] 黄晗.深空探测车辆筛网轮牵引通过性研究[D].吉林大学,2017.

[21] 袁永丽.雪地车设计研究[D].中国石油大学,2009.DOI:10.7666/d.y1543214.

[22] 王继贤,陈焕明,张恒,等.双电机电动汽车驱动防滑控制[J].青岛大学学报(工程技术版), 2025(2).

[23] 宋炳潭,孙宾宾,葛文庆,等.双电机电动汽车驱动防滑转控制策略研究[J].现代制造工程, 2021(10):7.

融合智能轮胎信息的越野路面状态实时感知

钱百川，刘天奇，许男

汽车底盘集成与仿生全国重点实验室，长春　130025

摘　要：针对砾石、沙地和乡村土路等越野路面附着特性差异明显、路面识别与摩擦系数在线获取困难的问题，本文基于智能轮胎信号与底盘 CAN 信号，建立越野路面识别及摩擦信息融合方法。首先，搭建智能轮胎信号、底盘信号和 RT3000 同步采集的实车试验平台，对胎内信号进行高通滤波、角度域重采样、接地印迹提取和离散小波变换，构建单圈多尺度、多通道特征数据集；然后，引入 SE 注意力机制构建卷积神经网络，实现沥青、砾石、沙地和乡村土路四类路面的识别，并保留路面类别概率用于不确定性表征；在此基础上，采用简化 UniTire Ctrl 模型和动力学平衡残差递推估计路面摩擦系数，将路面识别得到的摩擦先验与动力学摩擦估计进行置信度融合。测试集总体识别准确率为 98.1%，沥青、砾石、沙地和乡村土路的分类正确率分别为 99.5%、95.7%、99.7%和 97.6%；沙地工况下动力学摩擦系数估计值由初值逐步收敛至 0.3～0.4 的低附着范围。砾石、沙地和乡村土路验证结果表明，融合摩擦系数能够在动力学信息不足时发挥路面先验的约束作用，并在动力学信息可辨识时保留在线修正能力。

关键词：智能轮胎；越野路面识别；动力学摩擦系数；信息融合

中图分类号：U461.1　　**文献标志码：**A

Real-Time Perception of Off-Road Surface States Based on Intelligent Tire Information Fusion

QIAN Baichuan,　LIU Tianqi,　XU Nan

State Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Jilin University, Changchun 130025, China

Abstract: Off-road surfaces such as gravel, sand, and rural dirt roads exhibit distinct and time-varying adhesion characteristics, while obtaining reliable surface and friction information online remains challenging. This paper develops an off-road surface recognition and friction information fusion method using intelligent-tire signals and chassis CAN signals. An on-vehicle test platform synchronously acquires intelligent-tire signals, chassis signals, and RT3000 data. The PVDF signals are processed by high-pass filtering, angular-domain resampling, contact-patch extraction, and discrete wavelet transform to construct single-revolution multiscale and multichannel features. A convolutional neural network with squeeze-and-excitation attention is then used to classify asphalt, gravel, sand, and rural dirt road surfaces, while the class-probability vector is retained for uncertainty characterization. A simplified UniTire Ctrl model and a dynamic-equilibrium residual feedback recursion provide a dynamic friction estimate, which is fused with the intelligent-tire friction prior using confidence weights. The overall test accuracy is 98.1%, and the class accuracies for asphalt, gravel, sand, and rural dirt road are 99.5%, 95.7%, 99.7%, and 97.6%, respectively. In the sand test, the dynamic friction estimate gradually converges from its initial value to the low-adhesion range of 0.3-0.4. Validation on gravel, sand, and rural dirt roads shows that the fused friction coefficient uses the surface prior when dynamic information is insufficient and retains online correction when the dynamic information is identifiable.

Keywords: intelligent tire; off-road surface recognition; dynamic friction coefficient; information fusion

1 引言

随着越野车辆、无人平台和特种车辆在复杂环境中的应用需求不断增加，非铺装路面条件下的安全行驶与稳定控制受到广泛关注[1-3]。与高速公路和城市道路相比，越野路面通常具有材质复杂、颗粒尺度和压实程度不均、附着水平变化明显等特点。车辆在砾石、沙地和乡村土路等路面行驶时，轮胎与路面的接触状态随局部路面结构变化，导致胎内响应和路面附着特性呈现较强的不确定性。

路面附着信息是车辆牵引、制动和稳定控制的重要基础。智能轮胎能够直接感知轮胎与路面接触过程中的局部响应，胎内 PVDF 信号包含与接地印迹和路面纹理相关的变化信息，可为越野路面识别提供新的信息来源。与车身响应相比，胎内信号具有接近接触区域、局部性强的特点，在路面类型发生变化时能够较快反映轮胎-路面相互作用的变化。

现有路面识别方法主要包括基于视觉、振动响应和机器学习的方法，智能轮胎信号结合深度学习能够从复杂时频特征中提取路面类别信息[8-11]。另一方面，基于车辆动力学模型的摩擦系数估计能够利用车辆响应对附着水平进行在线修正，但在小滑移或激励不足条件下可辨识信息有限，且容易受到模型不确定性和测量噪声影响[4-6]。因此，仅依赖单一路面识别或动力学估计难以兼顾响应速度与连续修正能力。

针对上述问题，本文围绕越野路面识别与摩擦信息融合开展研究：首先建立 PVDF 信号预处理、接地印迹提取和 DWT 多尺度特征构建流程；然后采用引入 SE 注意力机制的卷积神经网络进行路面识别，并以路面类别概率构建摩擦先验；进一步基于简化 UniTire Ctrl 模型和动力学平衡残差递推估计路面摩擦系数，最后依据两路信息的置信度实现摩擦系数融合。

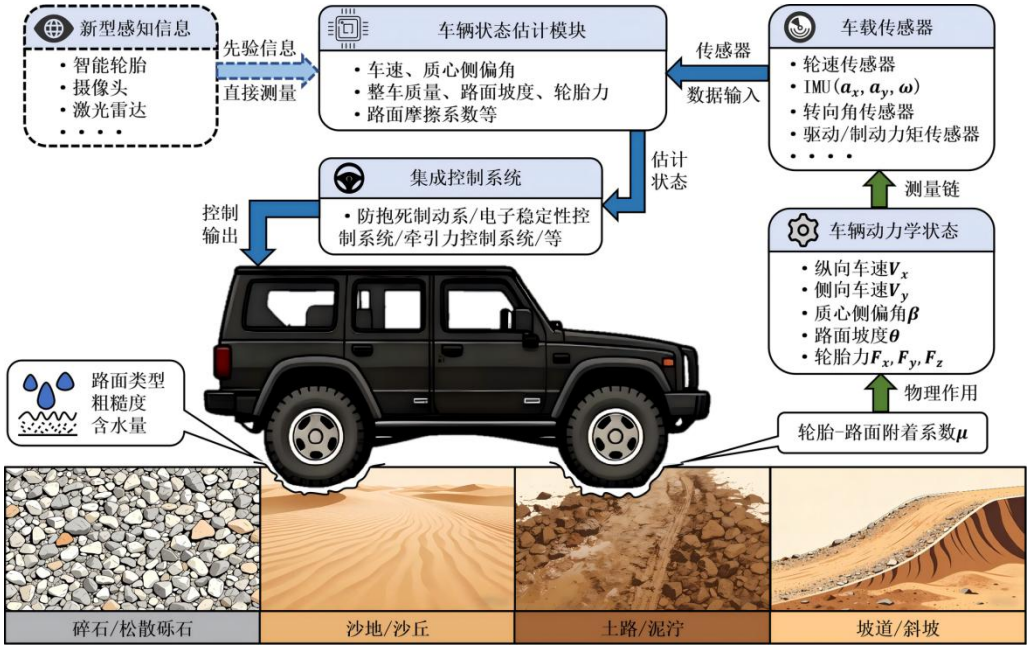


图 1　技术路线

2 试验平台与智能轮胎信号处理

2.1 多源信息同步采集平台

本文采用某车企 M18 型越野骡子车开展实车试验，测试轮位为右前轮，轮胎规格为倍耐力

275/65R20。在右前轮胎内侧表面沿胎宽方向布置 IN、M、OUT 三个 PVDF 传感器通道，分别表征胎宽方向不同位置的动态响应。PVDF 信号经轮端引出、滑环传输和车身侧信号放大调理后，接入 Dewesoft 数据采集系统，采样频率设置为 10 kHz。

底盘 CAN 信号通过 IOLITE 系列 CAN-FD 模块与采集系统同步记录车辆运动相关信号，RT3000 惯导系统记录车辆运动学和姿态信息。PVDF、CAN 和 RT3000 数据均由同一 Dewesoft X 采集设备同步记录，并统一时间基准，便于按时间顺序进行数据对齐、路面工况划分和融合验证。

试验工况覆盖沥青、砾石、沙地和乡村土路四类路面，并包含恒定工况与自由驾驶工况。路面识别数据用于构建分类数据集和摩擦先验，砾石、沙地和乡村土路工况用于验证路面识别、动力学摩擦估计及融合方法。

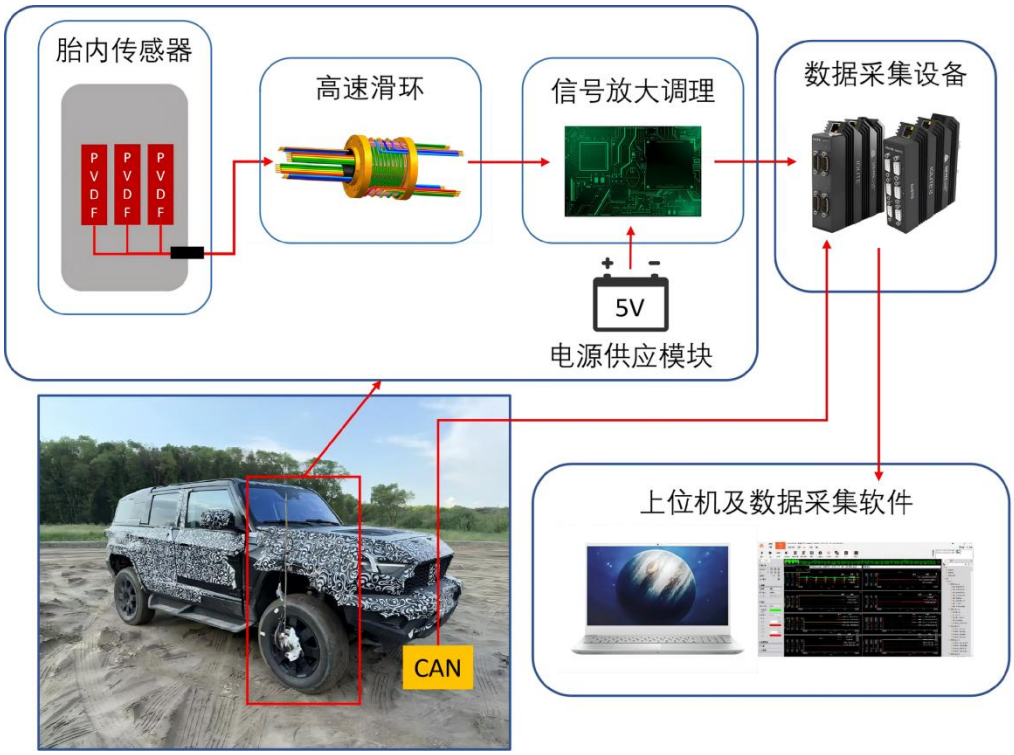


图 2　多源信息同步采集与智能轮胎试验平台

2.2 PVDF 信号预处理与接地印迹提取

PVDF 原始信号包含低频零偏、温度漂移和局部冲击等干扰。本文对 IN、M、OUT 三通道采用截止频率 3 Hz 的二阶巴特沃斯高通滤波，并进行双向滤波以避免相位偏移；随后依据峰值范围、峰间距和导数极值剔除异常片段，保留可用于接地印迹边界判定的信号。

PVDF 压电薄膜安装在轮胎内部，输出与胎体动态变形相关的电荷响应。轮胎滚动时，接地印迹的进入和离开使信号呈现相对稳定的周期结构，因此将每转信号按轮胎转角分段，在角度域内提取同一接地印迹对应的局部片段。

为使不同车速下的单圈样本具有可比长度，本文以轮胎转速获得累计转角，将 PVDF 时间序列重采样到统一角度网格。角度域变换保持了接地事件在每转中的相对位置，避免固定时间窗因车速变化而截取不同转角范围。

越野路面局部冲击可能造成峰值突变或短时失真。对每个候选片段进行幅值范围和连续性检查，异常片段不进入后续统计和训练，以降低冲击噪声对接地印迹边界和融合估计的影响。

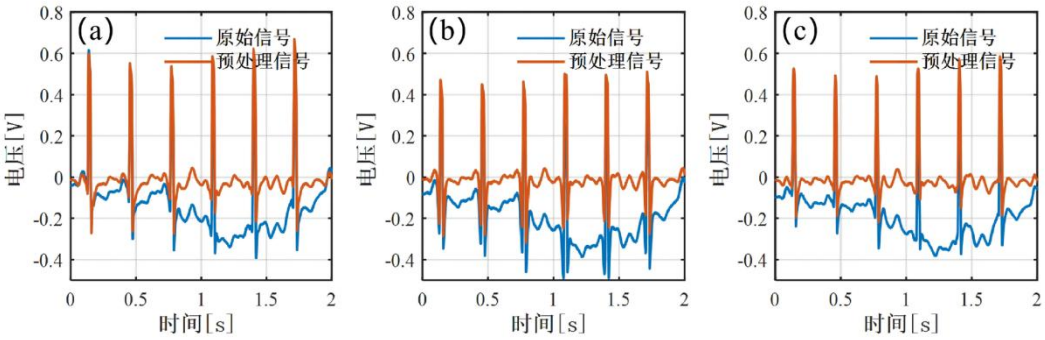


图 3　PVDF 信号预处理结果

以 PVDF-M 通道作为接地事件的主要定位通道，在角度域内按峰值和峰间距筛选候选峰，并用导数极值分别确定接地印迹的进入、离开边界。以边界为单位截取固定长度的 IN、M、OUT 三通道单圈样本，形成后续特征输入。

2.3 多尺度特征与数据集构建

为同时保留接地印迹的局部突变和跨角度尺度结构，本文对单圈 PVDF 样本进行 db4 小波四层离散小波变换（DWT），将信号分解为不同尺度的近似系数和细节系数。

本文采用 db4 基函数完成四层分解。D1、D2 主要反映较高频的局部细节，D3、D4 及近似系数反映较低频的结构变化；再将 IN、M、OUT 三通道系数组合为固定尺寸的单圈特征张量，输入 SE-CNN 进行路面分类。

路面识别数据集按单圈样本组织。沥青和砾石采用欠采样，沙地和乡村土路采用过采样，四类路面平衡后均为 2410 个样本，为 SE-CNN 训练及路面概率到摩擦先验的映射提供统一数据基础。

3 动力学摩擦系数估计

3.1 UniTire Ctrl 轮胎模型

为兼顾在线估计的实时性与可标定性，本文采用简化 UniTire Ctrl 轮胎模型。该模型保留完整 UniTire 对纯纵滑、纯侧偏及复合滑移工况的统一描述，并对刚度、摩擦系数和曲率因子进行等效简化。

纵滑刚度与垂向载荷采用线性关系，侧偏刚度保留随垂向载荷变化的非线性关系，可简写为：

$$K_x = k_x F_z;\quad K_y = \frac{k_{y1} F_z}{1 + k_{y2} F_z}$$

其中，F_z为轮胎垂向载荷，k_x、k_{y1}、k_{y2}为刚度参数。进一步忽略摩擦系数和曲率因子的纵、侧向差异：

$$\mu_x = \mu_y = \mu;\quad E_x = E_y = E$$

简化后，模型以滑移率κ_i、侧偏角α_i、垂向载荷$F_{z,i}$、轮胎运动速度v_i及摩擦系数μ为输入，输出第i个车轮的纵向力$F_{x,i}$和侧向力$F_{y,i}$。模型参数θ由对应轮胎台架试验数据辨识。其输入输出关系可写为：

$$[F_{x,i},\ F_{y,i}] = f_{UTC}(\kappa_i,\ \alpha_i,\ F_{z,i},\ v_i,\ \mu;\ \theta)$$

3.2 动力学平衡残差构造

基于 UniTire Ctrl 模型，首先利用 CAN 信号和试验标定参数获得各轮垂向载荷、滑移变量、轮胎运动速度及侧偏角，再以当前摩擦系数估计值计算四轮纵向力和侧向力。前轮转角使前轮轮胎坐标系与车辆坐标系存在方向差异，需将前轮力按转角变换后与后轮力合成。另一方面，底盘 CAN 信号提供纵向、侧向加速度测量值；将模型侧合力与实测加速度换算得到的车辆响应进行比较，构造

带方向的动力学平衡残差。该残差为正表示模型预测的合加速度高于实测值，为负则表示模型预测不足，因而可以驱动摩擦系数向相反方向修正。

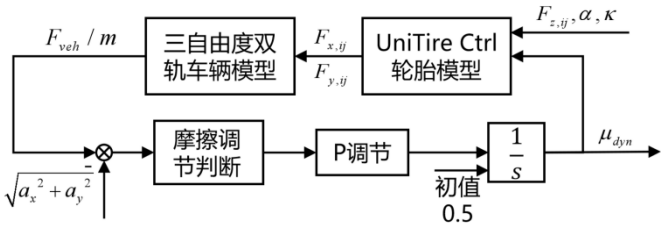


图 4　动力学摩擦系数估计结构

$$ma_{x,k} = F_{x,k};\quad ma_{y,k} = F_{y,k} \qquad 3$$

其中，m 为整车质量；$a_{x,k}$、$a_{y,k}$为第 k 个采样时刻的纵向和侧向加速度测量值；$F_{x,k}$、$F_{y,k}$为车辆坐标系下四轮轮胎力的纵向合力和侧向合力。该式把车辆平面运动响应写成模型轮胎力的直接约束。

$$F_{x,k} = F^{v}{}_{x,fl,k} + F^{v}{}_{x,fr,k} + F^{v}{}_{x,rl,k} + F^{v}{}_{x,rr,k};\quad F_{y,k} = F^{v}{}_{y,fl,k} + F^{v}{}_{y,fr,k} + F^{v}{}_{y,rl,k} + F^{v}{}_{y,rr,k} \qquad 4$$

其中，δ为前轮转角；UniTire Ctrl 模型首先给出各轮轮胎坐标系下的纵、侧向力，前轮力按δ变换到车辆坐标系后记为$F^{v}_{x,j,k}$、$F^{v}_{y,j,k}$，再与后轮力共同合成为$F_{x,k}$和$F_{y,k}$。

$$e_{dyn,k} = \frac{\sqrt{{F_{x,k}}^2 + {F_{y,k}}^2}}{m} - \sqrt{{a_{x,k}}^2 + {a_{y,k}}^2} \qquad 5$$

在相邻采样周期内，路面摩擦系数变化通常相对缓慢，可将其视为缓变量。动力学平衡残差采用模型预测合加速度幅值与实测合加速度幅值之差，保留残差正负方向。为便于说明，记模型预测合加速度幅值为a_k^{model}，实测合加速度幅值为a_k^{meas}，则$e_{dyn},k = a_k^{model} - a_k^{meas}$。$e_{dyn,k} > 0$ 表示当前摩擦系数下模型响应偏大，$e_{dyn,k} < 0$ 表示模型响应偏小；递推通过误差反馈逐步修正$\mu_{dyn,k}$。

3.3 摩擦系数递推与激励门控

$$\Delta\mu_k = clip(-\eta_0 q_k e_{dyn,k},\ -\Delta\mu_{max},\ \Delta\mu_{max});\quad \mu_{dyn,k+1} = sat\_[\mu_{min},\ \mu_{max}]\{\mu_{dyn,k} + \Delta\mu_k\} \qquad 6$$

实际车载信号中的残差还受到轮胎模型不确定性、加速度测量噪声和局部冲击影响。若在弱激励或异常扰动区间持续更新，摩擦系数容易产生非物理漂移，因此本文利用q_k引入激励判据和异常残差抑制。

式（6）中，η_0为基础更新增益，q_k为更新权重，$\Delta\mu_{max}$为单步增量上限，sat将$\mu_{dyn},k+1$ 限制在$[\mu_{min},\mu_{max}]$的物理范围内。根据误差反馈方向定义，更新增益的符号与残差方向共同决定摩擦系数的增减；单步限幅用于抑制短时波动引起的估计跳变。

$$A_k = \sqrt{({a_{x,k}}^2 + {a_{y,k}}^2)},\quad q_k = 0\ （A_k < A_{min}或|e_{dyn,k}| > e_{max}），其他情况 q_k \in (0,\ 1] \qquad 7$$

其中，A_k为车辆纵、侧向合加速度幅值，A_{min}为最小有效激励阈值，e_{max}为异常残差阈值。当$A_k < A_{min}$时，残差对摩擦系数不敏感；当$|e_{dyn},k| > e_{max}$时，当前残差可能由冲击或模型失配引起。两种情况下均令$q_k = 0$ 冻结更新，其余区间令q_k在(0,1]内随激励水平和残差稳定性取值。

3.4 沙地试验结果分析

为验证动力学摩擦系数估计算法，选取沙地圆广场实车工况进行分析。车辆全程在沙地路面行驶，摩擦系数估计初值取 0.6；考虑沙地介质松散程度、压实状态和车轮滑转对附着水平的影响，本文以 0.3～0.4 作为参考范围。由图 5 可见，试验开始阶段车辆动力学响应较弱，估计值保持在初值 0.6 附近；随着工况推进，估计值下降至约 0.45，并在约 16 s 附近进一步进入 0.3～0.4 范围。该过程

体现了残差反馈在有效激励出现后对初值的阶段性修正，而不是在所有采样时刻无条件连续更新。

图 5 给出了沙地圆广场工况下的动力学摩擦系数估计结果及其对应的车辆响应曲线。试验开始阶段动力学激励较弱，估计值主要受初值 0.6 影响；随着轮胎-路面作用增强，约 16 s 附近残差和轮速波动同步增大，更新权重允许估计值进一步调整并进入 0.3～0.4 的沙地参考范围。残差较小或出现异常尖峰时，门控和单步限幅抑制估计抖动。

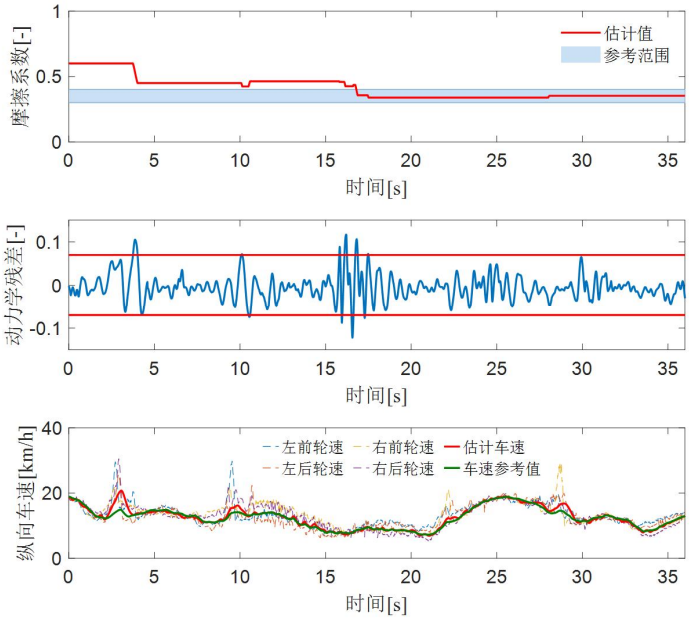


图 5　沙地圆广场工况下动力学摩擦系数估计结果

4 智能轮胎路面识别与摩擦信息融合

4.1 基于 SE-CNN 的路面识别

本节面向沥青、砾石、沙地与乡村土路四类典型路面建立智能轮胎路面识别模型，目标是在不引入额外传感器的前提下，仅利用胎内 PVDF 信号所反映的轮胎-路面接触特征差异，实现路面类别的在线分类，并输出路面类别概率向量。该概率输出用于表征样本对各路面类别的归属程度，为摩擦先验构建提供输入，并在后续融合环节中承担摩擦先验可信度表征的基础量。

类别编号按照沥青、砾石、沙地和乡村土路依次设置。

在此基础上，路面识别模型需要在有限样本条件下充分利用多尺度特征张量中的局部结构信息，并输出稳定的概率分布以支撑后续摩擦先验构建。本文输入特征由离散小波变换得到，其在尺度维度上刻画不同分辨率下的细节成分，在序列维度上反映接地印迹窗口内特征沿角度域的分布差异，同时包含 IN/M/OUT 三通道信息。该类特征具有明显的局部相关性与结构重复性，适于采用卷积运算在局部邻域内提取判别模式；同时，卷积层的权值共享机制能够在保证表达能力的前提下控制参数规模，有利于降低计算负担。基于上述考虑，本文选取卷积神经网络（Convolutional Neural Network，CNN）作为路面识别网络的主体结构。

在卷积特征提取过程中，SE 模块对卷积输出的各通道响应进行自适应重标定。

分类头部网络用于将卷积主干输出的高维特征映射转换为路面类别概率。该部分首先采用全局平均池化对空间维度进行压缩，得到通道级特征表示；随后通过全连接层完成特征空间到类别空间的映射，并在全连接层之间引入 Dropout 以降低过拟合风险；最终经 Softmax 输出四类路面的概率向量。该网络在参数规模相对可控的前提下，实现了多尺度细节成分与多通道接触响应差异的联合表征，为路面分类结果输出及后续摩擦先验构建提供了基础。网络层级配置和训练参数根据试验数据完成设置。

采用交叉熵损失和 Adam 优化器训练后，训练与验证准确率在迭代初期快速提升，随后逐渐进入稳定区间；训练与验证损失整体呈下降趋势并在后期保持较低水平，表明网络参数优化过程能够有效收敛。训练曲线局部波动主要与小批量随机优化过程中批次样本难度及统计特性差异有关，训练与验证曲线总体趋势一致，且验证指标未出现明显退化，说明模型具有稳定的泛化表现。

本文利用第一部分构建的单圈 PVDF 多尺度、多通道特征开展路面识别，路面类别包括沥青、砾石、沙地和乡村土路。智能轮胎可用于表征轮胎-路面相互作用和路面类型，已有研究也采用胎内传感信号开展路面分类[8-11]。识别网络采用卷积神经网络并引入 SE（Squeeze-and-Excitation）注意力机制[14]：卷积、批量归一化和 ReLU 模块用于提取局部时频特征，SE 模块通过全局信息建模通道权重，对不同通道和特征尺度进行重新标定，随后经全局池化、全连接层和 Dropout 完成特征映射，最终由 Softmax 输出四类路面的概率向量。网络输入尺寸为 4×70×3，训练采用交叉熵损失和 Adam 优化器，初始学习率为 0.001。

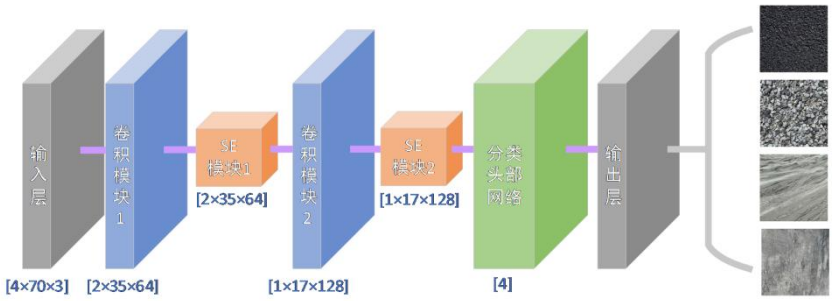


图 6　SE-CNN 路面识别网络结构

测试集结果显示，SE-CNN 总体识别准确率为 98.1%，沥青、砾石、沙地和乡村土路的分类正确率分别为 99.5%、95.7%、99.7%和 97.6%。错误样本主要集中在砾石与乡村土路之间，说明两类非铺装路面在部分工况下的胎内响应存在一定相似性。本文保留 Softmax 概率向量而非仅输出最大概率类别，使路面过渡或特征不显著时的概率离散程度能够用于表征识别不确定性。

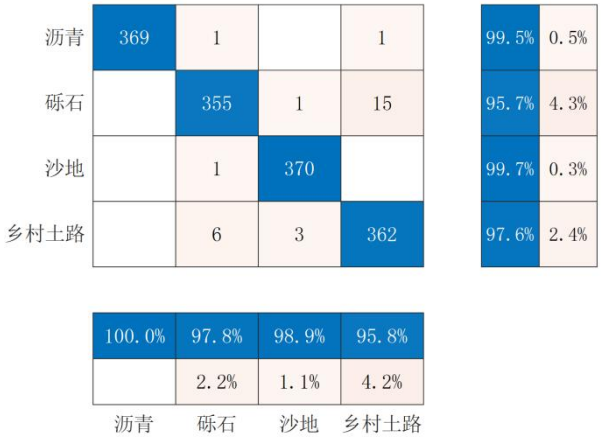


图 7　SE-CNN 测试集混淆矩阵

表 1　SE-CNN 路面识别结果

路面类型	平衡后样本数	识别正确率
沥青	2410	99.5%
砾石	2410	95.7%
沙地	2410	99.7%
乡村土路	2410	97.6%

4.2 摩擦先验及其不确定性表征

不同路面类型在轮胎-路面接触特性和材料特性上具有不同的统计附着水平。根据路面类别与附着系数映射以及道路交通事故车辆速度鉴定标准[13]，沥青、砾石、沙地和乡村土路的代表性摩擦系数分别取 0.90、0.60、0.35 和 0.55。对于 SE-CNN 输出的路面类别概率向量 p，本文采用概率加权期望构建摩擦先验，其中 p_i 为第 i 类路面的预测概率，mu_i 为对应类别的代表性摩擦系数。概率加权能够在路面类别过渡时形成平滑的先验变化，避免硬切换引起的附着输入突变。

$$\mu_{\text{prior},k} = \sum_{i=1}^{K} p_{i,k}\,\mu_i \tag{8}$$

表 2　路面类别与摩擦先验取值

路面类型	附着系数范围	本文代表值
沥青	0.80~0.95	0.90
砾石	0.60~0.70	0.60
沙地	0.30~0.40	0.35
乡村土路	0.50~0.60	0.55

除先验摩擦数值外，识别概率的集中程度也影响其可靠性。本文采用归一化信息熵表征先验不确定性，定义先验置信度，其中 K 为路面类别数。当概率在某一类别上显著占优时，熵较小、置信度较高；当概率分布接近均匀时，熵增大、置信度降低。该置信度作为后续摩擦融合的先验权重依据。

$$H(p_k) = -\sum_{i=1}^{K} p_{i,k}\log p_{i,k}, \qquad C_{\text{prior},k} = 1 - \frac{H(p_k)}{\log K} \tag{9}$$

4.3 基于置信度的摩擦融合与反馈

动力学摩擦估计和智能轮胎摩擦先验具有互补性，这与模型信息和胎内信息协同估计轮胎-路面作用的研究思路一致[7,12]。智能轮胎路面识别能够在路面类型发生变化时提供快速的附着范围约束，但其本质上反映的是路面类别的代表性水平，难以描述同一类别内部由含水量、松散度和压实程度等因素引起的连续差异；动力学摩擦估计能够依据车辆响应进行在线修正，但在轮胎处于小滑移线性区或车辆激励不足时，可辨识信息有限。

为判定动力学信息是否可用于融合，本文引入动力学信息可用性门控变量。当车辆激励满足设定判据且动力学残差未触发异常抑制时，动力学摩擦通道处于可更新状态；当激励不足或残差异常时，动力学通道冻结，避免将没有物理意义的残差波动用于权重计算。动力学摩擦置信度由残差水平和信息可用性共同确定，残差越小且动力学通道可用时，动力学信息的融合贡献越大。

在融合权重分配中，将先验置信度和动力学置信度归一化后获得两路权重，并构造加权融合摩擦系数，其中$w_prior + w_dyn = 1$。当动力学信息不可用时，融合输出由智能轮胎先验主导；当动力学信息可用且残差较小时，提高动力学估计权重，使融合结果能够反映同一类别内部的附着差异。路面切换初期动力学残差可能短时增大，降低动力学贡献可避免过渡阶段异常波动主导融合输出。

$$\mu_{\text{fuse},k} = w_{\text{prior},k}\mu_{\text{prior},k} + w_{\text{dyn},k}\mu_{\text{dyn},k}, \qquad w_{\text{prior},k} + w_{\text{dyn},k} = 1 \tag{10}$$

$$w_{\text{prior},k} = \frac{C_{\text{prior},k}}{C_{\text{prior},k} + C_{\text{dyn},k}}, \qquad w_{\text{dyn},k} = \frac{C_{\text{dyn},k}}{C_{\text{prior},k} + C_{\text{dyn},k}} \tag{11}$$

越野工况中的冲击扰动和测量噪声会造成局部波动，因此本文对融合结果进行一阶平滑，得到最终融合摩擦系数。由此形成“胎内信号路面识别-摩擦先验构建-动力学摩擦估计-置信度融合”的闭环流程。

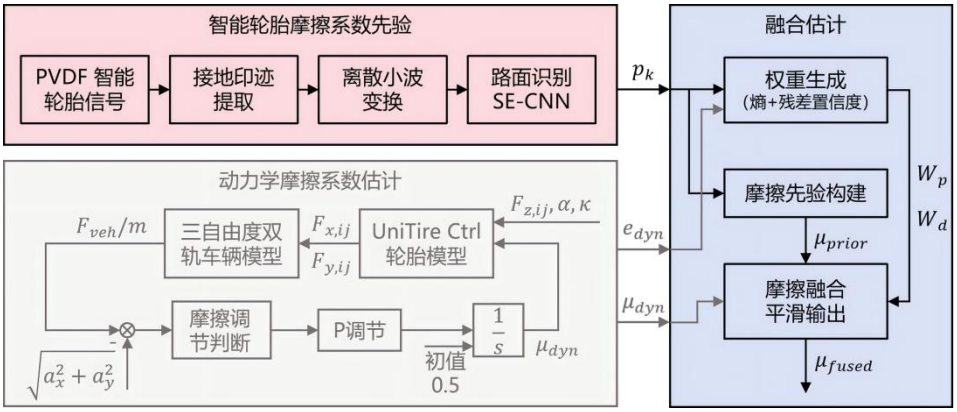


图 8　智能轮胎先验与动力学摩擦信息融合框架

4.4 融合摩擦系数验证

本文在 Matlab/Simulink 平台将训练完成的 SE-CNN 路面识别模型嵌入摩擦信息融合流程，利用路面类别概率构建摩擦先验，并与动力学摩擦估计进行置信度融合。选取砾石、沙地和乡村土路三类越野路面进行验证，分别统计路面识别主类占比、动力学摩擦估计、摩擦先验和融合摩擦系数，结果如图 9～图 11 所示。

在砾石工况下，识别输出以砾石类别为主，砾石主类占比为 97.7%。摩擦先验整体与砾石路面附着水平相符，融合输出在先验约束下保持连续平滑；在动力学信息更新受限的弱激励区间，融合结果更多体现先验约束，避免附着输入偏离合理范围。

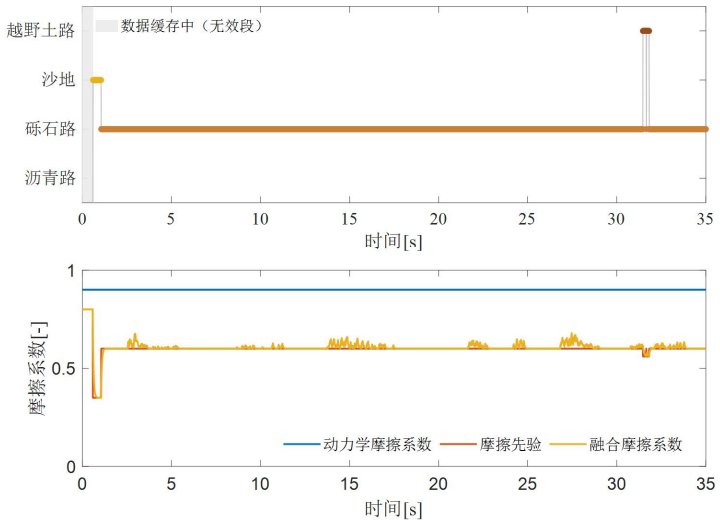


图 9　砾石路面下路面识别与摩擦融合结果

在沙地工况下，沙地类别占比为 99.6%，路面识别输出稳定。由于沙地附着水平较低，摩擦先验对融合输出的约束作用更加突出，融合摩擦系数保持在低附着水平附近并具有较好的连续性，说明先验信息能够在低附着和弱激励条件下补充动力学摩擦估计的信息不足。

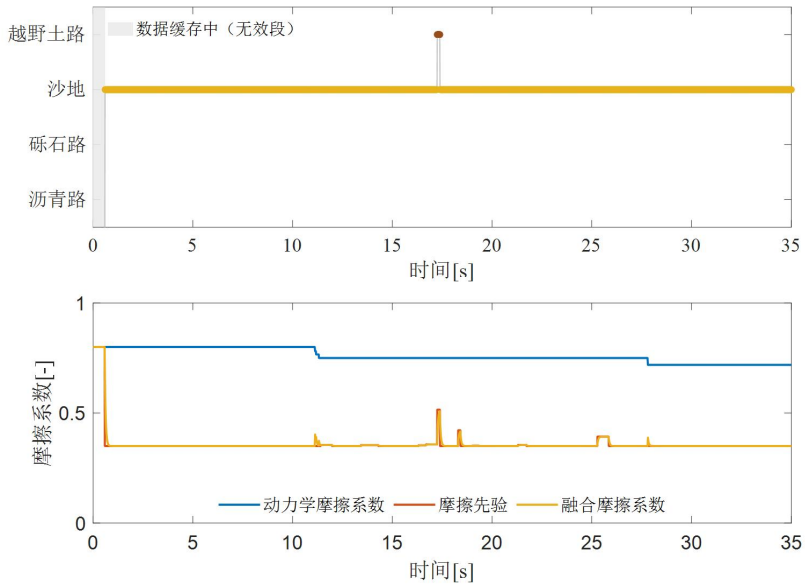


图 10　沙地路面下路面识别与摩擦融合结果

在乡村土路工况下，乡村土路主类占比为 96.1%，另有 3.9%的样本被识别为沙地。分类波动造成摩擦先验局部扰动，但融合输出仍保持较好的连续性和平滑性，结果如图 11 所示。

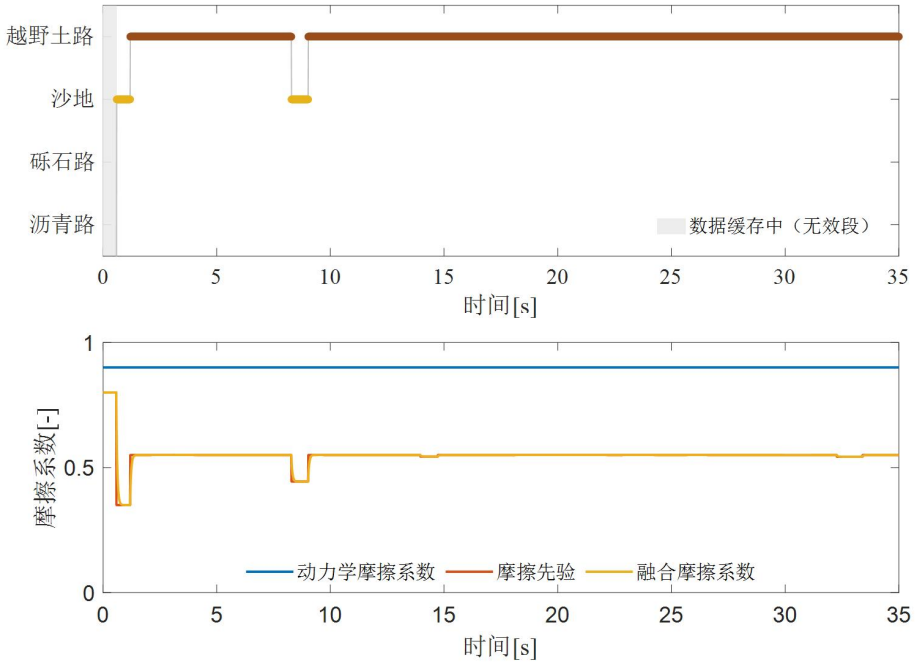


图 11　乡村土路下路面识别与摩擦融合结果

综合三类路面结果可知，路面识别输出在各路面类内均保持稳定，可作为摩擦先验输入；融合摩擦输出在数值上受先验约束，同时保留动力学信息对工况变化的修正能力，并通过平滑处理抑制短时扰动。路面识别与动力学摩擦估计的互补使用，有助于在路面切换和动力学信息不足时获得连续、稳定的附着信息。

5 结论

本文面向砾石、沙地和乡村土路等越野路面条件下的路面识别与摩擦信息获取问题，建立基于智能轮胎 PVDF 信号的路面识别方法，并研究动力学摩擦系数估计及两路信息的置信度融合。主要结论如下：

（1）搭建了智能轮胎实车试验平台，实现 PVDF、底盘 CAN 和 RT3000 数据同步采集。针对胎内信号采样率高、随车轮转动呈单圈响应的特点，建立了高通滤波、角度域重采样、接地印迹识别、单圈样本构建及 DWT 多尺度特征提取流程。

（2）采用简化 UniTire Ctrl 模型和动力学平衡残差递推实现路面摩擦系数估计。沙地试验表明，估计值能够由较高初值逐步收敛至 0.3～0.4 的低附着范围；在弱激励和异常扰动条件下，激励判据与残差抑制机制能够限制非物理漂移。

（3）基于 PVDF 信号建立了 SE-CNN 路面识别模型，沥青、砾石、沙地和乡村土路四类路面的测试集总体准确率为 98.1%。根据路面类别概率构建摩擦先验，并以归一化信息熵表征先验置信度；结合动力学激励判据、异常残差抑制和动力学残差置信度，建立两路附着信息的自适应融合方法。

（4）砾石、沙地和乡村土路验证结果表明，路面识别主类占比分别为 97.7%、99.6%和 96.1%。融合摩擦系数能够在动力学信息可辨识性较低时发挥路面先验的约束作用，在动力学信息有效时保留其在线修正能力，并通过平滑处理抑制分类波动和局部冲击引起的附着输入扰动。

本文的验证主要基于现有越野路面数据和 Matlab/Simulink 平台，后续仍需扩展附着突变、不同路面组合和更强冲击扰动工况，并开展算法在线部署与闭环实车验证。

参考文献：

[1] Beycimen S, Ignatyev D, Zolotas A. A comprehensive survey of unmanned ground vehicle terrain traversability for unstructured environments and sensor technology insights[J]. Engineering Science and Technology, an International Journal, 2023, 47: 101457.

[2] Taheri Sh, Sandu C, Taheri S, et al. A technical survey on terramechanics models for tire-terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles[J]. Journal of Terramechanics, 2015, 57: 1-22.

[3] Badar T, Backman J, Visala A. Vehicle modeling and state estimation for autonomous driving in terrain[J]. Control Engineering Practice, 2024, 152: 106046.

[4] Acosta M, Kanarachos S, Blundell M. Road friction virtual sensing: a review of estimation techniques with emphasis on low excitation approaches[J]. Applied Sciences, 2017, 7(12): 1230.

[5] 郭孔辉. UniTire 统一轮胎模型[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 90-99.

[6] Gong C, Zong C, Lu D, et al. Estimation of tire-road friction coefficient based on the UniTire model[C]. CVCI, 2022: 1-6.

[7] Gu T, Li B, Quan Z, et al. A novel estimation method for tire-road friction coefficient using intelligent tire and tire dynamics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 235: 112872.

[8] Yang S, Chen Y, Shi R, et al. A survey of intelligent tires for tire-road interaction recognition toward autonomous vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2022, 7(3): 520-532.

[9] Khaleghian S, Taheri S. Terrain classification using intelligent tire[J]. Journal of Terramechanics, 2017, 71: 15-24.

[10] Kim H-J, Han J-Y, Lee S, et al. A road condition classification algorithm for a tire acceleration sensor using an artificial neural network[J]. Electronics, 2020, 9(3): 404.

[11] Dózsa T, Jurdana V, Šegota S B, et al. Road type classification using time-frequency representations of tire sensor signals[J]. IEEE Access, 2024, 12: 53361-53372.

[12] Hu J, Rakheja S, Zhang Y. Real-time estimation of tire-road friction coefficient based on lateral vehicle dynamics[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, 2020, 234(10-11): 2444-2457.

[13] 道路交通事故车辆速度鉴定: GB/T 33195-2016[S]. 2016-12-13.

[14] Hu J, Shen L, Albanie S, et al. Squeeze-and-Excitation networks[J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 2020, 42(8): 2011-2023.

基于改进相平面稳定判据的六轮越野底盘直接横摆力矩控制研究

林昕泽，刘华明，许小伟

武汉科技大学 汽车与交通工程学院，湖北 武汉 430081

摘　要：本文针对传统β-β相平面法采用双线法划分稳定域忽略ω约束、操稳矛盾、线性比值粗糙的问题和六轮越野底盘在恶劣工况（如低路面附着系数工况）下横向稳定性难以控制的问题，提出将 β 约束和 ω 约束统一纳入同一个距离度量框架，通过修正 Sigmoid 函数生成连续幅值位置风险指标，并加入方向因子预判失稳趋势和距离风险边界得到综合稳定性评价指标。随后，基于二自由度三轴车辆动力学模型搭建上层 MPC 控制器+下层 QP 力矩分配控制器的分层架构 DYC 控制器，并依据上述位置风险指标和稳定性评价指标实现状态误差加权矩阵 Q 控制增量加权矩阵 M 的自适应调参。最后，通过 Simulink 和 TruckSim 的联合仿真平台，开展了在不同路面附着系数下的双移线工况仿真，得出在 vx=30km/h，μ=0.2 工况下，设计的控制器相较于无控制，相较于无控制组，质心侧偏角绝对值最大值优化 32.02%，平均值优化 34.62%，标准差优化 31.54%；横摆角速度绝对值优化 7.42%，平均值优化 6.84%，标准差优化 8.14%。

关键词：六轮越野底盘；直接横摆力矩控制；相平面；稳定性判据；转矩分配

中图分类号：TH13　　**文献标识码：**A

Research on Direct Lateral Force Torque Control of Six-Wheeled Off-road Chassis Based on Improved Phase Plane Stability Criterion

LIN Xinze, LIU Huaming, XU Xiaowei

School of Automotive and Traffic Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, Hubei, China

Abstract: This paper addresses the issues of the traditional β-β phase plane method, which neglects the ω constraints, control and stability contradictions, and the roughness of linear ratios when dividing the stable domain using the double-line method. It also addresses the problem that the lateral stability of a six-wheel off-road chassis is difficult to control under harsh conditions (such as low road adhesion coefficient conditions). To address these problems, this paper proposes to integrate the β constraints and ω constraints into the same distance measurement framework. It generates a continuous amplitude position risk index by modifying the Sigmoid function and incorporates the direction factor to predict the instability trend and obtain a comprehensive stability evaluation index. Subsequently, a hierarchical DYC controller with an upper-level MPC controller and a lower-level QP torque allocation controller is built based on a two-degree-of-freedom three-axis vehicle dynamics model. Based on the above position risk index and stability evaluation index, the adaptive parameter adjustment of the state error weighted matrix Q control incremental weighted matrix M is realized. Finally, through the joint simulation platform of Simulink and TruckSim, simulations of double-track shifting conditions

under different road adhesion coefficients were conducted. It was found that under the condition of vx = 30 km/h and μ = 0.2, compared with the no-control group, the designed controller achieved an optimization of the maximum absolute value of the center of mass deflection angle by 32.02%, an average value optimization of 34.62%, and a standard deviation optimization of 31.54%; the absolute value of the yaw rate was optimized by 7.42%, the average value was optimized by 6.84%, and the standard deviation was optimized by 8.14%.
Keywords: Six-wheel off-road chassis; direct yaw moment control; phase plane; stability criterion; torque distribution

0 前言

多轴分布式驱动车辆凭借各轮驱动/制动力矩独立可控、结构布置灵活、通过性与载重能力突出等优势，在重型运输、特种越野、无人地面平台等场景中得到日益广泛的应用[1][2][3][4]。由于取消了集中式传动系统，六轮（三轴）车辆可实现多轮力矩的独立分配，为通过直接横摆力矩控制（Direct Yaw-moment Control, DYC）提升横向稳定性提供了更大的控制自由度[5][6]。然而，与常规二轴四轮车辆相比，六轮车的质心位置、轴距分配及轮胎垂向载荷分布均发生显著变化，其横摆—侧偏耦合动力学特性更为复杂，在极限工况下更容易发生侧滑、甩尾等失稳现象[7][8]。因此，针对六轮分布式驱动车辆开展横向稳定性控制研究具有重要的理论与工程意义。

直接横摆力矩控制通过在左、右两侧车轮间产生力矩差形成附加横摆力矩，是提高车辆横摆稳定性、抑制质心侧偏角过大的主要手段之一[5][6][9]。一个完整的 DYC 系统通常包含"稳定性判据—力矩决策—力矩分配"三个环节[10][11]。其中，稳定性判据决定了控制介入的时机与强度，是保证控制性能的前提：若判据过于保守，则控制频繁介入、干涉驾驶员正常操作并增加能耗；若判据过于宽松，则车辆在达到失稳临界后才介入控制，难以保证安全[12][13]。因此，稳定性判据的准确性与适应性对 DYC 系统性能具有决定性影响。

相平面法是目前应用最为广泛的车辆稳定性判据方法之一，其本质是通过质心侧偏角 β 及其导数 $\dot{\beta}$ 构成的相轨迹刻画车辆的非线性稳定特性，并据此划分稳定域与失稳域[13][14][15]。围绕相平面稳定域的获取与边界划分，学者们开展了大量研究：文献[16]提出六线法将相平面细化为稳定区、临界稳定区与非稳定区三个区域；文献[17]采用双平行线近似稳定域边界，并建立了边界斜率、截距与路面附着系数、车速及前轮转角的数学表达式；文献[18]基于相平面理论将车辆工作区间划分为稳定域、过渡域与失稳域，用于协调四轮转向与 DYC 的权重；文献[11]基于相平面失稳判断设计影响因子，以调整附加横摆力矩与转矩分配权重。此外，部分研究还将相平面稳定判据与滑模控制[19][20]、模型预测控制[10][11][21]等方法相结合，进一步提升了控制效果。

然而，现有基于相平面的稳定性判据大多针对二轴四轮车辆建立与标定，其稳定域边界是在特定轴距、质心位置和载荷分布条件下得到的。对于六轮（三轴）分布式驱动车辆，中间轴的存在改变了车辆的横摆惯性矩、侧偏刚度合成方式及各轴轮胎侧向力的分配关系，其 β-$\dot{\beta}$ 相平面稳定域的形状与边界参数与四轮车存在明显差异，直接套用传统判据易导致稳定状态的误判[3][7][8]同时，现有研究对六轮车稳定域边界随轴距、质心位置、附着系数等多因素变化的规律刻画不足，缺乏面向六轮车的系统性改进判据。

针对上述问题，本文以某六轮分布式驱动车辆为研究对象，围绕"改进相平面稳定判据"与"直接横摆力矩控制器设计"开展研究。首先，建立六轮车二自由度动力学模型；其次，考虑路面附着系数、车速、前轮转角及轴距分布等多因素影响，提出一种改进的相平面稳定判据，实现稳定域、临界域与失稳域的精细化划分；再次，基于该判据设计分层式直接横摆力矩控制器，上层决策期望附加横摆力矩，下层以轮胎负荷率最小为目标完成六轮力矩优化分配；最后，通过双移工况的联合仿真验证所提方法的有效性。

1 六轮车动力学建模

1.1 六轮车二自由度动力学模型

基于现有的六轮全地形越野平台实车数据，搭建二自由度三轴车辆前轮转向模型如图1所示，模型忽略悬架作用、空气阻力及因垂直载荷分布变化导致的轮胎特性变化，不考虑转向时引起的侧倾运动和俯仰运动，且假设轮胎的侧偏特性为线性[16]。上层控制器发出的转向指令为前轮转角δ，O1为车辆的瞬时转向中心，认为车辆质心速度在OX轴的速度分量不变, 因此二自由度分别为沿OX轴的纵向运动和OZ轴的横摆运动。

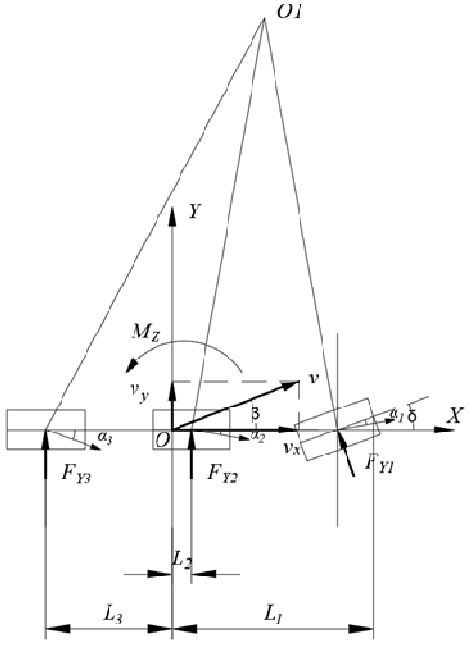


图 1　二自由度三轴车辆前轮转向模型示意图

Fig.1　Schematic diagram of the two-degree-of-freedom three-axis vehicle front wheel steering model

侧向、横摆运动微分方程：

$$m\left(\dot{v}_y + v_x\omega_r\right) = F_{Y1}\cos\delta_f + F_{Y2} + F_{Y3} \tag{1}$$

$$I_z\dot{\omega}_r = (F_{Y1}\cos\delta_1)L_1 + F_{Y2}L_2 - F_{Y3}L_3 + \Delta M_z \tag{2}$$

1.2 预测模型推导

由于 $\beta = \text{atan}\left(v_y / v_x\right)$ 且期望质心侧偏角 β_{des}^{*} 为 0，因此可将质心侧偏角等效简化为 $\beta \approx v_y / v_x$。将式(3.1)和(3.2)调整后可得系统非线性状态空间方程：

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{f}\left(\boldsymbol{x}, u\right) \tag{3}$$

$$\begin{bmatrix}\dot{\beta}\\ \dot{\omega}_r\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\dfrac{1}{mv_x}\left(F_{Y1}\cos\delta_f + F_{Y2} + F_{Y3}\right) - \omega_r\\ \dfrac{1}{I_z}\left[(F_{Y1}\cos\delta_1)l_1 + F_{Y2}l_2 - F_{Y3}l_3 + \Delta M_z\right]\end{bmatrix} \tag{4}$$

其中，状态向量 $\boldsymbol{x} = \left[\beta, \omega_r\right]^T$，输入 $u = \Delta M_z$。

随后将非线性状态空间方程线性化，即在平衡点$(\beta=0,\omega_r=0,\Delta M_z=0)$泰勒展开，忽略高阶项，可得：

$$(\boldsymbol{x},\boldsymbol{u})=\frac{\partial \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x},u)}{\partial \boldsymbol{x}}\boldsymbol{x}+\frac{\partial \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x},u)}{\partial u}u+\boldsymbol{f}(0,0) \tag{5}$$

展开为标准状态空间方程形式：

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}}=\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{B}u+\boldsymbol{E}\\ \boldsymbol{y}=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}\end{cases} \tag{6}$$

其中：$\boldsymbol{A}=\dfrac{\partial \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x},u)}{\partial \boldsymbol{x}}=\left[\dfrac{\partial \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x},u)}{\partial \beta},\dfrac{\partial \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x},u)}{\partial \omega_r}\right]$　　$u=\Delta M_z$

$$\boldsymbol{B}=\frac{\partial \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x},u)}{\partial u}\qquad \boldsymbol{C}=\begin{bmatrix}1&0\\0&1\end{bmatrix}\qquad \boldsymbol{E}=\boldsymbol{f}(0,0)$$

侧偏角简化后的轮胎侧偏力 F_y 近似计算式为：

$$F_{Yi}=k_i\alpha_i\qquad \begin{cases}\alpha_1\approx\beta+\dfrac{l_1\omega_z}{v_x}-\delta_1\\ \alpha_2\approx\beta+\dfrac{l_2\omega_z}{v_x}\\ \alpha_3\approx\beta-\dfrac{l_3\omega_z}{v_x}\end{cases} \tag{7}$$

矩阵 A 完整展开，得：

$$\mathrm{A}=\begin{pmatrix}-\dfrac{k_1+k_2+k_3}{mv_x} & -1+\dfrac{l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3}{mv_x^2}\\ -\dfrac{l_1k_1+l_2k_2-l_3k_3}{I_z} & -\dfrac{l_1^2k_1+l_2^2k_2+l_3^2k_3}{I_zv_x}\end{pmatrix} \tag{8}$$

矩阵 B 完整展开，得：

$$\mathrm{B}=\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{1}{I_z}\end{bmatrix} \tag{9}$$

E 矩阵，即原点处状态空间方程的值完整展开为：

$$\boldsymbol{f}(0,0)=\begin{bmatrix}\dfrac{-k_1\delta_1\cos\delta_1}{mv_x}\\ \dfrac{-k_1l_1\delta_1\cos\delta_1}{I_z}\end{bmatrix}\approx\begin{bmatrix}-\dfrac{k_1}{mv_x}\\ -\dfrac{k_1l_1}{I_z}\end{bmatrix}\delta_1 \tag{10}$$

1.3 参考模型与理想状态

仿真需要设置理想横摆角速度和理想横摆质心侧偏角与实际值进行比较来验证控制器是否起到

了优化的效果以及效果的好坏，这里依旧使用线性二自由度模型进行计算，得到六轮车稳定性因数如下所示：

$$K_s = \frac{m}{L^2} \cdot \frac{l_1 l_2 k_2 + l_1 l_3 k_3 - l_2 l_3 k_2 - l_2 l_3 k_3}{k_1 k_2 k_3} \tag{11}$$

故理想横摆角速度：

$$\omega_{des} = \frac{v_x \delta_f}{L(1 + K_s v_x^2)} \tag{12}$$

理想质心侧偏角：

$$\beta_{des} = (\frac{l_3}{v_x^2} + \frac{m l_1}{k_3 L}) \frac{v_x^2 \delta_f}{L(1 + K_s v_x^2)} \tag{13}$$

2 相平面稳定判据及其改进

2.1 传统β-β相平面法及缺点

相平面法是针对二阶及以下非线性系统的图解方法，可以通过相轨迹的运动趋势对系统的稳定状态进行判断，无需求解复杂的非线性方程，在车辆底盘控制中得到了广泛使用。

从简化模型同时保留非线性特征的角度考虑，本项目使用结合魔术公式轮胎模型的车辆非线性二自由度模型绘制质心侧偏角-质心侧偏角速度相平面，在每一个特定的车速 v_x、转向角δ、路面附着μ下，以各种横摆角速度、质心侧偏角为初始条件，不断遍历相平面变化曲线，并将每一种初始横摆角速度、质心侧偏角下的相平面变化曲线集中到一张图，放大中心区域，得到如下所示的典型相平面图像：

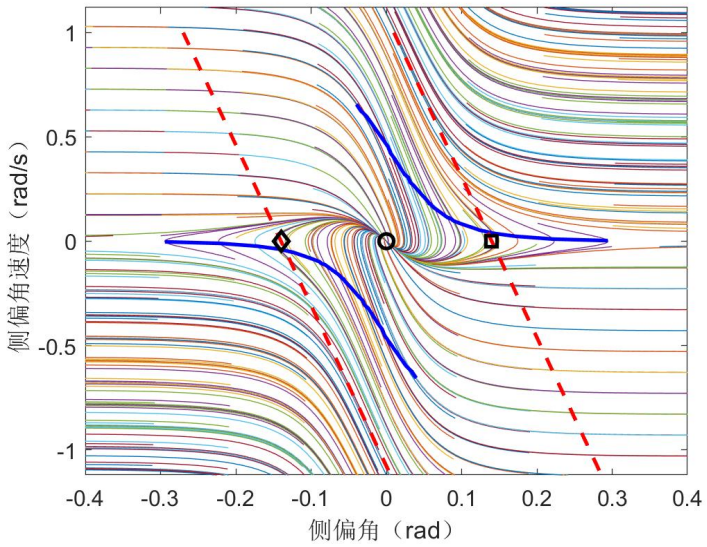


图 2　典型相平面图

Fig.2　Typical phase plane diagram

传统相平面的稳定性区域采用双线法[17][22]划分，也就是通过两条平行分隔线划分得到稳定与非稳定区域，如图 2 两条虚线所示。这种方法实施简单且有效，但是其并没有考虑ω对稳定性的约束情况，导致划分的稳定区域会出现ω超过幅值约束的危险工况。通过迭代得到横摆角速度ω的边界值，也就是 $\omega_{\max} = 0.85\left|\frac{\mu g}{v_x}\right|$ 在β-β相平面图上的边界点，通过作图连接得到横摆角速度ω的幅值边界曲线，

如图 2 蓝线所示。由图可以看到双线法把一部分横摆角速度ω的幅值边界以外的区域也划归到了稳定区域，这是不合理的。在相平面分析中，还存在一个重要概念——鞍点(Saddle Point)。鞍点是系统的一个特殊平衡点，是相轨迹从"收敛到原点"变为"发散到无穷"的临界点，其满足：

1、状态导数为零，即系统在该点处于静止状态

2、雅可比矩阵特征值一正一负 ：系统在一个方向上稳定，另一个方向上不稳定。

从两侧流向鞍点的轨迹称为稳定流形(Stable Manifold)，车辆在这个区域内可以通过转向恢复稳定；从鞍点向外发散的轨迹称为不稳定流形(Unstable Manifold)车辆越过鞍点这个边界进入这个区域后，会进入不可恢复的旋转，即失稳。在图 2 中呈对称分布在原点左右的两个点即为相平面的左鞍点和右鞍点，它们就是该相平面中稳定域的左右边界。

2.2 改进的相平面稳定判据

本文基于β-β相平面图鞍点坐标和横摆角速度ω的幅值边界进行求解，提出基于 Sigmoid 平滑映射和方向因子的稳定性判据求解方法。可以提升稳定性指标的连续性，还可以在即将失稳时预先做出失稳判断让控制器提前作出反应。整个求解过程一共分为五步：

第一步，设置工程有效边界。鞍点边界往往过大，只作为理论上限，控制介入采用工程边界。

求解β边界：

$$\beta_{bound} = min\left(\left|\beta_{saddle\_l}\right|,\ \left|\beta_{saddle\_r}\right|\right) \tag{14}$$

设置工程边界，将β边界限定在此范围内变化：

$$\frac{0.8\pi}{180} \le \beta_{bound} \le \frac{2.0\pi}{180} \tag{15}$$

求解ω边界：

$$\omega_{bound} = max\left(\left|\omega_{max}\right|,\left|\omega_{min}\right|\right) \tag{16}$$

设置工程边界，将ω边界限定在此范围内变化：

$$0.06 \le \omega_{bound} \le 0.22 \tag{17}$$

其中，β_{saddel_l}为相平面的左侧鞍点横坐标，β_{saddel_r}为相平面的右侧鞍点横坐标，$\omega_{\max} = \left|\frac{\mu g}{v_x}\right|$，$\omega_{\min} = -\left|\frac{\mu g}{v_x}\right|$为满足路面附着极限的横摆角速度幅值。

第二步，进行相平面距离度量。

计算到左侧鞍点边界的距离：

$$d_l = \beta - \beta_{saddle\_l} \tag{18}$$

计算到右侧鞍点边界的距离：

$$d_r = \beta_{saddle\_r} - \beta \tag{19}$$

计算到 ω 幅值边界的距离：

$$d_{omega} = \omega_{bound} - \left|\omega\right| \tag{20}$$

计算综合稳定距离，取最小值：

$$d_{stable} = min\left(\ d_l, d_r, d_{omega}\right) \tag{21}$$

其中，β为车辆当前质心侧偏角，β_{saddel_l}为相平面的左侧鞍点横坐标，β_{saddel_r}为相平面的右侧鞍点横坐标，ω为车辆当前横摆角速度，ω_{min}与ω_{max}为满足路面附着极限的横摆角速度幅值。

最后计算距离风险指标 I_{saddle}：

$$I_{saddle}=\begin{cases}1 & d_{stable}<0\\ \dfrac{0.015-d_{stable}}{0.015} & 0\le d_{stable}<0.015\\ 0 & else\end{cases} \tag{22}$$

第三步，进行相平面位置度量并进行 Sigmoid 平滑映射。

侧偏角归一化比值：

$$\beta_{ratio}=\frac{|\beta|}{\beta_{bound}} \tag{23}$$

横摆角速度归一化比值：

$$\omega_{ratio}=\frac{|\omega|}{\omega_{bound}} \tag{24}$$

Sigmoid 函数是一种把任意数平滑压缩到指定有限区间的 S 形曲线函数，这类函数具有平滑性和渐进性，常用于神经网络的激活函数。其中一种常用的 Sigmoid 函数为 $y = 1/[1+exp(-x)]$。项目使用此函数将离散的 "稳定/失稳" 二分类变为连续指标，其图像如下图 3 所示。

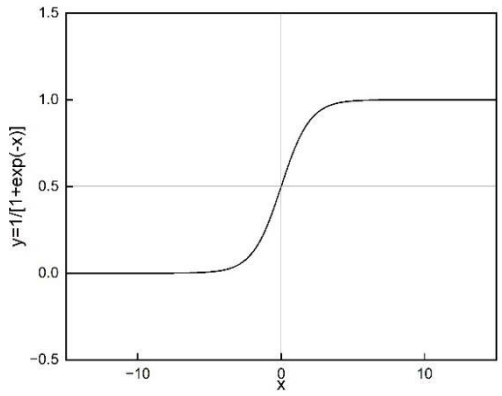


图 2　y = 1/[1+exp(-x)]函数图像

Fig.2　The graph of the function y = 1/[1 + exp(-x)]

具体方法是上一步所述相平面距离作为输入 x 带入到 y = 1 /[1+exp(-x)])中去，得到映射在[0,1]区间的质心侧偏角 Sigmoid 平滑稳定位置指标 I_{β}和横摆角速度 Sigmoid 平滑稳定位置指标 I_{ω},以及混合 Sigmoid 平滑稳定性位置指标 I_{pos}，公式如下：

$$I_{\beta}=\frac{1}{1+exp[-k(\beta_{ratio}-\beta_{mid})]} \tag{25}$$

$$I_{\omega}=\frac{1}{1+exp[-k(\omega_{ratio}-\omega_{mid})]} \tag{26}$$

$$I_{pos} = max\left(I_{\beta}, I_{\omega}\right) \tag{27}$$

其中，k 为 Sigmoid 陡峭程度，β_{mid}，ω_{mid} 为风险快速上升的拐点位置。这里设 k=7.0，β_{mid}=0.55，ω_{mid}=0.60。

同时由于标准 Sigmoid 存在缺陷：当β=0，ω=0 时输出不为 0（存在基础地板值），不符合“原点完全稳定风险 ＝0”物理直觉，所以做归一化消除地板值：

$$I = \frac{f(r) - f(0)}{I - f(0)}, f(0) = \frac{1}{1 + \exp(k \cdot mid)} \tag{28}$$

这里 I 指 I_{β}或 I_{ω}，mid 指β_{mid} 或ω_{mid}。

第四步，相轨迹方向因子设计。

针对控制器对失稳状态相应滞后的问题，项目利用 $\dot{\beta}$ 的方向信息判断状态，引入相轨迹方向因子预判失稳演化趋势。β-$\dot{\beta}$相平面上，当系统稳定时，状态轨迹应从初始点趋向原点，由此可以得到以下规律：

$\beta > 0,\ \dot{\beta} < 0$：$\beta$ 为正且正在减小→趋向原点（稳定趋势）

$\beta < 0,\ \dot{\beta} > 0$：$\beta$ 为负且正在增大→趋向原点（稳定趋势）

$\beta > 0,\ \dot{\beta} > 0$：$\beta$ 为正且还在增大→远离原点（失稳趋势）

$\beta < 0,\ \dot{\beta} < 0$：$\beta$ 为负且还在减小→远离原点（失稳趋势）

因此，可设计如下方向因子计算公式：

$$I_{dir} = 1 - \frac{\beta\dot{\beta}}{\left|\beta\right|\left|\dot{\beta}\right| + \varepsilon} \tag{29}$$

其中：β为质心侧偏角，β为质心侧偏角速度，ε= 1×10^{-10} （防除零保护项）

方向因子的物理意义如下：

β与$\dot{\beta}$ 异号乘积为负→ I_{dir}=2 状态趋向原点（稳定趋势）

β与$\dot{\beta}$ 同号乘积为正→ I_{dir}=0→状态远离原点（失稳趋势）

$\beta \approx 0$ 或 $\dot{\beta} \approx 0 \rightarrow I_{dir} \approx 1$→中性（瞬时静止/拐点）

与上述规律一致。

衍生风险增幅项：

$$I_{dir\_boost} = max\left(0,\ 1 - I_{dir}\right) \tag{30}$$

第五步，综合稳定性指标融合。

将第三步得到的方向因子融合进第二步得到的 Sigmoid 平滑映射稳定指标中，得到最终的综合稳定性指标。

首先进行融合：

$$I_{raw} = I_{pos} + 0.10\, I_{dir\_boost}\ max\left(I_{pos},\ 0.20\right) \tag{31}$$

其次通过第二步得到的距离风险指标 I_{saddle}进行鞍点临近硬保护：

$$I_{raw} = max\left(I_{raw},\ 0.25 I_{saddle}{}^{2}\left(3 - 2I_{saddle}\right)\right) \tag{32}$$

其中，$I_{saddle}{}^{2}\left(3 - 2I_{saddle}\right)$ 为三次平滑插值，无导数突变。

最后，进行一阶滤波得到最终综合稳定性指标：

$$I_{combine}(k+1) = I_{combine}(k) + \alpha\left[I_{raw} - I_{combine}(k)\right] \tag{33}$$

$$\alpha=\begin{cases}\alpha_{rise}=0.08, & I_{raw}>I_{combine}\\ \alpha_{fall}=0.025, & I_{raw}\le I_{combine}\end{cases} \tag{34}$$

3 直接横摆力矩控制器设计

3.1 分层控制架构

本文设计的直接横摆力力矩控制器采用分层控制架构，将控制器分为上层的 MPC 控制器[10][11]和下层的 QP 力矩分配求解器[5][19]，并使用第二章的相平面稳定性指标作为控制器自适应调参的基本指标。其中 MPC 控制器采用第二章得到的预测模型，并在建立目标函数时加入状态误差加权矩阵 Q 和控制增量抑制 M 的自适应调参，最后输出附加横摆力矩给下层 QP 力矩分配求解器；下层 QP 力矩分配求解器在驱动工况下，以附加横摆力矩值为控制目标，选取六个车轮轮毂电机输出扭矩作为优化变量，在一定的目标函数和约束条件下，使用 Matlab 中提供的 quadprog 函数进行二次规划求解，最终实现对六个车轮的制动或驱动控制。

3.2 上层控制器：MPC 控制器

由三轴车辆线性二自由度前轮转向模型得到预测模型后，进一步对预测模型离散化处理，将系统的输入量 u 更改为增量形式Δu 得到离散增量型的状态空间方程后，便可得到预测时域为 p 步长以及控制时域为 m 步长的预测方程:

$$\boldsymbol{Y}(k+1|k)=\boldsymbol{S}_{\xi}\boldsymbol{\xi}(k)+\boldsymbol{S}_{u}\Delta\boldsymbol{U}(k)+\boldsymbol{S}_{d}\boldsymbol{d} \tag{35}$$

$$\boldsymbol{S}_{\xi}=\begin{bmatrix}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{2}\\ \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{m}\\ \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{p}\end{bmatrix},\boldsymbol{S}_{u}=\begin{bmatrix}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}} & \boldsymbol{0} & \cdots & \boldsymbol{0}\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & \boldsymbol{0}\\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{m-1}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{m-2}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}}\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{m}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{m-1}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\tilde{\boldsymbol{B}}\\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{p-1}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{p-2}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{p-m}\tilde{\boldsymbol{B}}\end{bmatrix},\boldsymbol{S}_{d}=\begin{bmatrix}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}}_{d}\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\tilde{\boldsymbol{B}}_{d}+\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}}_{d}\\ \vdots\\ \sum_{i=0}^{m-1}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{i}\tilde{\boldsymbol{B}}_{d}\\ \vdots\\ \sum_{i=0}^{p-1}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{i}\tilde{\boldsymbol{B}}_{d}\end{bmatrix} \tag{36}$$

将上文计算得到的参考横摆角速度和参考质心侧偏角作为参考输入，即 $\boldsymbol{r}=[\beta_r,\omega_r]^T$，定义参考值序列：

$$\boldsymbol{R}_{k}=[\boldsymbol{r}(k+1|k)^{T},\boldsymbol{r}(k+2|k)^{T},\boldsymbol{r}(k+3|k)^{T}...,\boldsymbol{r}(k+p|k)^{T}]^{T} \tag{37}$$

为了使系统状态跟随期望轨迹，在此考虑预测状态量与参考值的偏差和对控制量的约束，定义优化目标函数：

$$\boldsymbol{J}(\boldsymbol{U}_{k})=(\boldsymbol{X}_{k}-\boldsymbol{R}_{k})^{T}\boldsymbol{Q}(\boldsymbol{X}_{k}-\boldsymbol{R}_{k})+\boldsymbol{U}_{k}^{T}\boldsymbol{M}\boldsymbol{U}_{k} \tag{38}$$

式中，$\boldsymbol{Q}$、$\boldsymbol{M}$ 为加权系数矩阵。其中，$\boldsymbol{Q}$ 为状态误差加权矩阵，反应系统对状态偏差的敏感程度；$\boldsymbol{M}$ 为控制增量加权矩阵，负责抑制控制动作的剧烈变化，两者共同决定控制的快速性、精准性以及平稳性。这里 $\boldsymbol{Q}$ 矩阵采用第 1 章中得到的质心侧偏角 Sigmoid 平滑稳定指标 I_{β}、横摆角速度 Sigmoid 平滑稳定指标 I_{ω}以及综合稳定性指标 $I_{combine}$ 计算得到每一步预测中$\boldsymbol{\beta}$、$\boldsymbol{\omega}$误差的自适应权重 $\boldsymbol{\omega_{\beta}}$、$\boldsymbol{\omega_{\omega}}$，公式如下：

$$\omega_{\beta}=10(1+8I_{\beta})[1+3max(0,I_{combine}-0.3)] \tag{39}$$

$$\omega_{\omega}=10(1+8I_{\omega})[1+3max(0,I_{combine}-0.3)] \tag{40}$$

此公式物理意义可以拆分成三部分进行说明：首先设置了一个基础下限 10，即无论车辆多平稳，权重最低为 10，保证β/ω永远不会完全不受约束，避免控制目标失效。随后是单项目标独立调节项(1+8I_{β})和(1+8I_{ω})，其目的是在仅侧偏严重（即 I_{β}升高，I_{ω}趋近于 0）时，$\boldsymbol{\omega_{\beta}}$单独大幅升高，MPC 优先压制车身滑移；在仅甩尾剧烈（即 I_{β}趋近于 0，I_{ω}升高）时，$\boldsymbol{\omega_{\omega}}$单独大幅升高，MPC 优先压制车身横摆，从而实现$\boldsymbol{\beta\backslash\omega}$优先级切换。最后是整车失稳全局放大项[1+3max(0,$I_{combine}$-0.3)]，当 $I_{combine}$≤0.3 时，该项为 1，无额外放大；当 $I_{combine}$>0.3 时判定为失稳，按照超出 0.3 的程度同步放大$\boldsymbol{\omega_{\beta}}$、$\boldsymbol{\omega_{\omega}}$，同时强化侧偏 + 横摆双重稳定约束。

将$\boldsymbol{\omega_{\beta}}$、$\boldsymbol{\omega_{\omega}}$融合成对角矩阵，并求克罗内克积便得到自适应加权 $\boldsymbol{Q}$ 矩阵：

$$Q=diag(\omega_{\beta},\omega_{\omega})\otimes I_{Np} \tag{41}$$

其中，Np 为 MPC 预测时域长度。

由于此 MPC 控制器只有一路输入，即附加横摆力矩ΔMz，所以控制维度只有 1，$\boldsymbol{M}$ 矩阵为 1×1 矩阵，等价为一个标量，这里采用综合稳定性指标 $I_{combine}$ 进行自适应调节，得到其计算公式：

$$M=r_0(1+5I_{combine}) \tag{42}$$

其中，r_0 为控制输入权重基础常数（人为整定静态值）。

此公式物理意义为：平稳工况下，$I_{combine}$ 较低，则 M 偏小，允许更大转向 / 轮毂电机扭矩输入，提升操控响应；失稳工况下，$I_{combine}$ 较高，则 M 偏大，强力惩罚控制输入，防止执行器饱和、轮胎力超限，保护底盘执行机构。

优化目标是使系统状态逼近期望轨迹，此时公式(38)所述目标函数值最小。因此，优化目标可描述为：

$$\min J(U_k)\quad s.t.\ |u(k+i|k)|\le u_{\max},i=0,1,2,...,p-1 \tag{43}$$

将式(35)，带入式(38)。得：

$$\boldsymbol{J(U_k)=(\Psi x(k)+\Theta U_k+\Phi D_k-R_k)^T Q(\Psi x(k)+\Theta U_k+\Phi D_k-R_k)+U_k^T M U_k} \tag{44}$$

令$\boldsymbol{G=\Psi x(k)-R_k+\Phi D_k}$，式(44)可写为：

$$\begin{aligned}\boldsymbol{J(U_k)}&=\boldsymbol{(G+\Theta U_k)^T Q(G+\Theta U_k)+U_k^T M U_k}\\&=\boldsymbol{G^T QG+G^T Q\Theta U_k+U_k^T\Theta^T QG+U_k^T\Theta^T Q\Theta U_k+U_k^T MU_k}\\&=\boldsymbol{U_k^T\Theta^T Q\Theta U_k+U_k^T MU_k+2G^T Q\Theta U_k+G^T QG}\\&=\boldsymbol{U_k^T(\Theta^T Q\Theta+M)U_k+(2G^T Q\Theta)U_k+G^T QG}\end{aligned} \tag{45}$$

最后一项$\boldsymbol{G^T QG}$为常数项，对求取最优序列无影响，因此可将其省略后写为二次规划标准形式：

$$\boldsymbol{J(U_k)=U_k^T(\Theta^T Q\Theta+M)U_k+(2G^T Q\Theta)U_k} \tag{46}$$

3.3 下层控制器：QP 力矩分配求解器

上文完成了对车辆侧向稳定性控制器的上层设计，利用模型预测控制算得到车辆侧向稳定性控制所需的附加横摆力矩。因此，下层的 QP 力矩分配求解器需要在驱动工况下，以上层 MPC 控制器输出的附加横摆力矩值为控制目标，在联合驱动模式下进行各车轮间的转矩优化分配，通过对车轮的制动或驱动控制完成控制器的最后一个阶段——执行阶段。

本文针对六轮独立驱动全地形车设计凸二次规划扭矩分配策略。选取六个车轮轮毂电机输出扭

矩作为优化变量：

$$T=\left[T_{11},T_{12},T_{21},T_{22},T_{31},T_{32}\right]^{T} \tag{47}$$

目标函数兼顾整车纵向力矩跟踪性能与各车轮扭矩均衡分配，同时对海森矩阵增加正则项，提升优化求解的数值稳定性。优化约束包含三类：等式约束,不等式约束以及变量边界约束。

等式约束保证分配扭矩能够产生上层控制器所需目标横摆力矩：

$$\frac{\left(T_{12}-T_{11}\right)l_1}{2r}+\frac{\left(T_{22}-T_{21}\right)l_2}{2r}+\frac{\left(T_{32}-T_{31}\right)l_3}{2r}=beq \tag{48}$$

其中 r 为车轮有效滚动半径。

整合成矩阵形式：

$$A_{eq}T=beq \tag{49}$$

不等式约束限制同轴左右车轮扭矩差值，防止单侧车轮扭矩过大、载荷过载：

$$\begin{cases}\left|T_{12}-T_{11}\right|\le\Delta T_{max}\\ \left|T_{22}-T_{21}\right|\le\Delta T_{max}\\ \left|T_{32}-T_{31}\right|\le\Delta T_{max}\end{cases} \tag{50}$$

绝对值不等式展开为线性不等式组：

$$\begin{cases}T_i-T_j\le\Delta T_{max}\\ -T_i+T_j\le\Delta T_{max}\end{cases} \tag{51}$$

其中，ΔT_{max} 为同轴左右车轮允许的最大扭矩差值。

整理成矩阵形式：

$$AT\le b \tag{52}$$

变量边界约束给每个车轮独立设置扭矩上下限，由三重约束取交集构成，对第 i 个车轮：

$$\begin{cases}T_{lb,i}=max(T_{mot,min},-\mu F_{zir},-C_{xirslim})\\ T_{ub,i}=min(T_{mot,max},\mu F_{zir},C_{xirslim})\end{cases} \tag{53}$$

其中，$T_{mot,min}$，$T_{mot,min}$ 为轮毂电机驱动、制动扭矩物理输出极限；$\pm\mu F_{zi}$ 为轮胎附着极限，路面附着条件允许传递的最大扭矩；$\pm C_{xirslim}$ 为滑移率硬约束，限制车轮纵向滑移率不超过阈值 s_{lim}，抑制车轮过度滑转/滑移。

整理成矩阵形式：

$$lb<T<ub \tag{54}$$

式(61)、式(64)、式(66)就构成了目标函数的约束方程。

建立优化目标函数：

$$\min J=\frac{1}{2}\boldsymbol{T}^{T}\boldsymbol{H}_t\boldsymbol{T}+\boldsymbol{f}_t^{T}\boldsymbol{T} \tag{55}$$

其中，Ht 矩阵（6×6 对角阵）

$$\boldsymbol{H}_t=diag(\frac{1}{(\mu F_{Z11})^2},\cdots,\frac{1}{(\mu F_{Z32})^2}) \tag{56}$$

ft 向量

$$\boldsymbol{f}_t = 0_{6\times1} \tag{57}$$

根据上述确定的优化目标函数与约束条件，可将其作为具有线性约束的二次规划（Quadratic Programming, QP）问题进行求解。QP 问题作为非线性规划中的一类特殊形式，用于求解由一系列未知实函数组成的不等式定义的最优化问题，且具有一个要被最大化或最小化的优化目标函数。

式中，Ht 矩阵对角线元素均为大于零的正数，具有正定性，因此可使用 Matlab 中提供的 quadprog 函数进行二次规划问题求解，形式如下：

$$\min_{\boldsymbol{x}} \frac{1}{2}\boldsymbol{x}^T\boldsymbol{H}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{f}^T\boldsymbol{x}, \quad s.t. \begin{cases} \boldsymbol{A}\cdot\boldsymbol{x} \le \boldsymbol{b} \\ \boldsymbol{Aeq}\cdot\boldsymbol{x} = \boldsymbol{beq} \\ \boldsymbol{lb} \le \boldsymbol{x} \le \boldsymbol{ub} \end{cases} \tag{58}$$

式中，$\boldsymbol{H}$ 、$\boldsymbol{f}$ 为优化目标函数的系数矩阵，$\boldsymbol{A}$ 、$\boldsymbol{b}$ 、$\boldsymbol{Aeq}$ 、$\boldsymbol{beq}$ 、$\boldsymbol{lb}$ 、$\boldsymbol{ub}$ 即为上述约束方程里整理完成后得到的系数矩阵。

除此之外，算法还做了稳定性优先设计，对于变量边界约束增设μ 感知基础安全系数 I_μ，在低 μ 工况下主动收紧扭矩约束：

$$I_\mu = max\left[0.5,\ min\left(1.0,\ \frac{\mu}{0.7}\right)\right] \tag{59}$$

$$\begin{cases} ub = min\left(ub,\ I_\mu \cdot \mu F_{zir}\right) \\ lb = max\left(lb,\ I_\mu \cdot -\mu F_{zir}\right) \end{cases} \tag{60}$$

同时对于不等式约束也加入 I_μ限幅：

$$\Delta T_{max\_a} = I_\mu \cdot \Delta T_{max} \tag{61}$$

在失稳时在 μ 感知基础上进一步收紧，失稳判据来自第四章得到的综合稳定性判据 $I_{combine}$，阈值为 0.6，当 $I_{combine}$ 小于这个阈值时，设参数 I_{extra}=0.7 在 I_μ的基础上对ΔT_{max} 做进一步限幅：

$$\Delta T_{max\_a} = I_{extra} \cdot I_\mu \cdot \Delta T_{max} \tag{62}$$

最后再由ΔT_{max_a} 组成矩阵 b。

4 结论

4.1 仿真平台与工况设置

本文采用 TruckSim 与 Matlab/Simulink 的联合仿真平台，其中 TruckSim 负责搭建整车模型如下图 4 所示，Matlab/Simulink 负责搭建控制器模型实现对整车模型的控制仿真。



图 4　TruckSim 整车模型

Fig.4　TruckSim complete vehicle model

同时，采用如下表 1 所示 2 种工况进行实验。

表 1　各仿真工况具体参数表

Table 1　Specific parameter table for each simulation condition

工况序号	工况	目标车速	路面附着系数
1	双移线工况	30km/h	0.2
2	双移线工况	30km/h	0.85

4.2 稳定性控制效果对比

首先，依据第 3 章方法得到的β-β相平面如图 5 所示:

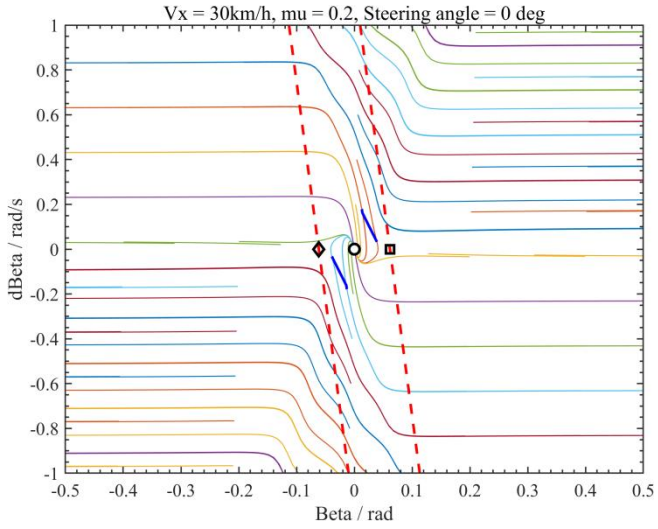


图 5　工况 1 质心侧偏角-质心侧偏角速度相平面图

Fig.5　Diagram of the plane of centroid yaw angle - centroid yaw rate for condition 1

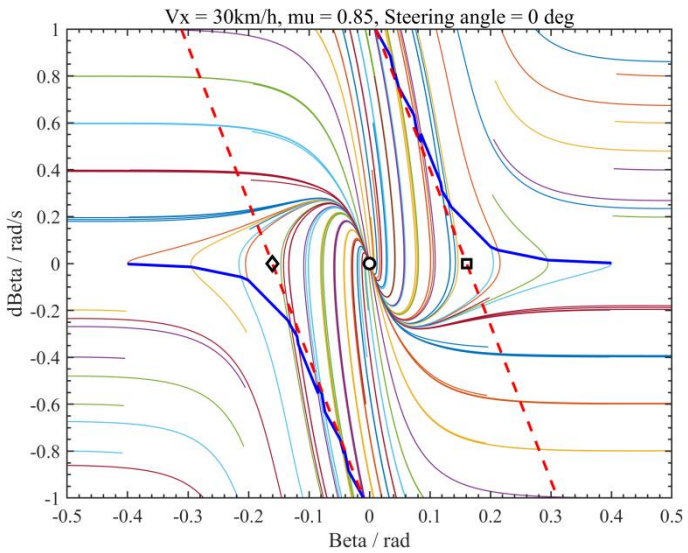


图 6　工况 2 质心侧偏角-质心侧偏角速度相平面图

Fig.6　Diagram of the plane of centroid yaw angle - centroid yaw rate for condition 2

随后，在两种工况下进行仿真实验，得:

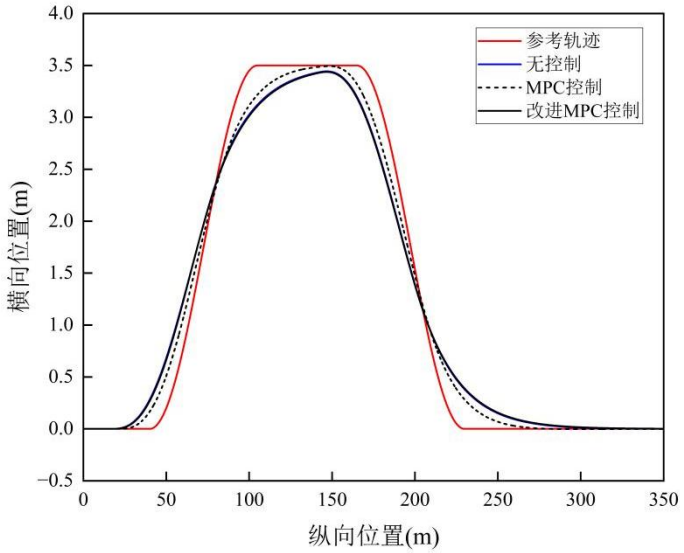


图 7　工况 1 轨迹对比图

Fig.7　Trajectory comparison chart for condition 1

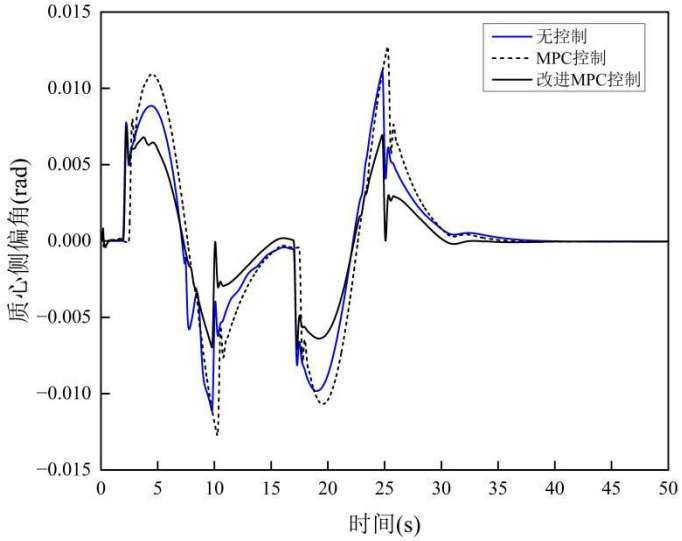


图 8　工况 1 质心侧偏角对比图

Fig.8　Comparison chart of the center of mass side offset angle in condition 1

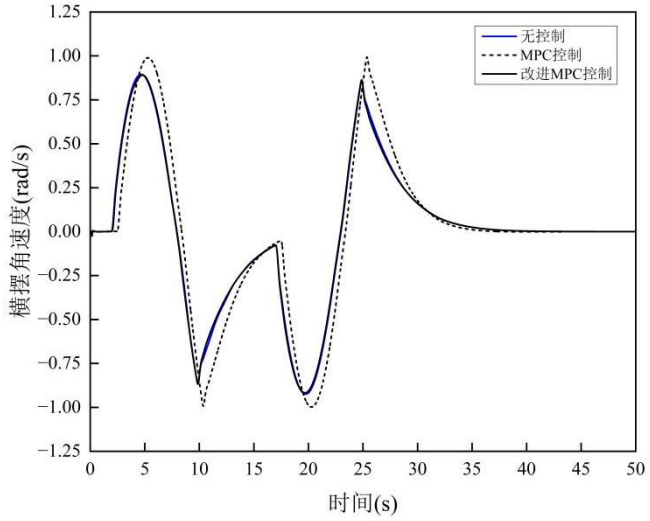


图 9　工况 1 横摆角速度对比图

Fig.9　Comparison chart of yaw angular velocity under working condition 1

图 7 到图 9 分别为工况 1 下，本文设计的改进 MPC 控制器、无控制、传统 MPC 控制器控制下得到的轨迹、质心侧偏角和横摆角速度对比图。可以看到在轨迹跟踪方面传统 MPC 控制器的效果要好一些，本文设计改进 MPC 控制器和无控制效果相差不大，都略逊于传统 MPC 控制器。而在质心侧偏角和横摆角速度方面可以将图中的数据进行分析处理得到三大评价指标：绝对值最大值、绝对值均值、绝对值标准差。分析得到的结果如下表 2 所示，从表中可以看出本文设计控制器的控制效果较为显著，能够有效抑制质心侧偏角和横摆角速度的峰值，相较于无控制组，改进 MPC 集成控制组控制效果非常显著，相较于无控制组，质心侧偏角绝对值最大值优化 32.02%，平均值优化 34.62%，标准差优化 31.54%；横摆角速度绝对值优化 7.42%，平均值优化 6.84%，标准差优化 8.14%。而传

统 MPC 组虽然有更好的轨迹跟踪效果，却损失了横向稳定性，其稳定性评价参数甚至全方面不如无控制组。

表 2　工况 1 操纵稳定性评价参数对比表

Table 2 Evaluation Parameter Comparison Table for Maneuvering Stability under Operating Condition 1

参数	性能指标	无控制组	传统 MPC 组	改进 MPC 控制组
质心侧偏角 (rad)	绝对值最大值	0.01115	0.01275	0.00758
	绝对值均值	0.00026	0.00029	0.00017
	绝对值标准差	0.0013	0.00149	0.00089
横摆角速度(rad/s)	绝对值最大值	0.92433	0.99781	0.91747
	绝对值均值	0.02633	0.02857	0.02615
	绝对值标准差	0.12409	0.13781	0.12308

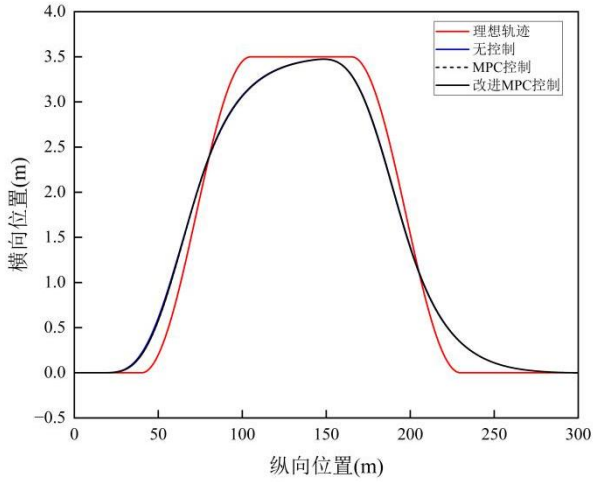


图 10　工况 2 轨迹对比图

Fig.10　Trajectory comparison chart for condition 2

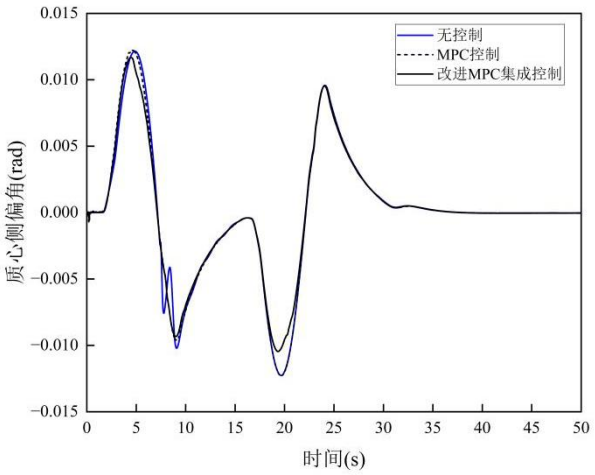


图 11　工况 2 质心侧偏角对比图

Fig.11　Comparison chart of the center of mass side offset angle in condition 2

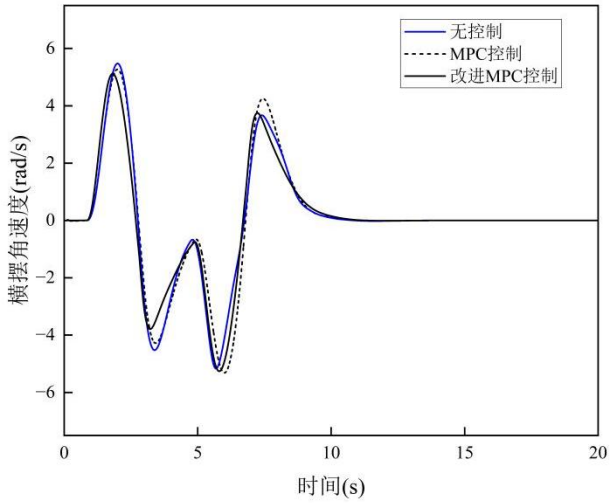


图 12　工况 2 横摆角速度对比图

Fig.12　Comparison chart of yaw angular velocity under working condition 2

图 10 到图 12 分别为工况 2 下，本文设计的改进 MPC 控制器、无控制、传统 MPC 控制器控制下得到的轨迹、质心侧偏角和横摆角速度对比图。可以看到在轨迹跟踪方面本文设计改进 MPC 控制器、无控制、传统 MPC 控制器的控制效果相差不大。而在质心侧偏角和横摆角速度方面依旧将图中的数据进行分析处理得到绝对值最大值、绝对值均值、绝对值标准差如下表 3 所示，由表中可以看出在较高路面附着系数下，改进 MPC 集成控制组控制效果一般，只在质心侧偏角方面略微领先于无控制组和传统 MPC 组，其他方面的效果与无控制组和传统 MPC 组对比几乎没有差别。

表 3　工况 2 操纵稳定性评价参数对比表

Table 3 Evaluation Parameter Comparison Table for Maneuvering Stability under Operating Condition 2

参数	性能指标	无控制组	传统 MPC 组	改进 MPC 控制组
质心侧偏角 (rad)	绝对值最大值	0.01227	0.01229	0.01168
	绝对值均值	0.00029	0.0003	0.00028
	绝对值标准差	0.00148	0.00149	0.00138
横摆角速度(rad/s)	绝对值最大值	1.123634	1.123878	1.134688
	绝对值均值	0.028676	0.028664	0.028633
	绝对值标准差	0.138283	0.138226	0.138327

5 结论

本文针对传统β-β相平面法采用双线法划分稳定域忽略ω约束、操稳矛盾、线性比值粗糙的问题，并提出了改进相平面稳定性判据，并基于直接横摆力矩控制搭建上层 MPC 控制器+下层 QP 力矩分配控制器的分层架构 DYC 控制器。最后运用 Simulink 和 TruckSim 的联合仿真平台，开展了在不同路面附着系数和车速下的双移线工况仿真，分析了整个过程中的路径跟踪效果、质心侧偏角和横摆角速度的峰值、均值、标准差，并与同工况无控制和传统 MPC 控制下得到的数据进行对比，分析每一个工况下的控制器的优化效果。通过分析最终得到结论：本文设计控制器在低附着情况下的横向稳定性优化效果较好，基本达到优化需求；但在较高附着系数下效果一般，有进一步改进空间。

参考文献（References）：

[1] 顾义凡. 六轮无人车分布式驱动控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2025.

[2] 李浩君. 八轮毂电机驱动无人车辆差动转向控制策略设计[D]. 杭州: 浙江大学, 2025.

[3] Li H, Hu Z Y, Li J Q, et al. A comprehensive analysis on electronic moment power steering control strategy for multi-axle distributed drive vehicles[J]. Automotive Innovation, 2024, 7(3): 507-528.

[4] Wong P K, Wang X Z, Thalagala S. Design and experimental evaluation of a novel multi-axle electric truck with broad-deep learning-based collaborative controllers for active steering and direct yaw moment control[J]. International Journal of Automotive Technology, 2026, 27(4): 1665-1702.

[5] 连晋毅, 王坤, 任艳强. 分布驱动式纯电动汽车直接横摆力矩控制研究[J]. 机械设计与制造, 2023(11): 149-155.

[6] 张新锋, 朱明, 王奥特. 分布式驱动电动汽车横摆稳定性控制研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2020, 34(2): 24-31.

[7] 苏傲, 李韶华, 王桂洋. 三轴重载货车 AFS 与 DYC 集成控制研究[J]. 机械设计与制造, 2023(9): 73-78.

[8] Parvareh A, Naraghi M. Integrated control of three-axle vehicles to improve the lateral dynamics on slippery road[J]. International Journal of Automotive Technology, 2024, 25(2): 353-368.

[9] 屈小贞, 孙文博, 王斌, 等. 基于积分滑模控制的分布式驱动电动汽车横向稳定性研究[J]. 现代制造工程, 2023(5): 51-57.

[10] 阚小博, 赵又群, 李丹阳, 等. 基于非线性模型预测控制的分布式驱动电动汽车多目标扭矩协调控制[J]. 中国机械工程, 2025, 36(5): 1123-1131.

[11] 郑宇琛, 王姝, 赵轩, 等. 基于混杂模型预测控制的分布式驱动电动汽车AFS/DYC集成控制[J]. 汽车工程, 2025, 47(3): 469-480.

[12] 丁宁, 贝绍轶, 李波, 等. 分布式驱动电动汽车横向稳定性自适应优化控制[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2024, 38(8): 64-73.

[13] 王晓. 分布式驱动电动汽车横向稳定性集成控制研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2019.

[14] 钟龙飞, 彭育辉, 江铭. 基于相平面的分布式驱动电动汽车稳定性控制[J]. 汽车工程, 2021, 43(5): 721-729.

[15] 王成, 屈小贞, 孙晓帮. 分布式驱动电动汽车的横向稳定性控制研究[J]. 现代制造工程, 2023(11): 63-69.

[16] 田泽玺. 分布式驱动电动汽车稳定性控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2024.

[17] 刘经兴. 分布式驱动电动汽车车速与转矩优化控制研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2025.

[18] 王姝, 张海川, 虢沧岩, 等. 考虑驾驶风格的车辆四轮转向和直接横摆力矩控制[J]. 浙江大学学报(工学版), 2025, 59(9): 1942-1953.

[19] Wang H W, Song J S, Zhang Y H, et al. Adaptive nonsingular integral terminal sliding mode control of direct yaw moment for distributed drive electric vehicles with multi-objective optimization torque distribution[J]. Nonlinear Dynamics, 2026, 114(5): 378-389.

[20] Li Y H, Li M M, Zhai D W, et al. Cooperative control of AFS and DYC for distributed drive electric vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2026, 27(3): 1021-1034.

[21] Wang F, Liu X Q, Yin G D, et al. T-S fuzzy based model predictive control method for the direct yaw moment control system design[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2025, 38(1): 150.

[22] 夏旭, 任国全, 张众杰, 等. 基于临界转角的分布式电驱动车辆AFS+DYC协同控制[J]. 汽车工程, 2025, 47(11): 2224-2237.

融合深度几何先验与阴影感知注意力的越野可行驶区域分割方法

熊富想，刘华明

武汉科技大学 汽车与交通工程学院，湖北 武汉 430081

摘　要：针对越野环境中光照强烈变化、树冠遮挡和阴影边界模糊等原因导致的可行驶区域分割性能较差的问题，提出一种几何先验与阴影感知注意力融合的可行驶区域分割方法。该方法以 ResNet-50 为骨干网络，DeepLabV3+ 为基础框架，在空洞空间金字塔池化模块之后引入阴影感知注意力模块（shadow attention augmentation module，SAAM）。SAAM 首先对深层语义特征进行通道压缩，随后分别建立数据驱动注意力分支和几何先验引导分支；其中，几何分支依据深度图中的局部梯度和遮挡关系构造几何阴影先验，并通过可学习残差系数调节先验对语义特征的增强强度。增强后的特征经标准 DeepLabV3+ 解码器恢复空间分辨率，输出二分类可行驶区域预测结果。在 UNISA OFF-ROAD 数据集上的实验表明，基础模型的 mIoU、mPA、可行驶区域 IoU 和总体准确率分别为 92.38%、95.90%、90.67% 和 96.24%；加入 SAAM 后，mPA 提升至 96.05%；进一步加入深度几何先验后，mIoU、mPA、可行驶区域 IoU 和总体准确率分别达到 92.81%、96.72%、91.38% 和 96.42%。在当前统计设置下，本文方法参数量为 39.76 M、计算量为 59.77 GFLOPs，推理速度为 156.15 FPS。结果说明，几何先验能够在不改变主干网络和解码器尺度结构的情况下增强阴影场景下的可行驶区域识别能力。

关键词：越野环境；可行驶区域分割；DeepLabV3+；阴影感知注意力；深度几何先验；语义分割

中图分类号：TP391.4　　**文献标识码：**A

Off-Road Drivable Area Segmentation Fusing Depth Geometric Prior and Shadow-Aware Attention

XIONG Fuxiang, LIU Huaming

School of Automotive and Traffic Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, Hubei, China

Abstract: To address the performance degradation of drivable area segmentation caused by severe illumination variations, canopy occlusion, and blurred shadow boundaries in off-road environments, this paper proposes a drivable area segmentation method that fuses geometric prior and shadow-aware attention. The method employs ResNet-50 as the backbone and DeepLabV3+ as the base framework. After the Atrous Spatial Pyramid Pooling (ASPP) module, a Shadow Attention Augmentation Module (SAAM) is introduced. SAAM first compresses the channels of deep semantic features, then constructs two parallel branches: a data-driven attention branch and a geometric prior-guided branch. The geometric branch derives a geometric shadow prior from local gradients and occlusion relationships in the depth map, and a learnable residual coefficient is used to adjust the enhancement strength of the prior on the semantic features. The enhanced features are then fed into the standard DeepLabV3+ decoder to recover spatial resolution, producing a binary prediction of the drivable area. Experiments on the UNISA OFF-ROAD dataset show that the baseline model achieves a mIoU of 92.38%, mPA of 95.90%, drivable area

IoU of 90.67%, and overall accuracy of 96.24%. With SAAM alone, mPA improves to 96.05%. When depth geometric prior is further incorporated, the mIoU, mPA, drivable area IoU, and overall accuracy reach 92.81%, 96.72%, 91.38%, and 96.42%, respectively. Under the current settings, the proposed method has 39.76 M parameters, 59.77 GFLOPs of computational cost, and an inference speed of 156.15 FPS. The results demonstrate that the geometric prior effectively enhances drivable area recognition in shadowed scenes without modifying the backbone or decoder scale.

Keywords: off-road environment; drivable area segmentation; DeepLabV3+; shadow-aware attention; depth geometric prior; semantic segmentation

0 前言

可行驶区域识别是移动机器人、无人车辆和户外自主导航系统中的基础视觉任务。与结构化道路相比，非结构化越野环境通常缺少清晰的道路边界，如草地、水坑、碎石、落叶和植被等，并受到视角变化、强烈光照变化、局部遮挡和地形起伏的共同影响。已有越野可行驶区域研究表明，可行驶性不仅与图像语义相关，也与地形几何等有关[1-3]。在此类场景中，仅利用颜色和纹理判断区域类别容易误判阴影、昏暗表面和障碍物，造成可行驶区域识别失误。

深度神经网络显著提升了像素级语义分割能力。编码器、解码器结构能够在高层语义建模和低层边界恢复之间取得平衡。其中，DeepLabV3+通过空洞空间金字塔池化（atrous spatial pyramid pooling，ASPP）提取多尺度上下文，并利用低层特征辅助恢复边界[4]。面向非结构化环境的 DeepLab 系列改进已经在道路和场景分割任务中得到相关应用[5-7]。然而，标准语义分割网络通常将深度或几何信息作为额外输入通道直接拼接，不能准确表达阴影区域与局部深度变化之间的关系。

另一方面，RGB-D 或表面法线信息能够补充颜色特征难以表达的空间结构。SNE-RoadSeg 及其后续研究利用深度、视差或表面法线改善自由空间检测[8-10]；相关研究也指出，几何信息在光照变化和纹理退化场景下能够提供补充作用[11]。阴影鲁棒分割研究则主要从光照不变变换、阴影建模或专门的多头预测等角度缓解阴影干扰[12-14]。上述方法表明，阴影处理不能只依赖亮度阈值，而应结合场景结构和语义上下文进行更为详细的判断。

针对上述问题，本文面向 UNISA OFF-ROAD 数据集的越野可行驶区域二分类分割任务，构建了一个以 DeepLabV3+为基础的改进框架。本文的主要工作如下：

1. 在标准 DeepLabV3+ 的 ASPP 输出后设计 SAAM，对高层语义特征进行通道压缩，并通过数据驱动注意力与几何先验引导注意力共同生成阴影相关权重。

2. 根据深度图的局部梯度和邻域遮挡关系构造二值几何阴影先验，将深度边缘与局部遮挡共同作为几何约束，避免仅依赖单一深度阈值。

3. 保持标准 DeepLabV3+ 的单阶段解码器结构不变，在 UNISA OFF-ROAD 上验证 SAAM 和几何先验对分割精度及实时性的影响。

1 相关工作

1.1 越野可行驶区域分割

越野可行驶区域识别通常融合语义和几何等相关信息。Borges等[1]从传感器、环境表征和可通行性分析流程等方面总结了自主地面车辆的越野地形分析方法；Sevastopoulos等[2]进一步讨论了移动机器人可行驶区域识别中视觉、深度和地形信息的作用。Hosseinpoor等[15]从语义地形分割角度分析移动机器人可通行性，Shaban等[16]讨论了面向越野自动驾驶的语义地形分类，Rahi等[17]则研究了越野自动驾驶中的可通行地形深度分割。公开越野数据集研究也强调了场景多样性与平台相关可通行性标注的重要性[3]。国内研究也围绕非结构化道路的边界、方向和多特征建模展开，例如段小勇等[18]

将轻量骨干、注意力机制与融合损失用于非结构化道路可行驶区域检测，李凤玲等[19]讨论了道路方向先验与多特征融合，杨璐等[20]则采用双分辨率和轻量金字塔改善非结构化道路场景分割。OFFSEG等研究将越野场景语义分割用于自主驾驶，并在 RELLIS-3D、RUGD 等数据集上评估复杂地形类别[21]；GA-Nav则将高效地形分割与机器人导航结合，说明实时分割对户外机器人部署具有实际意义[22]。对于更广义的越野可通行性分析，王浩东等[23]将视觉语义、三维点云和高程地图结合，用于履带车辆的障碍识别与风险评估。

现有方法主要存在两类取舍。一类方法追求轻量化和实时性，但在阴影、植被遮挡及地表纹理相似区域容易损失边界细节；另一类方法引入深度、法线或点云信息，可提高几何辨识能力，但会增加传感器依赖和融合复杂度。点云与反射强度融合研究表明，反射强度能够补充非结构化道路边界的材质信息[24]；点云语义分割研究则利用投影、注意力和多尺度特征改善模糊边界及尺度变化[25]。本文不改变输入适配器和主干网络的整体计算路径，而是在高层特征上引入结构化几何先验，旨在以较小的结构改动增强阴影区域判别。

1.2 DeepLabV3+与多尺度语义分割

DeepLabV3+将 ASPP 的多尺度上下文建模能力与编码器—解码器结构结合起来。高层特征通过不同空洞率卷积和全局池化获得多尺度感受野，低层特征经通道压缩后与上采样的高层特征融合，以改善目标边界[4]。在非结构化场景中，改进 DeepLabV3+常围绕骨干网络、注意力机制、轻量卷积和多尺度特征融合展开[5-7]。中文研究也报告了注意力机制、ASPP 改进和轻量化骨干在非结构化道路任务中的应用，例如金磊等将 SE 注意力引入改进 DeepLabV3+，段小勇等将 CBAM 与轻量骨干结合[18,26]。此外，宋亮等基于改进 BiSeNet 研究深度可分离卷积和通道注意力对非结构化道路实时分割的作用[27]。这些工作为本文选择“保持主干和解码器尺度结构、在高层特征上进行阴影相关增强”的设计提供了参考。

本文使用 ResNet-50 作为编码器，output stride 设置为 16。相对于直接更换主干或构建复杂级联解码器，本文将改进集中在阴影相关特征增强上，保留标准 DeepLabV3+ 的输出尺度和二分类分类头，有利于分析 SAAM 和几何先验的独立作用。

1.3 几何信息与阴影鲁棒分割

表面法线和深度信息能够提供图像颜色之外的局部结构。Fan 等[8]通过表面法线信息增强自由空间分割；Wang 等[9]将表面法线信息用于地面移动机器人可行驶区域和道路异常检测；SNE-RoadSeg+进一步讨论了深度—法线转换和深监督策略[10]。RGB-D 自监督分割方法也表明，深度能够为道路区域和异常区域提供额外约束[11]。Holder 等对不同 RGB-D 特征编码进行了比较，说明深度表示形式和融合位置会影响越野场景理解[28]。近年来的多模态越野可行驶区域研究进一步融合 LiDAR、深度、表面法线和反射强度[29]；暗光非结构化道路研究也将表面法线作为颜色退化条件下的补充信息[30]。与直接拼接多模态输入不同，本文将深度图转换为几何阴影先验，并在 SAAM 的物理先验分支中使用。

在阴影和光照变化方面，光照不变预变换、阴影鲁棒分割、考虑阴影的可通行区域数据构建以及恶劣光照下的图像融合方法分别从输入变换、网络结构、数据构建和多模态融合角度展开研究[12-14,31]。Hayashi 等讨论了阴影对自主导航空间语义分割的影响[13]；Wada 等则从数据构建角度考虑可通行区域中的阴影因素[14]。与上述方法不同，本文不显式建立光照物理反射模型，而是从深度图提取局部边缘和遮挡线索，形成与阴影区域相关的几何候选掩膜，并将其作为 SAAM 的引导信号。

2 本文方法

2.1 总体框架

本文方法的总体结构如图 1 所示。输入为 RGB 图像，首先经过 InputAdapter。对于当前主实验的 3 通道输入，适配器直接返回原始图像；代码同时保留了 6 通道输入通过 3×3 卷积、批归一化和 ReLU 投影到 3 通道的接口，但该路径不作为本文主实验方法。深度图不进入 InputAdapter

和 ResNet-50，而是作为 input_depth 用于计算几何阴影先验，并在 SAAM 的几何先验分支中参与注意力估计。

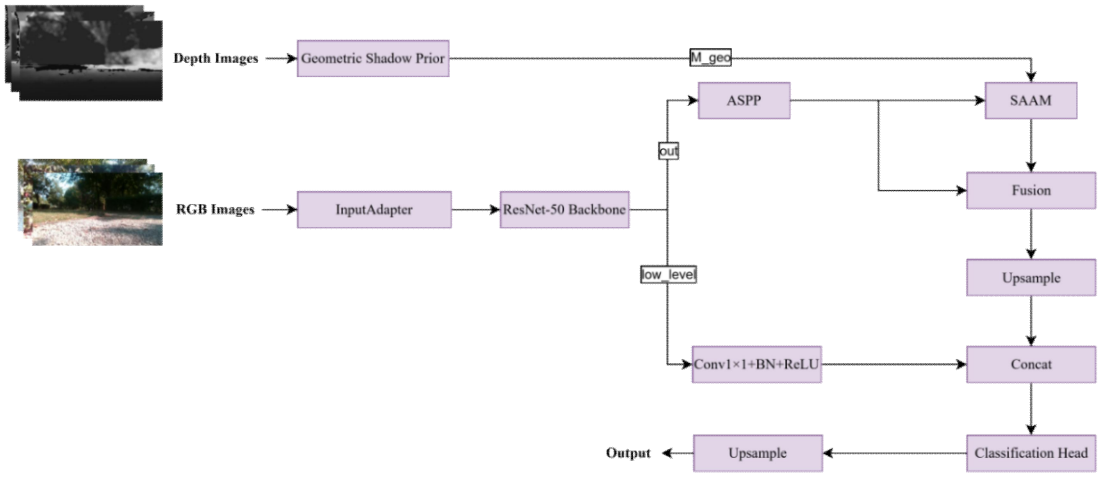


图 1　本文方法总体结构及模块位置

Fig.　1 Overall architecture of the proposed method and module placement

ResNet-50 的 low_level 输出低层特征，空间分辨率为输入的 1/4、通道数为 256；out 输出高层特征，空间分辨率为输入的 1/16、通道数为 2048。高层特征进入 ASPP 后得到 256 通道语义特征。启用 SAAM 时，ASPP 输出作为 SAAM 的深层输入，SAAM 产生 256 通道的阴影增强特征；随后，原始 ASPP 特征与 SAAM 输出在通道维进行拼接，并通过 Fusion 模块由 512 通道投影至 256 通道，再上采样到 1/4 尺度，与低层投影特征进行融合。关闭 SAAM 时，ASPP 输出直接上采样至 1/4 尺度并进入解码器。

2.2 ResNet-50 编码器与 ASPP

ResNet-50 编码器由 7×7、步长为 2 的卷积层、最大池化层以及四个残差阶段构成。为在保持感受野的同时避免过度下采样，本文在 output stride=16 设置下对高层阶段采用空洞卷积。高层特征可表示为：

$$F_h=E(I),\quad F_h\in R^{2048\times H/16\times W/16},$$

其中，I 为输入图像，E(·)为 ResNet-50 编码器。

ASPP 包括一个 1×1 卷积分支、3 个不同空洞率的 3×3 卷积分支和一个全局平均池化分支。当前 output stride=16 时，三个空洞率为 6、12 和 18。每个分支输出 256 通道，拼接后得到 1280 通道特征，再经 1×1 卷积投影回 256 通道：

$$F_a=P([B_0(F_h),B_6(F_h),B_{12}(F_h),B_{18}(F_h),B_g(F_h)]),$$

其中，B_0表示 1×1 卷积分支，B_d表示空洞率为 d 的卷积分支，B_g表示全局池化分支，[·]表示通道维拼接，P(·)表示 1×1 投影、批归一化、ReLU 和 Dropout 操作。

2.3 深度几何阴影先验

深度几何先验的计算流程如图 2 所示。给定深度图 D，首先进行逐样本分位数归一化。令 p_5 和 p_{95} 分别为深度值的 5%和 95%分位数，则：

$$D_n=\mathrm{clip}\left(\frac{D-p_5}{p_{95}-p_5+\varepsilon},0,1\right).$$

随后从两个互补线索构造几何候选掩膜。第一条路径使用 Sobel 算子计算深度梯度：

$$G=\sqrt{(D_n*K_x)^2+(D_n*K_y)^2+\varepsilon},$$

并定义深度边缘候选：

$$E=1[G>\tau_{edge}].$$

第二条路径使用 5×5 局部最大池化获得邻域最大深度，并计算局部差异：

$$D_{max}=\mathrm{MaxPool}_{5\times5}(D_n),\qquad \Delta=D_{max}-D_n,$$

进而得到遮挡候选：

$$O=\mathbb{1}[\Delta>\tau_{geo}].$$

本文采用边缘与遮挡的交集构造几何阴影先验：

$$M_{geo}=E\cap O.$$

当前实现中 $\tau_{edge}=0.1$，$\tau_{geo}=0.2$，$\varepsilon=10^{-6}$，池化窗口为 5×5。最后将 M_{geo} 双线性下采样到高层特征空间，得到 $M_{geo}\in R^{1\times H/16\times W/16}$。图 3 给出了该过程。

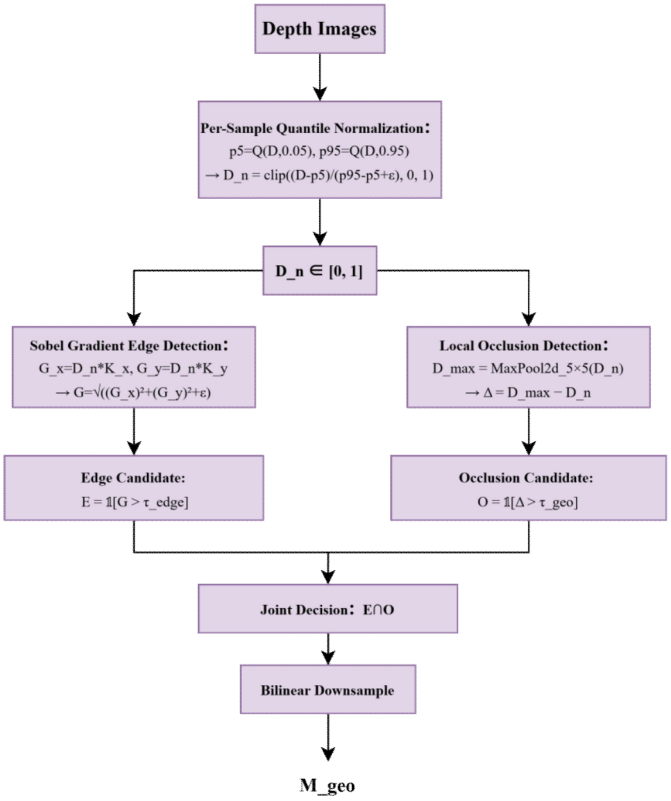


图 2　深度几何阴影先验生成流程

Fig. 2　Generation pipeline of the depth geometric shadow prior

该先验并不等同于人工阴影标签，也不直接替代语义分割标签。它仅根据深度中的边缘和局部遮挡关系生成候选响应，并在 SAAM 中作为引导信号参与注意力估计。当没有输入深度时，代码将几何先验置为全零图，SAAM 退化为数据驱动注意力路径。

2.4 阴影感知注意力模块 SAAM

SAAM 结构如图 3 所示。设 ASPP 输出为 F_a，其通道数为 256。SAAM 首先使用 1×1 卷积、批归一化和 ReLU 将输入映射到固定瓶颈空间：

$$F_b=R(F_a),\qquad F_b\in R^{256\times H/16\times W/16}.$$

（1）数据驱动注意力分支

数据驱动分支在瓶颈特征上使用 3×3 卷积、批归一化、ReLU 和 1×1 卷积，输出单通道注意力 logit：

$$W_{attn}=C_{attn}(F_b),\qquad W_{attn}\in R^{1\times H/16\times W/16}.$$

该分支从语义特征自身学习阴影相关响应，不依赖额外传感器。

（2）几何先验引导分支

将瓶颈特征与下采样后的几何先验拼接：

$$F_{phy}=[F_b；M_{geo}],$$

拼接结果具有 257 个通道。随后经 3×3 卷积将通道数压缩为 128，再经批归一化、ReLU 和 1×1 卷积得到物理先验引导的注意力 logit：

$$W_{phy}=C_{phy}([F_b；M_{geo}]).$$

（3）注意力融合与残差增强

两个注意力 logit 在逐像素位置相加，并通过 Sigmoid 得到总注意力权重：

$$W_{total}=\sigma(W_{attn}+W_{phy}).$$

为避免先验在训练初期过度改变语 义特征，SAAM 引入可学习标量 γ，并采用残差增强：

$$F_e=F_b+\gamma(W_{total}\odot F_b),$$

其中，⊙表示逐元素乘法。对于 ResNet-50，当前实现的 γ 初始值约为 0.1。最后通过 1×1 卷积、批归一化和 ReLU 将特征投影为 256 通道：

$$F_s=P_s(F_e).$$

在启用 SAAM 的实验组中，SAAM 输出不替代原始 ASPP 特征，而是与其进行通道融合：

$$F_{enh}=P_{fusion}([F_a;F_s]),$$

其中，F_a为 ASPP 输出，F_s为 SAAM 输出，[·]表示通道维拼接，P_{fusion}表示由 1×1 卷积、批归一化和 ReLU 组成的 Fusion 模块。由于两路特征均为 256 通道，拼接后为 512 通道，投影后恢复为 256 通道。对于未启用 SAAM 的基线实验，定义 $F_{enh}=F_a$，不执行 Fusion。

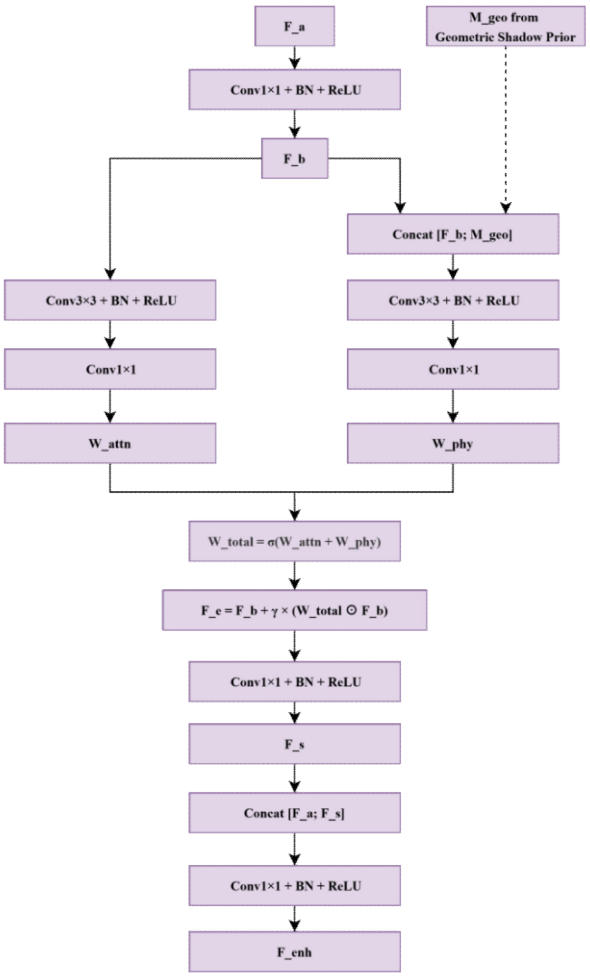


图 3　SAAM 阴影感知注意力模块结构

Fig. 3　Architecture of the SAAM

2.5 DeepLabV3+解码器

标准解码器结构如图 4 所示。低层特征首先通过 1×1 卷积由 256 通道压缩至 48 通道：

$$F_l=P_l(F_{low}),\ F_l\in R^{48\times H/4\times W/4}.$$

经 SAAM 融合得到的高层增强特征（或在关闭 SAAM 时直接采用 ASPP 输出）上采样至 1/4 分辨率：

$$F_u=Up(F_{enh}).$$

其中，F_{enh}表示经过 SAAM 融合的高层增强特征；当 SAAM 关闭时，F_{enh}退化为 ASPP 输出。然后与低层投影特征拼接：

$$F_c=[F_u;F_l],\qquad F_c\in R^{304\times H/4\times W/4}.$$

拼接特征依次经过 3×3 卷积（304→256）、批归一化、ReLU 和 1×1 分类卷积（256→2），得到 1/4 分辨率的二分类 logits。最后采用双线性插值恢复到输入尺寸，得到 [N,2,H,W] 的全分辨率 logits；评估阶段沿类别维执行 Argmax，得到 [N,H,W] 的离散类别预测图：

$$Y=Up_{H\times W}(C_{cls}(F_c)).$$

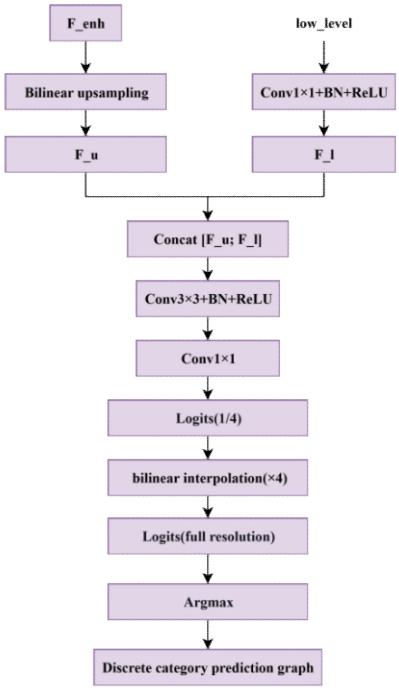


图 4　标准 DeepLabV3+ 解码器及项目级联变体示意

Fig. 4　Schematic of the standard DeepLabV3+ decoder and its progressive cascade variant

3 实验设计

3.1 数据集

本文在公开数据集 UNISA OFF-ROAD[32] 上进行实验。该数据集由意大利萨勒诺大学 MIVIA 实验室发布，采集平台为搭载 Intel RealSense D435 深度相机（安装高度距地面约 23 cm）的遥控车辆，采集场景覆盖草地、碎石路和林间小径等非结构化越野环境。数据集共包含 2249 帧标注样本，每帧提供 RGB 图像、与 RGB 像素级对齐的深度图像以及像素级语义标注，原始图像分辨率为 640×360。官方标注将地形划分为可通行（navigable）、有条件可通行（conditionally navigable）与不可通行（not navigable）三类。为符合二值可行驶区域分割的任务定义，本文将前两类合并为“可行驶区域”类，“不可行驶”类作为背景类。由于采集环境存在树冠遮挡与直射光照变化，样本中包含丰富的阴影区域，为评估方法的阴影鲁棒性提供了合适的测试条件。

该数据集的官方发布版本未提供标准训练/验证划分。为保证所有实验的可比性，本文将数据集

划分为 1575 幅训练图像、225 幅验证图像和 449 幅测试图像，全部对比方法与消融实验均在相同划分上进行训练与评测，且最终结果统一在测试集上报告。

训练与评测阶段，图像统一处理为 512×512 输入。对尺寸不足的图像先以零值填充至不小于裁剪尺寸，再进行裁剪：训练集采用随机裁剪并以 0.5 的概率施加随机水平翻转，验证集与测试集采用中心裁剪且不施加任何数据增强；RGB 图像、深度图与标注掩膜执行相同的裁剪与翻转操作，以保证多模态输入的空间一致性。

归一化方面，RGB 通道按 ImageNet 数据集进行标准化；引入深度几何先验的模型额外拼接一个深度通道，该通道以均值 0.5、标准差 0.5 进行归一化。针对深度传感器存在的测量空洞与噪声，对深度图依次执行邻域中值填孔、3×3 中值滤波以及基于局部统计量的离群点剔除（5×5 窗口，阈值 2.5 倍标准差），以保证深度边缘与遮挡信息的质量。

3.2 实验环境与训练配置

实验在自建服务器上进行，硬件配置为 AMD EPYC 7452 处理器（64 线程）、128 GB DDR4 内存与 NVIDIA GeForce RTX 5090 D 显卡（32 GB 显存），操作系统为 Ubuntu 22.04.3 LTS。深度学习框架采用 PyTorch 2.12.0（基于 CUDA 13.0 构建），显卡驱动版本为 NVIDIA Driver 595.71.05，GPU 加速依赖 cuDNN 9.2.0。所有实验均在单卡上完成。

主要设置如下：

表 1　实验配置与设置

Table 1　Experimental setup

配置项	设置
输入裁剪尺寸	512×512
训练批大小	16
验证批大小	4
最大迭代次数	15000
初始学习率	0.01
学习率策略	poly
损失函数	交叉熵损失
output stride	16
训练数据加载线程	6
验证数据加载线程	2
类别数	2

poly 学习率策略可表示为：

$$lr_t = lr_0\left(1-\frac{t}{T}\right)^{0.9},$$

其中，lr_0为初始学习率 0.01，t 为当前迭代次数，T 为最大迭代次数 15000，p 为衰减幂指数 0.9。

优化器配置方面，不启用深度几何先验的基线模型采用 SGD（动量系数 0.9）；启用 SAAM 与深度几何先验的模型改用 AdamW，并采用分组学习率：骨干网络与分类器参数的学习率为 1×10^{-4}，物理先验分支（深度引导卷积与残差缩放系数）的学习率为 1×10^{-5}，以保证物理先验参数的稳定引入。所有模型的权重衰减均设为 1×10^{-4}。ResNet-50 骨干网络采用 PyTorch 官方提供的 ImageNet 预训练权重初始化，本文新增模块的参数采用随机初始化。

训练过程中每 100 次迭代在验证集上评测一次，以验证集平均交并比（mIoU）为标准保存最优模型，本文报告的全部结果均基于该最优模型在测试集上的评测。

3.3 对比模型与实验分组

对比实验包含 U-Net、HRNet-OCR、PSPNet、DeepLabV3+（HRNet-W48）、DeepLabV3+

（MobileNetV2）、DeepLabV3+（ResNet-50）、DDRNet-23-slim 和 SegFormer-B2。本文方法对应实验组 C，即在基础 DeepLabV3+上同时启用 SAAM 和深度几何先验。

消融实验设置如下：

A：ResNet-50 DeepLabV3+基线，不启用 SAAM 和几何先验；

B：在基线基础上启用 SAAM，不启用几何先验；

C：同时启用 SAAM 和深度几何先验，为本文方法。

3.4 评价指标

采用平均交并比（mean intersection over union，mIoU）、平均像素准确率（mean pixel accuracy，mPA）、可行驶区域类别 IoU 和总体准确率（overall accuracy，OA）评价分割性能。对于类别集合 C，第 c 类的交并比为：

$$\mathrm{IoU}_c=\frac{\mathrm{TP}_c}{\mathrm{TP}_c+\mathrm{FP}_c+\mathrm{FN}_c}.$$

平均交并比为：

$$\mathrm{mIoU}=\frac{1}{|C|}\sum_{c\in C}\mathrm{IoU}_c.$$

平均像素准确率为：

$$\mathrm{mPA}=\frac{1}{|C|}\sum_{c\in C}\frac{\mathrm{TP}_c}{\mathrm{TP}_c+\mathrm{FN}_c}.$$

总体准确率为：

$$\mathrm{OA}=\frac{\sum_{c\in C}\mathrm{TP}_c}{\sum_{c\in C}(\mathrm{TP}_c+\mathrm{FN}_c)}.$$

模型复杂度以参数量与浮点运算量（FLOPs）衡量。推理速度以单张图像推理帧率（FPS）表示：在上述实验平台上，以 batch size 为 1 的单尺度前向推理测定，输入尺寸为 512×512；先执行 20 次前向推理作为预热，再统计连续 100 次前向推理的平均耗时换算得到 FPS。计时范围仅包含网络前向计算，不包含 CPU 与 GPU 之间的数据传输以及预测结果的后处理。

4 实验结果与分析

4.1 不同模型的对比实验

表 2　UNISA OFF-ROAD 上的不同分割模型对比

Table 2 Comparison of segmentation models on the UNISA OFF-ROAD dataset

模型	mIoU/%	mPA/%	IoU_Road/%	OA/%	参数量/M	FLOPs/G	FPS
U-Net（默认骨干）	89.11	94.82	87.06	94.46	31.04	437.94	145.57
HRNet-OCR（HRNet-W48）	89.66	94.00	87.45	94.81	70.35	150.48	22.30
PSPNet（ResNet-50）	92.47	96.12	90.84	96.28	50.57	183.51	139.16
DeepLabV3+（HRNet-W48）	88.36	93.87	85.91	94.11	68.45	100.84	27.71
DeepLabV3+（MobileNetV2）	90.23	94.50	87.96	95.15	5.22	16.93	164.60
DeepLabV3+（ResNet-50）	92.38	95.90	90.67	96.24	39.58	58.77	156.23
DDRNet-23-slim	92.42	96.09	90.78	96.25	5.73	4.56	142.01
SegFormer-B2	92.99	96.17	91.40	96.56	24.72	25.25	72.82
本文方法（A+SAAM+PHY）	92.81	**96.72**	91.38	**96.42**	39.76	59.24	156.15

由表 2 可知，SegFormer-B2 取得最高 mIoU 和 IoU_Road，但其 FPS 为 72.82；本文方法的 mIoU

为 92.81%，与 SegFormer-B2 相差 0.18 个百分点，而推理速度达到 156.15 FPS，约为 SegFormer-B2 的 2.15 倍。与 ResNet-50 DeepLabV3+基线相比，本文方法的 mPA 从 95.90%提升至 96.72%，IoU_Road 从 90.67%提升至 91.38%，OA 从 96.24%提升至 96.42%。这说明本文方法在类别平均识别、可行驶区域识别和整体像素分类之间取得了较好的平衡。

与 U-Net 相比，本文方法在 mIoU、mPA、IoU_Road 和 OA 上分别提高 3.70、1.90、4.32 和 1.96 个百分点，同时 FLOPs 从 437.94 G 降低到 59.24 G。与 HRNet-OCR 相比，本文方法在保持较高分割精度的同时显著提高推理速度。上述结果表明，本文方法的主要优势并不是在所有指标上超过更复杂的模型，而是在保持较高精度的同时维持实时推理能力。

4.2 消融实验

表 3　SAAM 和深度几何先验消融实验

Table 3　Ablation study on SAAM and depth geometric prior

实验组	SAAM	几何先验	mIoU/%	mPA/%	IoU_Road/%	OA/%	参数量/M	FLOPs/G	FPS
A（基线）	×	×	92.38	95.90	90.67	96.24	39.58	58.77	156.23
H（A+SAAM）	√	×	92.46	96.05	90.80	96.28	39.76	59.77	156.28
G（A+SAAM+PHY）	√	√	**92.81**	**96.72**	**91.38**	**96.42**	39.76	59.24	156.15

与基线相比，单独加入 SAAM 后，mIoU 提升 0.08 个百分点，mPA 提升 0.15 个百分点，IoU_Road 提升 0.13 个百分点，OA 提升 0.04 个百分点。进一步加入几何先验后，mIoU 较基线提升 0.43 个百分点，mPA 提升 0.82 个百分点，IoU_Road 提升 0.71 个百分点，OA 提升 0.18 个百分点。几何先验带来的增益主要体现在 mPA 和 IoU_Road 上，说明深度边缘与局部遮挡信息对可行驶区域类别识别具有补充作用。

SAAM 单独使用时提升有限，可能说明仅从高层语义特征学习单通道注意力不足以稳定区分阴影、暗色路面和障碍物；加入几何先验后，注意力分支获得了额外结构提示，模型能够在语义上下文和深度局部变化之间建立联系。

4.3 结果讨论

本文方法的结果体现出精度和实时性之间的工程折中。SegFormer-B2 在当前表格中取得更高的 mIoU，但计算速度较低；MobileNetV2 版本具有更低的参数量和更高的 FPS，但分割精度低于本文方法。ResNet-50 版本提供了较充足的高层语义表达能力，SAAM 和几何先验则在不改变输入输出类别数和标准解码器结构的前提下，改善了阴影条件下的区域判别。

从消融结果看，几何先验不是独立于语义特征的硬规则，而是通过 SAAM 的物理先验分支参与注意力权重估计。先验首先与瓶颈语义特征拼接，经卷积变换得到单通道物理注意力 logit；该 logit 与数据驱动 logit 相加后经过 Sigmoid，并以残差形式调制瓶颈特征。该设计使模型保留了数据驱动路径的适应性，同时避免深度规则直接决定最终分割标签。

5 结论

本文针对非结构化越野环境中的阴影干扰和可行驶区域边界模糊问题，提出一种融合深度几何先验与阴影感知注意力的 DeepLabV3+分割方法。该方法以 ResNet-50 为编码器，在 ASPP 输出后加入 SAAM，通过数据驱动注意力和深度几何先验引导注意力共同增强高层语义特征，再利用标准 DeepLabV3+解码器恢复空间细节。在 UNISA OFF-ROAD 上的实验表明，本文方法取得 92.81%的 mIoU、96.72%的 mPA、91.38%的可行驶区域 IoU 和 96.42%的 OA，并在当前统计设置下达到 156.15 FPS。消融结果显示，几何先验能够进一步提升 SAAM 对阴影相关区域的识别能力。

本文的贡献主要体现在面向越野阴影场景的工程化结构改进和实时性验证。后续工作将围绕跨数据集测试、多随机种子统计、深度缺失条件下的鲁棒性、预测可视化以及真实机器人平台验证展开。

参考文献（References）：

[1] Borges P V K, Peynot T, Liang S, et al. A survey on terrain traversability analysis for autonomous ground vehicles: methods, sensors, and challenges[J]. Field Robotics, 2022, 2: 1567-1627.

[2] Sevastopoulos C, Konstantopoulos S. A survey of traversability estimation for mobile robots[J]. IEEE Access, 2022, 10: 96331-96347.

[3] Sharma S, Dabbiru L, Hannis T, et al. CaT: CAVS traversability dataset for off-road autonomous driving[J]. IEEE Access, 2022, 10: 24759-24768.

[4] Chen L C, Zhu Y, Papandreou G, et al. Encoder-decoder with atrous separable convolution for semantic image segmentation[A]. arXiv, 2018.

[5] Baheti B, Innani S, Gajre S, et al. Semantic scene segmentation in unstructured environment with modified DeepLabV3+[J]. Pattern Recognition Letters, 2020, 138: 223-229.

[6] Ding P, Qian H. Light-Deeplabv3+: a lightweight real-time semantic segmentation method for complex environment perception[J]. Journal of Real-Time Image Processing, 2024, 21(1): 1-12.

[7] Acun O, Kucukmanisa A, Genc Y, et al. D3NET (divide and detect drivable area net): deep learning based drivable area detection and its embedded application[J]. Journal of Real-Time Image Processing, 2023, 20(2).

[8] Fan R, Wang H, Cai P, et al. SNE-RoadSeg: incorporating surface normal information into semantic segmentation for accurate freespace detection[M]//Vedaldi A, Bischof H, Brox T, et al. Computer vision – ECCV 2020: Vol. 12375. Cham: Springer International Publishing, 2020: 340-356.

[9] Wang H, Fan R, Sun Y, et al. Applying surface normal information in drivable area and road anomaly detection for ground mobile robots[C]//2020 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). Las Vegas, NV, USA: IEEE, 2020: 2706-2711.

[10] Wang H, Fan R, Cai P, et al. SNE-RoadSeg+: rethinking depth-normal translation and deep supervision for freespace detection[C]//2021 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). Prague, Czech Republic: IEEE, 2021: 1140-1145.

[11] Wang H, Sun Y, Liu M. Self-supervised drivable area and road anomaly segmentation using RGB-D data for robotic wheelchairs[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2019, 4(4): 4386-4393.

[12] Alshammari N, Akcay S, Breckon T P. On the impact of illumination-invariant image pre-transformation for contemporary automotive semantic scene understanding[C]//2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV). Changshu, China: IEEE, 2018: 1027-1032.

[13] Hayashi K, Nakamichi H, Yoshitake H, et al. Shadow-robust semantic segmentation for autonomous navigation in walking space[C]//2024 IEEE/SICE International Symposium on System Integration (SII). Ha Long, Vietnam: IEEE, 2024: 965-971.

[14] Wada M, Ueda Y, Morioka J, et al. Dataset creation for semantic segmentation using colored point clouds considering shadows on traversable area[J]. Journal of Robotics and Mechatronics, 2023, 35(6): 1406-1418.

[15] Hosseinpoor S, Torresen J, Mantelli M, et al. Traversability analysis by semantic terrain segmentation for mobile robots[C]//2021 IEEE 17th International Conference on Automation Science and Engineering (CASE). Lyon, France: IEEE, 2021: 1407-1413.

[16] Shaban A, Meng X, Lee J, et al. Semantic terrain classification for off-road autonomous driving[J].

[17] Rahi A, Elgeoushy O, Syed S H, et al. Deep semantic segmentation for identifying traversable terrain in off-road autonomous driving[J]. IEEE Access, 2024, 12: 162977-162989.

[18] 段小勇, 何超, 刘学渊. 基于改进 DeepLabV3+的非结构化道路可行驶区域检测[J]. 中国农机化学报, 2025, 46(2): 271-278.

[19] 李凤玲, 石涵, 易可夫, 等. 融合道路方向和多特征信息的非结构化道路可行驶区域检测[J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2025: 1-13.

[20] 杨璐, 宋冰月, 任凤雷, 等. 非结构化道路场景可行驶区域分割[J]. 光电子·激光, 2025.

[21] Viswanath K, Singh K, Jiang P, et al. OFFSEG: a semantic segmentation framework for off-road driving[C]//2021 IEEE

17th International Conference on Automation Science and Engineering (CASE). 2021: 354-359.

[22] Guan T, Kothandaraman D, Chandra R, et al. GANav: efficient terrain segmentation for robot navigation in unstructured outdoor environments[A]. arXiv, 2022.

[23] 王浩东, 马彪, 陈漫, 等. 越野环境下履带车辆的障碍识别与可通行性分析[J]. 兵工学报, 2025, 46(9): 384-396.

[24] 周越洋, 徐江, 钟珊, 等. 点云空间与反射强度融合的非结构化道路可行驶区域检测[J]. 控制理论与应用, 2024, 41(5): 847-854.

[25] 王章宇, 陈阳, 周彬, 等. 一种面向非结构化道路的点云语义分割方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2025, 51(2): 457-465.

[26] 金磊, 杨晓伟, 张浩, 等. 基于改进 DeepLabv3+与 SE 注意力机制融合的非结构化道路识别方法[J]. 煤炭工程, 2024, 56(7): 200-204.

[27] 宋亮, 谷玉海, 石文天. 基于改进 BiSeNet 的非结构化道路分割算法研究[J]. 应用光学, 2023, 44(3): 556-564.

[28] Holder C J, Breckon T P, Wei X. Depth not needed - an evaluation of RGB-D feature encodings for off-road scene understanding by convolutional neural network[J].

[29] 李路兴, 魏超, 胡乐云, 等. 多模态多序列高效越野可行驶区域检测[J]. 机械工程学报, 2025: 1-12.

[30] Xue P, Pi D, Wang H, et al. Drivable area detection method in dark unstructured-roads based on CNN data fusion with surface normal estimation[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2025, 26(6): 8694-8706.

[31] Deoli P, Samudrala K, Berns K. Implementation of off-road panoptic-segmentation under dynamic lighting conditions[C]//2024 International Conference on Machine Learning and Applications (ICMLA). 2024: 591-596.

[32] Gragnaniello, D., Parziale, A., & Vento, M. (2025). UNISA OFF-ROAD Dataset (Version 1) [Dataset]. Zenodo.

智能底盘测评技术现状与挑战

赵鼎晔，康润程，喻镇涛，贾继勇

国家汽车质量检验检测中心（襄阳）

摘　要：汽车底盘集成了驱动、制动、转向和悬架等系统，直接决定了汽车运动安全性、驾乘舒适性和操纵稳定性。随着高级别自动驾驶的加速量产落地，智能底盘成为核心载体，其功能、性能与安全需求已显著超越传统底盘范畴。本文系统梳理智能底盘产业政策导向，剖析线控化、域控化与跨域融合驱动的测评需求增量差异，揭示当前测评能力在部件动态精度、系统协同融合及整车跨域复现三个层级发展失衡，提出分层补齐标准缺口、搭建全链路测试平台、构建虚实结合验证体系的发展路径，为行业检测技术迭代与标准完善提供参考。

关键词：智能底盘；测评技术需求；测评技术挑战

Current Status and Challenges of Intelligent Chassis Testing and Evaluation Technology

Zhao Dingye, Kang Runcheng, Yu Zhentao, Jia Jiyong

National Automobile Quality Inspection and Test Center (Xiangyang)

Abstract: The automotive chassis integrates the drive, brake, steering and suspension systems, directly determining vehicle motion safety, ride comfort and handling stability. With high-level autonomous driving entering production, the intelligent chassis has become the core carrier, whose functional, performance and safety requirements significantly exceed those of traditional chassis. This paper systematically reviews the industrial policy orientation, analyzes the incremental differences in testing requirements driven by wire-controlled, domain-controlled and cross-domain fusion technologies, reveals the developmental imbalance of current testing capabilities at the component dynamic precision, system collaborative fusion and vehicle cross-domain verification levels, and proposes a development path of filling standard gaps by layers, building full-link testing platforms, and constructing virtual-real fusion verification systems, providing a reference for the iteration of industry testing technologies and the improvement of standards.

Keywords: Intelligent Chassis , Testing Technology Requirements , Testing Technology Challenges.

0 引言

在电动化与智能化交汇的背景下，汽车技术与能源、交通、信息、人工智能等学科深度耦合，安全高效的智能电动汽车已成为全球汽车产业的共识与潮流。以智能驾驶为核心的产业变革，推动底盘、动力、感知、决策系统深度融合[1]，促使汽车从“机械产品”向“智能终端”加速转型。在此背景下，传统机械底盘固有的刚性连接结构存在响应滞后、控制精度不足等局限，已难以支撑高阶自动驾驶对毫秒级动态控制的需求。智能底盘应运而生，标志着汽车底盘从被动响应，功能单一的执行机构，演变为融合主动感知，并集成驱动、制动、转向和悬架协同控制于一体的运动控制单元。

作为实现高级自动驾驶与高阶驾驶体验的重要支撑，智能底盘目前已进入技术量产爆发期与产业格局重构期[2]。随着 L3 级自动驾驶逐步实现商业化落地，智能底盘系统正从“功能可选”向“L3 准入强制配置”跨越，推动底盘技术向高可靠、高冗余、高集成方向加速迭代。

然而，底盘智能化跃迁也给测评技术带来巨大挑战：被测对象多、安全要求高、行业标准缺失、成本效率冲突等问题日益突出。传统测试方法围绕单一性能指标的“合格性测试”，已难以适配智能底盘线控化、域控化以及轮毂电机角模块等新构型的需求，成为制约智能底盘量产落地的重要因素。因此，系统研究智能底盘测评技术，对于推动智能底盘技术成熟、加快智能驾驶产业化落地与普及，具有重要理论价值与工程意义。

1 智能底盘产业政策导向

近年来，国家持续出台多项产业文件，从技术扶持、市场准入、标准编制等多个维度，引导和鼓励智能底盘产业化落地，如表 1。相关政策一方面大力支持底盘线控系统、轮毂电机、角模块等底盘前沿技术的攻关与量产，另一方面不断明确行业准入要求，推动底盘测评内容实质性转变。

中共中央办公厅、国务院办公厅《关于推进新型城市基础设施建设打造韧性城市的意见》将线控底盘纳入新型基建与智能制造协同发展框架，配套建设道路智能感知系统，为“线控底盘＋预瞄感知”提供车路协同实车测试的基础设施支撑[3]。工信部等八部门联合印发的《汽车行业稳增长工作方案（2025-2026 年）》及《智能网联汽车准入和上路通行试点实施指南》，将“高可靠线控系统”明确列为 L3 准入的前置条件[4-5]，间接推动整车及零部件企业完善线控系统冗余相关试验验证；《汽车行业智能制造技术路线图》[6]进一步规定线控执行器关键工序合格率达到 99.9%以上，为线控底盘规模化量产提供可靠性测试依据。

伴随底盘新技术迭代，国内标准化工作同步跟进。工信部发布的《2026 年汽车标准化工作要点》明确提出：推动电子稳定性控制（ESC）系统、制动辅助系统（BAS）及转向机构等标准发布实施，同步开展电子机械制动（EMB）卡钳、后轮转向、电控悬架、主动悬架、分布式转向、驱制动融合、角模块等底盘系统标准编制工作，并统筹推进线控底盘系统、驱动电机系统等关键电控系统功能安全和预期功能安全标准制定[7]。在政策引导下，行业不再局限于零部件的性能、耐久等传统指标的测试，而逐步扩展至对系统级功能安全、信息安全和预期功能安全的全面测评。

表 1　国家产业政策推动线控底盘发展导向

时间（年/月）	政策发布	核心内容
2020/10	《新能源汽车产业发展规划（2021-2035 年）》	突破线控执行系统等核心技术和产品
2023/06	《制造业可靠性提升实施意见》	汽车行业重点聚焦线控转向、线控制动、自动换档、电子油门、悬架系统等线控底盘系统
2023/12	《产业结构调整指导目录（2024 年本）》	线控阻力转向系统、线控转向系统、线控底盘系统
2024/01	《关于开展智能网联汽车“车路云一体化”应用试点工作的通知》	线控底盘系统的规模化应用
2024/06	《2024 汽车标准化工作要点》	线控转向、线控制动等标准研究，积极参与 UN 线控制动（EMB）等技术法规修订
2025/09	《汽车行业稳增长工作方案（2025-2026 年）》及试点实施指南	L3 级车型需配备“高可靠线控系统”
2026/05	《2026 年汽车标准化工作要点》	加快线控底盘系统、驱动电机系统及其功能安全和预期功能安全标准制定

2 智能底盘测评需求增量差异

随着自动驾驶的发展，智能底盘成为实现自动驾驶的关键执行层。智能底盘通过取消执行机构的机械连接，采用电信号控制底盘执行器，使测评对象从“机械部件的稳态性能”转向“电控系统的动态响应与协同精度”，本章按“部件层-系统层-整车层”逐层剖析智能底盘测评需求的增量差异。

2.1 部件层：执行机构线控化重构测评对象

传统底盘部件通过机械连接实现力与位移的确定性传递，测试聚焦单部件稳态性能，如电机效率、制动距离、转向传动比、阻尼特性等。智能底盘的线控化以电信号控制的动态响应取代了这一确定性，各子系统测评对象产生根本性变化。

线控驱动以分布式电机替代传统传动轴，使各轮驱动力矩独立可控，为矢量控制与扭矩分配提供硬件基础[8]，测评从“单电机稳态效率”转向“多电机协同精度”[9]，新增扭矩分配时延、扭矩矢量控制精度等指标[10]，同时需验证机械-电磁-传热等多物理交互[11]；

线控制动解耦踏板与轮缸，EHB 新增动态响应时间、压力跟随精度、能量回收协调切换[12]；EMB 取消液压控制，需覆盖单位质量夹紧力、动态响应时间、制动力精度、系统备份减速度、失效切换时间以及过渡响应时间等指标[13]；

线控转向彻底取消方向盘与转向轮的机械连接，路感由模拟器生成且传动比动态变化，新增路感模拟精度与时延、可变传动比动态响应范围、冗余切换平顺性等测试需求[14-15]；

线控悬架通过改变悬架系统的弹簧刚度、减震器阻尼和车身高度，实现悬架特性与实际行驶状态自适应匹配[16]，提升车身稳定性与乘坐舒适性[17]，新增主动悬架可调阻尼范围与响应时间、升降速率、可调频率范围，以及紧急变道车身侧倾角范围等控制指标，电磁悬架还需验证电机推力响应时间与精度[18]。

2.2 系统层：底盘域控化扩展测评维度

传统底盘各子系统独立标定，控制维度相对有限，整车 7 自由度（纵向、侧向、横摆、四轮转动）动力学模型即可满足测试需求，系统层验证以单系统硬件在环或台架测试为主。智能底盘域控化使车辆驱动扭矩、转向角、制动扭矩、悬架阻尼成为可协同优化的控制变量，测评维度显著扩展。

一是高维模型需求。7 自由度模型无法描述各轮独立驱动、制动、转向以及垂向控制的多输入多输出特性，需开发 14 自由度以上整车动力学模型[19]，并验证其工程适用性，包括实时性、精度以及极限工况复现能力。二是底盘域融合控制验证需求，传统底盘集中于单系统验证，而智能底盘需验证底盘域内转向-制动-悬架的协同控制精度[20]，如紧急避障工况下的响应同步误差、力矩分配精度等。

轮毂电机角模块等新构型将线控驱动、线控制动、线控转向和线控悬架一体化集成，形成可独立控制的智能执行单元[21]。各轮纵向力、侧向力、垂向力均可单独调节，进一步增加了融合控制的验证复杂度，需开发针对其集成化特性的测试设备与方法。

2.3 整车层：跨域融合与功能冗余测评

传统底盘测试主要关注单一性能指标验证，而智能底盘整车层面的核心特征是底盘域与智驾域、动力域的跨域协同，底盘从“接收-执行”模式转向“感知-协同”，测评需求发生本质变化。

跨域融合方面，底盘域控制器实时接收智驾系统的目标轨迹、期望车速等指令，通过车载以太网或 CAN 网络与动力域协调电机扭矩响应，对通信时延、指令-响应一致性、跨域故障降级协同策略等提出量化验证需求。例如，智驾系统请求紧急制动时，底盘需在毫秒级完成制动力分配与悬架阻尼调整，各子系统响应误差等需纳入测评考核体系；功能冗余方面，安全目标从"避免故障"扩展至"发生故障后仍能安全降级"，预期功能安全（SOTIF）验证成为新增维度，需依据 ISO 26262 验证故障时的安全降级能力，依据 ISO 21448 验证性能局限与感知不足场景下的风险规避能力[22-23]；极限工况方面，智能底盘的原地转向、高速麋鹿、冰雪低附等边缘场景传统测试难以复现，需构建虚实融合的场景生成与验证能力[24-25]。

3 智能底盘测评能力现状与瓶颈

3.1 部件层：单部件测试基础与动态精度缺口

线控驱动测试以单电机台架为主，可验证电机稳态效率、扭矩-转速特性及基本耐久性能，相关测试方法在《电动汽车轮毂电机技术条件及测试方法》等标准草案中已有规定。电磁-传热耦合特性研究主要通过仿真与单电机台架试验开展。但分布式驱动的多电机协同控制精度、轮毂电机机械-电磁-传热多物理集成测试目前尚处于研究阶段，缺乏能够模拟轮端真实运行环境的综合测试设备，扭矩分配时延、矢量控制精度等协同指标尚无有效测试方法。

线控制动领域，EHB占据主导地位，OneBox集成单元凭借成本优势正加速渗透，GB 21670-2025《乘用车制动系统技术及试验方法》首次将电子液压制动系统（ETBS）纳入规范，明确了供电冗余、制动性能冗余及功能安全等要求[26]，但动态响应时间、压力跟随精度等新增指标的台架验证方法尚未细化，行业验证方法尚不统一。EMB处于台架验证环节，GB 21670-2025将EMB纳入ETBS子类，规定了供电冗余、单回路失效减速度≥2.44m/s^{2}等安全底线，商用车团体标准T/CAAMTB 85-2022涵盖额定夹紧力、响应时间、效率及耐久等台架试验方法，但乘用车部件级标准尚在建设中，夹紧力精度、过渡响应时间等指标缺乏规范。

线控转向部件开发能力逐步提升，博世华域、英创汇智等企业已推出线控转向方案。仿真验证广泛应用，北汇信息、中国汽研等机构已构建硬件在环测试平台，可覆盖响应速度、容错策略指标，支持功能安全验证。但路感模拟依赖标定人员主观感受，准确性和效率较低[27]，路感模拟精度与时延的客观性评价方法尚未建立；动态转角测量精度受温度、间隙、老化等因素影响[28]，可变传动比策略测试方法亟待解决[29]。GB 17675-2025强制要求线控转向系统通过ISO 26262功能安全认证[30]，但全生命周期测试验证体系仍待完善。

线控悬架方面：半主动悬架（空气弹簧+CDC）已在中高端车型快速渗透，团标T/CASME-1606-2024《汽车连续阻尼控制减振器性能要求及台架试验方法》标准规定示功特性、速度特性、响应时间及失效安全模式等台架试验方法；团标T/CSAE 79-2022《乘用车空气悬架用空气弹簧技术规范》覆盖气密性、弹性特性、耐久等试验项目。线控悬架开发阶段普遍采用Adams-Carsim等虚拟台架测试，在复杂路面谱下评估垂向动力学控制性能响应。但悬架与转向、制动系统的协同测试台架缺失；全主动悬架仍受能耗与成本等因素制约，量产规模有限，电控悬架推力响应时间与精度等指标缺乏测试条件。

根据智能底盘增量需求，部件级测试目前存在以下短板。一是动态精度测试能力不足，分布式驱动多电机协同控制、EMB夹紧力、路感模拟精度测试等缺乏有效方法；二是标准方法滞后，EMB动态响应、可变传动比精度等新增指标的台架验证规范尚不完善。

3.2 系统层：单系统验证能力与协同融合缺口

当前系统级测试以单系统硬件在环台架为主，软件仿真侧重控制算法验证，硬件在环仅验证控制器功能，试验台架主要模拟系统位移与载荷输入。中国汽研已开发针对底盘域多系统协同控制的硬件在环仿真测试技术，具备低时延、高精度、制动-转向-悬架多系统集成及可扩展测试用例库等能力，但平台通用性受限于企业定制化需求，多系统协同精度量化方法尚不成熟。同时，行业目前缺乏针对轮毂电机角模块等新构型的系统级测试台架，无法同时模拟驱动扭矩、制动压力、转向力矩与垂向力，前文所述集成化特性的测试设备与方法缺失。

面向底盘域验证的高维整车动力学模型工程化应用不足，现有仿真平台多采用简化模型，难以支撑多系统协同控制算法的高精度验证，且对极限工况的复现能力不足，第2章所述高维模型的实时性、精度以及极限工况验证需求尚未实现。底盘域内转向-制动-悬架的协同控制精度，如紧急避障工况下的响应同步误差、力矩分配精度等，缺乏标准化的测试方法。

智能底盘系统级测试存在以下瓶颈：一是高维整车动力学模型工程化不足，验证方法不成熟；二是融合控制验证平台缺失，现有单系统HIL台架无法覆盖角模块等新构型测试需求；三是测试方法标准化滞后，底盘域内协同控制精度缺乏统一评价规范。

3.3 整车级：测试平台局限与场景覆盖不足

实车道路测试成本高、周期长且存在安全风险，导致测试效率与复现度受限，原地转向、低速越野巡航、驱动防滑等工况难以通过现有测试设备与测试方法覆盖。智能底盘评价及调校涵盖常规道路与高低温驾驶性主观评价、控制策略解析、性能集成调教及各子系统调校，对测试人员经验依赖度高。

现有整车在环测试平台主要包括驾驶模拟器和测功机两种型式。驾驶模拟器虽具备X、Y、Z三向6自由度液压控制平台，但响应速度慢，且因驾驶模拟器并非实车，不能完整复现车辆真实运动状态。测功机可分为轴耦合式测功机和轮耦合式测功机两种，轴耦合式测功机可细分为移动式和固定式：移动式轴耦合测功机能够跟随轴头转向，无需拆除转向系统，安装效率较高，但转向惯量大、响应慢，且滚动摩擦阻力变化影响测量精度，同时设备仅支持整车前轮转向，难以满足车辆四轮转向测试需求；固定式轴耦合测功机需加装转向模拟器联接转向横拉杆，拆装过程较为复杂，安装效率较低，但转向拉力精度较高。轮耦合测功机可以通过加装转向模拟器实现前轮转向，但转向模拟器安装尺寸受限，同时存在转动惯量大、响应较慢的缺点。此外，加入车辆垂向动力学之后，整车在环测试平台将面临搭建难度更大、成本更高、响应速度更慢的问题，导致当前测功机大多关注车辆纵向和横向运动，而较少考虑垂向协同，纵横垂向协同测试需求难以满足。

整车级测试存在以下短板：一是跨域协同验证能力薄弱，底盘-智驾-动力域端到端通信时延、降级策略缺乏标准化测试方法，跨域量化指标尚无验证手段；二是整车在环测试平台局限，驾驶模拟器响应速度慢，测功机难以满足四轮转向及纵横垂向协同测试需求；三是极限工况覆盖度低，边缘场景与长尾工况难以复现，SOTIF验证方法不成熟。

3.4 行业共性挑战

综合以上分析，智能底盘测试评价技术在标准体系不完整、全链路测试平台缺失与场景覆盖范围有限三个方面存在显著缺陷，且三者相互关联、相互制约：标准缺失导致测试平台缺乏依据，缺失全链路测试平台限制场景覆盖能力，场景覆盖不足又制约标准迭代完善。

一是标准体系不完整。现行标准以传统机械底盘为对象，线控化、域控化带来的新增测试维度尚未纳入规范。GB 21670-2025、GB 17675-2025等标准虽填补了线控制动、线控转向的安全底线，但线控悬架、底盘集成、跨系统协同等领域仍缺少统一试验方法与评价标准，底盘功能安全与预期功能安全的系统化测试规范仍待完善，标准滞后于技术发展，难以支撑行业监管与技术迭代。

二是全链路测试平台缺失。当前测试验证仍以单一系统为主，部件级台架、系统级HIL、整车级测功机各自独立，缺乏贯穿"部件-系统-整车"的全链路协同验证能力。面对集机械、电子、软件、通信深度融合且需与智驾系统跨域互联的智能底盘，行业尚缺兼具"全域协同"测试能力的集成平台，跨系统、跨域的综合验证需求无法被充分满足。

三是场景覆盖范围有限。智能底盘实际运行场景多变，高速制动能量回收、拥堵蠕行、驱动打滑等复杂工况频繁出现，电控系统失效模式多，预测难度大。极端工况验证需求激增，而传统道路测试成本高、周期长、风险大，测试效率与复现度受限，原地转向、低速越野巡航、驱动防滑等边缘工况难以通过现有测试设备与测试方法覆盖。

4 智能底盘测评技术难点应对方案与发展建议

4.1 标准体系完善

针对部件级标准滞后，系统级、整车级标准缺失的问题，按照“短期补部件级标准缺口、中期建系统级标准规范、长期前瞻整车级跨域标准”的路径，构建覆盖智能底盘全生命周期的标准体系。

短期（部件级）：完善线控制动、线控转向国标，明确EMB夹紧力精度、动态响应时间、压力跟随精度、路感模拟精度与时延等新增指标试验方法与要求；制定线控悬架、分布式驱动多电机测试规范；

中期（系统级）：制定底盘域协同控制、角模块等多系统集成构型测试评价规范；建立功能安全、预期功能安全、信息安全等融合安全的测试方法与合格标准；

长期（整车级）：建立底盘-智驾-动力域跨域协同测试标准，明确端到端时延、跨域降级完成时限等量化指标；前瞻布局AI安全、OTA兼容、数字孪生置信度评价等新领域标准。

4.2 测试平台升级

部件级：提升分布式驱动多电机协同控制精度，开发轮毂电机多物理场耦合测试设备；针对EMB夹紧力精度与动态响应缺口，开发EMB全性能试验台架；针对路感模拟主客观评价缺失，建立路感模拟主客观一致性等测试平台。

系统级：针对高维模型工程化不足，构建14自由度以上高保真整车动力学模型并验证其极限工况复现能力；针对融合控制验证平台缺失，开发底盘域多系统协同HIL平台；针对角模块测试台架空白，建设驱-制-转-悬多自由度可重构模块化台架。

整车级：针对整车在环平台局限，优化测功机四轮转向与垂向动力学加载能力，构建X、Y、Z向协同整车在环平台；建设支持底盘-智驾-动力域跨域协同测试环境，为跨域验证提供硬件基础。

4.3 场景覆盖与 SOTIF 验证体系升级

针对智能底盘工况覆盖不足的问题，构建“数据驱动+虚实结合”的场景覆盖与预期功能安全验证体系。

场景库构建：融合自然驾驶数据、事故案例以及法规场景，建立覆盖高速制动能量回收、拥堵蠕行、驱动防滑等复杂工况的专用场景库；针对SOTIF验证需求，建立性能局限与感知不足触发条件库；

虚实融合验证：建立“虚拟仿真-HIL-实车道路测试”的多层级验证闭环，实现典型场景台架复现、边缘场景仿真加速、关键场景实车确认的分级测试策略，降低实车测试成本与安全风险；同步建立SOTIF评价指标，补齐SOTIF验证短板。

5 结论

5.1 总结

本文通过系统梳理智能底盘技术架构演进与测评需求，得出以下结论：

（1）测评体系改变：智能底盘的线控化、域控化与跨域融合，推动测评对象从稳态性能转为动态响应与协同精度，评价标准从单一合格性测试转为多维度综合验证；

（2）测评能力失衡：当前行业呈现“单一部件相对成熟、系统级协同缺失、整车级跨域空白”的层级失衡，动态精度测试、多系统融合验证、极限场景复现等关键能力存在显著缺口；

（3）系统性瓶颈凸显：标准体系不完整、全链路测试平台缺失、场景覆盖范围有限已成为智能底盘测评的关键瓶颈，需分层补齐标准、平台与场景短板，推动体系重构。

5.2 未来展望

未来，人工智能将深度驱动智能底盘测评技术。大模型将有望在测试场景自动生成、测试报告智能解析、跨域故障原因分解等方面实现突破；基于强化学习的场景危险度评估与测试用例优化将加速边缘工况覆盖。

然而，智能化测评方法也面临挑战：数字孪生模型的置信度如何量化、AI生成测试场景的覆盖度如何评价、自动化测试结果的可靠性如何验证等问题，将成为行业发展的关键议题，需前瞻布局响应的标准与方法论。

参考文献：

[1] 杨玉好,唐翠微.智能汽车线控底盘技术的研究与应用[J].内燃机与配件,2024(15):82-84.
[2] 方红燕.汽车智能底盘技术发展趋势与对策建议[J].汽车与配件,2025,(18):31-33.
[3] 本刊编辑部.推进新型城市基础设施建设，打造韧性城市[J].中国建设信息化,2025,(21):7.
[4] 汽车行业稳增长工作方案(2025—2026 年)[J].中小企业管理与科技,2025,(18):2+197.
[5] 工业和信息化部公安部住房和城乡建设部交通运输部关于开展智能网联汽车准入和上路通行试点工作的通知[J].中华人民共和国公安部公报,2023,(6):7-32.
[6] 中国汽车工程学会.节能与新能源汽车技术路线图 3.0: 3 版[M].机械工业出版社:2025.
[7] 工信部 2026 年汽车标准化工作要点解析[J].汽车与配件,2026,46(11):44-45.
[8] 陶磊,许孟辉,孙强,等.分布式电驱动汽车多目标转矩优化分配控制[J].机械设计与研究,2026,42(3):372-378.
[9] 周志龙.四轮毂电机汽车转速同步控制研究[D].华东交通大学,2025.
[10] 张年华,张永康,陈继成,等.基于多智能体理论的分布式驱动车辆 ESC-TVC 鲁棒协同控制策略研究[J].机械工程学报,2026,62(8):365-381.
[11] Lei M ,Lu Y ,Luo Z , et al.A novel magnetic-thermal coupling model considering air thermophysical properties for temperature rise and performance analysis of hub motor[J].International Journal of Thermal Sciences,2025,210109586-109586.
[12] 李静,杨雄,苗卉,等.基于台架试验的电控液压制动系统动态特性[J].吉林大学学报(工学版),2016,46(1):15-20.
[13] 董作民,刘丰祎,李金志,等.基于电子机械制动系统的夹紧力估计与控制策略[J].汽车安全与节能学报,2025,16(5):802-811.
[14] 丘马火.浅谈基于线控转向系统的智能驾驶技术发展趋势[J].重型汽车,2023,(1):26-27.
[15] 张博,张小乐,张善.路感模拟器研究现状及发展趋势[J].汽车电器,2020,(7):53-55.
[16] 宋应鑫,徐亿勇.汽车线控底盘技术发展趋势研究[J].汽车测试报告,2023,(12):149-151.
[17] 殷世宇.自动驾驶汽车智能底盘线控技术可靠性研究[J].汽车测试报告,2024,(23):20-22.
[18] 李文杰,李冬明,何子龙,等.智能汽车主动悬架技术研究现状与发展趋势[J/OL].液压气动与密封,1-12[2026-06-27].
[19] 李刚,李宁,段敏,等.基于 Simulink 的四轮轮毂电机电动汽车仿真模型开发[J].辽宁工业大学学报(自然科学版),2012,32(3):185-189.
[20] 黄振鑫.机电一体化集成控制技术研究——以汽车底盘为例[J].汽车维修技师,2026,(8):43-44.
[21] 高镇海,张汉英,陈国迎,等.汽车底盘设计方法研究进展与发展建议[J].前瞻科技,2025,4(02):58-72.
[22] National Technical Committee of Auto Standardization. Road Vehicle-Function Safety:ISO 26262[S].Geneva:

International Organization for Standardization,2018.
[23] International Organization for Standardization. Road Vehicles-Safety of the intended functionality：ISO 21448：2022（E）[S] .International Organization for Standardization,2022.
[24] 史彪飞,李亮,吕皓玉,等.分布式驱动电动汽车原地转向机理研究[J/OL].机械工程学报,1-12[2026-06-27]
[25] 怀自力.浅谈麋鹿测试结果及提升方向[J].汽车实用技术,2021,46(24):90-93.
[26] 中华人民共和国工业和信息化部.乘用车制动系统技术要求及试验方法:GB 21670-2025[S].中国标准出版社,2025.
[27] 赵进;阴山慧.电动汽车线控转向系统发展现状与关键技术综述[J].大众汽车,2025(10):44-46.
[28] 中汽创智科技有限公司.线控转向系统可变传动比的确定方法、装置、设备及介质:202410491396.8[P].2024-07-30.
[29] 赵含雪,李芳,吴艳,等.线控转向系统路感模拟与主动回正控制[J].电工电能新技术,2020,39(4):64-72.
[30] 中华人民共和国工业和信息化部.汽车转向系基本要求:GB 17675-2025[S].中国标准出版社,2025.

面向大坡度地形的仿猴机器人臂-脊-腿协同构型与爬坡稳定性分析

张元勋，叶占一，马骁

重庆大学航空航天学院，重庆 400030

摘　要：针对大坡度地形下机器人重心投影后移、支撑范围缩减及臂-腿载荷失衡问题，提出由串联前臂、主动脊柱和平行四边形并联支腿组成的 11 自由度混联仿猴构型，以及“脊柱俯仰—臂-腿有效长度—肩-髋关节角度补偿”三级协同调姿方法。建立运动学、重心及坡面动力学模型，采用重心投影法分析静态稳定边界，并基于零力矩点判据分析沿坡加速状态下的动态稳定性。理论分析表明，脊柱俯仰使静态倾覆极限由 31.73°提高到 47.71°，提升 50.36%。50°坡面 Adams 静态仿真中机器人满足接触约束并保持平衡；60 s Simulink-Adams 联合仿真完成 6 个步态周期并产生净向上位移。研究结果可为大坡度地形下足式机器人的差异化仿生构型设计及多自由度协同姿态调节提供参考。

关键词：大坡度地形；仿猴机器人；臂-脊-腿协同；姿态调整；爬坡稳定性

1 引言

大坡度地形广泛存在于应急救援、军事安防等特种作业场景。随着坡面角度增大，机器人重心投影向坡下方向偏移，足地接触及摩擦约束更加苛刻，易产生滑移和倾覆[1-2]。从不同运动构型的坡面适应能力来看，轮式和履带式机器人在大坡度条件下易受到地面附着和连续接地方式的限制，常规爬坡范围多集中于 20°～30°[3-4]，而足式机器人依靠离散支撑，可通过调整落足位置和肢体姿态主动适应坡面环境，爬坡范围可达到 30°～45°[5]。

在足式机器人中，四足机器人在机构复杂度、支撑稳定性和运动灵活性之间具有较好的平衡，因此成为坡面运动研究的重要对象。Focchi 等[6]针对高坡度地形开展了四足机器人运动研究，验证了四足构型在大坡度环境中的运动潜力。针对四足机器人坡面适应问题，马宗利等[7]通过改变前后腿有效长度实现质心前移；Guo 等[8]优化了陡坡条件下的机身姿态和步态序列；展振龙等[9]结合等效腿长调节和足端轨迹规划提高坡面稳定性；赵杰亮等[10]采用俯仰位姿调整改善爬坡过渡阶段的足端打滑问题。此外，复合摆线[11]、椭圆轨迹[12]和高阶多项式轨迹[13]等方法也被用于足端轨迹优化，Lee 等[14]进一步依据坡面倾角调整关节姿态及足端轨迹。

上述方法能够在一定程度上改善四足机器人的坡面运动稳定性，但其姿态调整主要依赖四肢完成。现有四足机器人多采用刚性躯干，肩、髋相对位置基本固定，使机器人纵向支撑范围和重心位置的调节能力受到限制；随着坡度进一步增大，腿部关节转角及足端工作空间逐渐受限，仅依靠四肢进行姿态补偿难以持续满足大坡度条件下的稳定性需求。因此，有必要从整机构型层面引入新的调节自由度，以增强机器人对大坡度地形的适应能力。

猕猴具有较强的环境适应能力，其前肢灵活，可参与支撑与姿态调整，后肢主要承担承载与推进功能，同时可动脊柱能够配合前后肢改变身体构型，并表现出四肢着地、双足行走等多种运动姿态[15-17]。这种前后肢功能分工与脊柱协同调节的生物特征，为机器人突破刚性躯干限制、实现肢体—躯干协同调姿提供了仿生启发。

Kani 等[18]研究了柔性脊柱对四足机器人稳定性的影响，Khoramshahi 等[19]采用主动脊柱改善机器人运动性能，Chen 等[20]分析了脊柱运动对四足奔跑机动性的影响，马庆营[21]进一步开展了柔性脊椎四足机器人的坡面运动研究，但针对大坡度条件下前肢、脊柱和后肢协同调姿的研究仍较少。基于此，本文引入猕猴前肢灵活支撑、脊柱主动调姿和后肢承载推进的功能特点，构建臂-脊-腿协同的

仿猴机器人构型。

为同时调节纵向支撑范围、重心位置及前后肢载荷分配，本文采用串联前臂、主动脊柱和平行四边形并联支腿构成差异化仿猴构型，并形成臂-脊-腿三级协同调姿机制。本文主要开展以下工作：（1）提出由串联前臂、主动脊柱和平行四边形并联支腿组成的多自由度混联仿猴构型；（2）提出脊柱俯仰、臂-腿有效长度和肩-髋关节角度补偿依次协同的姿态调整方法，采用重心投影法（CGPM）和零力矩点（ZMP）判据分析静、动态稳定性；（3）设计大坡度 walk 步态与臂-足端轨迹，通过 Adams 静态仿真及 Simulink-Adams 联合仿真分析 50°坡面工况。

2 仿猴机器人构型设计

2.1 设计需求与仿生构型

机器人面向平整大坡度地形，最大设计坡度不低于 45°，尺寸、质量、功率和续航作为整机构型及致动器设计边界，具体见表 1。本文选择成年雄性海南猕猴作为仿生对象，依据其肢躯比例和功能分工提取构型特征，而非复制生物外形。

表 1　仿猴机器人设计输入

项目	设计输入
包络尺寸（站立）	≤600 mm×450 mm×450 mm
整机质量	≤13 kg
最大爬坡角度	≥45°
最大爬坡功率	≤150 W
续航时间	≥45 min

猕猴前肢灵活并参与支撑调姿，映射为三自由度串联前臂；后肢承担主要承载和推进，映射为高刚度平行四边形并联支腿；可动脊柱映射为电动推杆驱动的主动俯仰关节。前后肢及躯干比例用于确定主要杆长关系，生物特征与机器人机构映射见表 2。综合考虑串联机构工作空间及猕猴肢躯比例，将小臂与大臂长度比、前后脊柱机架长度比均近似取 1.2，并在设计边界内适当加长支腿，以适应大坡度下后端承载与推进需求。

表 2　生物特征—机器人机构映射

猕猴特征	机器人构型映射
前肢灵活，参与支撑与调姿	三自由度串联前臂
后肢承担主要承载和推进	平行四边形并联支腿
可动脊柱参与身体姿态调整	电动推杆驱动主动脊柱
前后肢与躯干比例关系	确定主要杆长比例

猕猴在运动与休息状态下呈现明显的构型变化。如图 1 所示，坐式休息和站式休息时，前臂可脱离支撑，躯干及后肢承担主要支撑；双足行走体现后肢承载和躯干调姿能力；四肢着地行走表现为前后肢协同支撑。基于上述形态与功能启发，机器人采用串联前臂、主动脊柱和平行四边形并联支腿，使支撑关系、机体高度和肩-髋姿态可调，为大坡度臂-脊-腿协同调姿提供构型基础。



图 1　猕猴典型姿态与仿猴机器人构型映射关系

针对大坡度条件下重心后移、后端载荷增加及肢体工作空间受限的问题，前臂采用串联机构以获得较大的末端调整范围，支腿采用平行四边形并联机构提高承载与推进能力，主动脊柱通过改变肩-髋相对位置调节纵向支撑范围，并为臂-腿后续姿态调整保留运动空间。臂端与足端采用加宽圆柱形接触结构，以扩大冠状面支撑宽度。

2.2 整机构型及关键设计

仿猴机器人整机构型主要由前后脊柱机架、并联支腿以及串联前臂构成。前后脊柱机架铰接，可通过脊柱推杆的屈伸实现脊柱俯仰角度的调节，具有辅助仿猴机器人整体重心调节的作用。前脊柱机架的左右两侧分别设有串联前臂，每侧前臂具有肩关节外摆、肩关节弯曲及肘关节弯曲三个自由度。后脊柱机架的左右两侧分别设有并联支腿，每侧支腿具有摆动与弯曲两个自由度。仿猴机器人的主要设计参数如表 3 所示。

表 3　仿猴机器人主要设计参数

项目	设计参数
站立尺寸（脊柱推杆取中间值）	543 mm×397 mm×404 mm
整机质量	11.24 kg
前后配重比	1.03：1
整机自由度	11
主要结构件材料	铝合金 6061-T4

在杆件尺寸设计中，综合考虑整机尺寸、猕猴肢躯比例及工作空间需求，前脊柱机架与后脊柱机架长度比取 1.2，小臂与大臂长度比近似取 1.2；同时结合大坡度条件下的受力特点，适当增大支腿长度，使各杆件尺寸在满足整机尺寸约束的同时兼顾姿态调整空间与坡面适应能力。仿猴机器人整机构型及尺寸如图 2 所示。

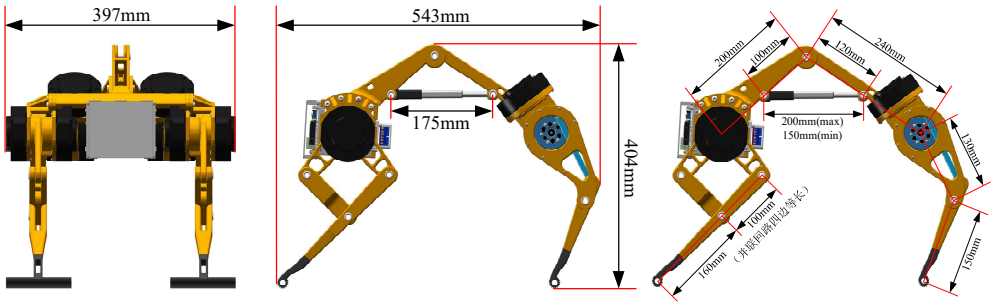


图 2　仿猴机器人整机构型及尺寸

2.3 运动学建模

为将臂-足端期望轨迹及脊柱俯仰姿态转换为各驱动关节角度和电动推杆长度，分别建立串联前臂、主动脊柱和并联支腿的运动学模型。机器人左右两侧机构关于矢状面对称，以下以右前臂和单侧支腿为例进行分析。前臂由肩外摆、肩弯曲和肘弯曲 3 个转动关节串联组成。以肩部为基坐标系，沿运动链依次建立各连杆坐标系，其运动学模型如图 3 所示。

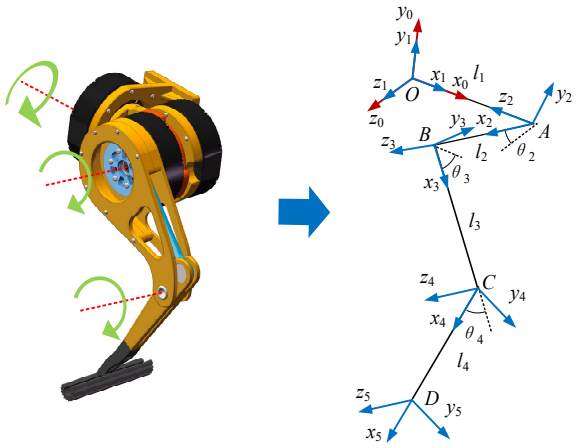


图 3　仿猴机器人前臂运动学模型

采用改进 D-H 参数法建立相邻连杆之间的坐标变换关系，经各级变换矩阵顺序相乘，可得到臂端点 D 在肩部基坐标系中的位置：

$$\begin{cases} p_x = l_1 + l_4\cos(\theta_3+\theta_4) + l_3\cos\theta_3 \\ p_y = l_2\sin\theta_2 + l_4(\cos\theta_2\cos\theta_3\sin\theta_4 + \cos\theta_2\cos\theta_4\sin\theta_3) + l_3\cos\theta_2\sin\theta_3 \\ p_z = l_2\cos\theta_2 - l_4(\cos\theta_3\sin\theta_2\sin\theta_4 + \cos\theta_4\sin\theta_2\sin\theta_3) - l_3\sin\theta_2\sin\theta_3 \end{cases} \tag{1}$$

式中，$l_1 \sim l_4$ 为图 3 所示前臂各连杆长度，θ_2、θ_3 和 θ_4 分别为肩外摆、肩弯曲和肘弯曲关节角，p_x、p_y 和 p_z 为臂端点 D 在肩部基坐标系中的位置分量。

给定臂端期望位置 (p_x, p_y, p_z) 后，采用代数法求取前臂解析逆解。肩外摆关节角为

$$\theta_2 = \arctan 2\left(p_y l_2 \pm p_z\sqrt{{p_y}^2+{p_z}^2-{l_2}^2},\ p_z l_2 \mp p_y\sqrt{{p_y}^2+{p_z}^2-{l_2}^2}\right) \tag{2}$$

进一步得到肩弯曲关节角

$$\begin{aligned} \theta_3 &= \arctan 2\left(p_y\cos\theta_2 - p_z\sin\theta_2,\ p_x - l_1\right) \\ &\pm arccos\left[\frac{(p_x-l_1)^2+(p_y\cos\theta_2-p_z\sin\theta_2)^2+{l_3}^2-{l_4}^2}{2l_3\sqrt{(p_z-l_1)^2+(p_y\cos\theta_2-p_z\sin\theta_2)^2}}\right] \end{aligned} \tag{3}$$

肘弯曲关节角由其正弦、余弦分量确定：

$$\begin{aligned} \sin\theta_4 &= \frac{-p_x\sin\theta_3 + p_y\cos\theta_3\cos\theta_2 - p_z\cos\theta_3\sin\theta_2 + l_1\sin\theta_3}{l_4} \\ \cos\theta_4 &= \frac{p_x\cos\theta_3 + p_y\sin\theta_3\cos\theta_2 - p_z\sin\theta_3\sin\theta_2 - l_1\cos\theta_3 - l_3}{l_4} \\ \theta_4 &= \arctan 2\left(\sin\theta_4, \cos\theta_4\right) \end{aligned} \tag{4}$$

式（1）～式（4）建立了前臂 3 个关节变量与臂端位置之间的正、逆运动学映射。由于三角函数的周期性，逆运动学存在多组数学解，实际计算中结合关节转角范围、机构装配关系及杆件干涉条件选取与当前构型连续的可行支路。

主动脊柱由前、后脊柱机架铰接构成，电动推杆伸缩改变两机架之间的俯仰关系，其运动学模型如图 4 所示。

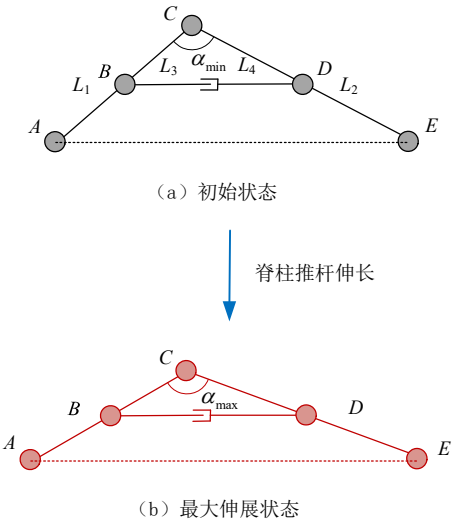


图 4　仿猴机器人脊柱机架运动学模型

图 4 中，C 为前、后脊柱机架铰接点，A、E 为两侧外端点，B、D 为电动推杆连接点。定义，AC、CE、BC、CD 各段长度分别为 L_1、L_2、L_3、L_4。BD 为电动推杆长度，α 为脊柱俯仰角。由机构几何关系可得

$$\begin{aligned} AE &= \sqrt{AC^2 + CE^2 - 2AC \cdot CE\cos\alpha} = \sqrt{L_1^{\,2} + L_2^{\,2} - 2L_1L_2\cos\alpha} \\ BD &= \sqrt{BC^2 + CD^2 - 2BC \cdot CD\cos\alpha} = \sqrt{L_3^{\,2} + L_4^{\,2} - 2L_3L_4\cos\alpha} \end{aligned} \tag{5}$$

式（5）建立了脊柱俯仰角与机架纵向展开尺度及推杆长度之间的映射关系。其中，AE 表征前、后机架外端之间的距离，随脊柱俯仰角变化反映肩-髋相对位置的调整；BD 为脊柱电动推杆的控制长度。因此，给定期望脊柱俯仰角后，可由式（5）确定相应的构型尺度及推杆长度，为后续脊柱调姿提供运动学约束。

后肢采用平行四边形并联支腿。为建立足端轨迹与髋部驱动角之间的对应关系，在髋部 O 点建立支腿基坐标系，其运动学模型如图 5 所示。

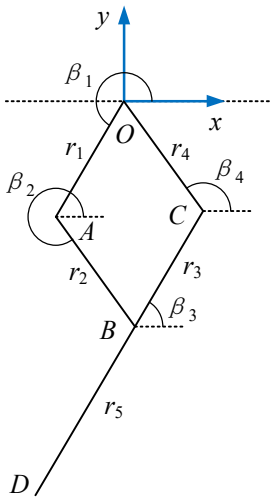


图 5　仿猴机器人支腿运动学模型

图 5 中，O 为支腿基坐标系原点，A、B、C 为并联闭环机构铰接点，D 为足端点，$r_1 \sim r_5$ 为相应杆件长度；β_1 和 β_4 为髋部两个驱动关节角，β_3 为闭环机构求解过程中的构型角。给定足端 D 在支腿基坐标系中的期望位置 (x_D, y_D)，可得到

$$\begin{aligned}\beta_4 &= \arctan 2\left(y_D, x_D\right) \pm \arccos\left(\frac{\left(r_3+r_5\right)^2 - {x_D}^2 - {y_D}^2 - {r_4}^2}{2r_4\sqrt{{x_D}^2+{y_D}^2}}\right)\\ \beta_3 &= \arctan 2\left(y_D + r_4\sin\beta_4, x_D + r_4\cos\beta_4\right) + \pi\end{aligned} \tag{6}$$

进一步定义

$$\begin{aligned}k_7 &= r_3\cos\beta_3 + r_4\cos\beta_4\\ k_8 &= r_3\sin\beta_3 + r_4\sin\beta_4\\ k_9 &= \left[{r_2}^2 - {r_3}^2 - {r_4}^2 - 2r_3r_4\cos\left(\beta_3-\beta_4\right) - {r_1}^2\right]/\left(2r_1\right)\\ \beta_1 &= \arctan 2\left(k_8, k_7\right) \pm \arccos\left(\frac{k_9}{\sqrt{{k_7}^2+{k_8}^2}}\right)\end{aligned} \tag{7}$$

式（6）～式（7）建立了足端期望位置与支腿驱动关节角 β_1、β_4 之间的解析映射。对于解析求解得到的多分支结果，结合支腿实际装配构型、关节允许范围及运动连续性选取满足物理约束的可行解。综上，前臂运动学模型建立了臂端位置与肩外摆、肩弯曲和肘弯曲关节角之间的双向映射；脊柱运动学模型建立了俯仰角与机架展开尺度及推杆长度之间的关系；支腿运动学模型建立了足端位置与髋部驱动关节角之间的映射。上述模型用于将后续步态规划得到的臂-足端期望轨迹及脊柱姿态转换为各驱动关节输入，并作为 Simulink-Adams 联合仿真中的运动学计算基础。

3 臂-脊-腿协同姿态调整与坡面稳定性

3.1 协同姿态调整方法

针对单一调姿自由度受工作空间限制的问题，提出臂-脊-腿三级协同姿态调整方法，如图 6 所示。三类变量并非同时任意变化，而是按照“脊柱俯仰—臂-腿有效长度—肩-髋关节角度补偿”的先后逻辑调节。该顺序先改变整机构型几何，再调整肢体尺度，最后利用关节角度补偿触地点约束，使前一级调整为后一级保留工作空间。

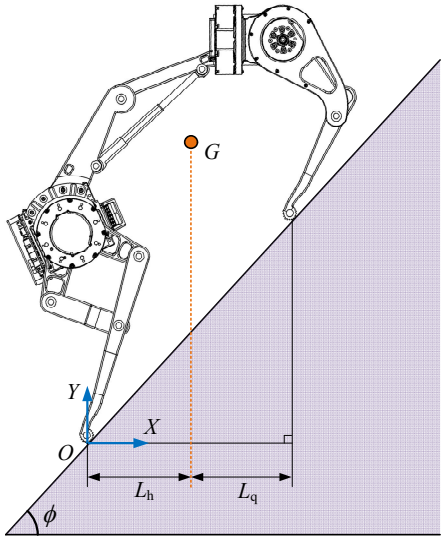


图 6　臂-脊-腿协同的大坡度地形姿态调整方法

第一阶段增大脊柱俯仰角。脊柱电动推杆伸长后，肩-髋距离和前后触地点间距随之增大，纵向支撑范围扩大；前后机架的相对姿态变化同时使重心向坡上方向移动并降低，前臂分担的载荷相应增加。此阶段臂-腿保持初始姿态，先利用主动脊柱建立较大的支撑几何，为后续肢体调整保留关节行程。

第二阶段在脊柱工作空间接近约束后伸展支腿、适当收缩前臂，分别增大有效腿长和减小有效

臂长。该变化在不继续增大脊柱俯仰角的条件下，使肩部相对坡面降低、髋部相对坡面抬高，重心投影继续向坡上移动。有效长度调节受到杆长、关节转角和摆动空间限制，因而不能作为最终补偿手段。

第三阶段在臂-腿有效长度接近可用范围后，通过肩-髋关节角度补偿改变机体相对坡面的姿态。补偿过程中保持既定触地点关系，利用前臂后摆和支腿姿态变化完成重心位置的最终修正，并避免触地点跳变破坏支撑区域。三级调姿依次作用于支撑范围、重心位置、前后载荷分配及剩余运动工作空间，使几何调整与静力平衡相互对应。

主动脊柱不能独立替代臂-腿调节：脊柱俯仰达到机构允许范围后，更大坡度仍可能使重心相对偏后；若一开始仅依靠有效长度或肩-髋角度调整，又会过早占用换步所需的关节空间。按上述顺序使用三个调姿层级，可在前后触地点关系连续的条件下逐步修正重心，同时减少单一自由度接近极限后对后续运动的约束。

3.2 静态稳定性

臂-腿致动器集中于肩-髋关节处。根据整机质量分布特征，将髋部支腿驱动电机及电池组等效为后端集中质量C_1，将肩部前臂驱动电机等效为前端集中质量C_2。研究聚焦矢状面，整机重心位置按式（8）计算：

$$P_G=\begin{bmatrix}\dfrac{C_1x_1+C_2x_2}{C_1+C_2}\\ \dfrac{C_1y_1+C_2y_2}{C_1+C_2}\\ 0\end{bmatrix} \tag{8}$$

式中，(x_1,y_1)和(x_2,y_2)分别为后、前端集中质量坐标。将脊柱机架长度、臂-腿有效长度、坡面角度和脊柱俯仰角代入式（8），可得到不同调姿状态下的重心投影位置。四个臂-足端接触点在水平面内形成支撑区域，重心投影法（CGPM）以重心竖直投影是否位于该区域内部及其到边界的最小距离判断静态稳定性。

初始状态下，臂端和足端触地点取肩-髋关节沿坡面法线与坡面的交点。随着坡度增加，重心投影沿坡下方向后移，后足端至重心投影的稳定距离减小；为满足整机静力平衡，后端法向载荷增加，前端载荷下降。当重心投影到达后端支撑边界时，前端支撑力趋近于零，机器人达到静态倾覆边界。由此，重心位置变化会同时改变支撑裕度和前后载荷比例。

脊柱俯仰改变肩-髋间的构型几何，使前后触地点间距增加、支撑区域扩大，并使重心前移和降低。重心投影远离后端支撑边界后，前臂承担的载荷增加，支腿承担的载荷相应减小，前后载荷趋于均衡。因此，重心位置、支撑范围和前后臂-腿载荷分配不是相互独立的问题，而是由同一构型几何与静力平衡关系共同决定。

对完成协同调姿的机器人以后足端为矩心建立静态平衡关系，可得：

$$Mg\cdot d_{\mathrm{j}}=F_{\mathrm{q3}}\left(L_{\mathrm{q3}}+L_{\mathrm{h3}}\right) \tag{9}$$

式中，d_{j}为后足端至重心竖直投影点的水平距离，$L_{\mathrm{q3}}+L_{\mathrm{h3}}$为前后足端间距在水平方向的投影长度，$F_{\mathrm{q3}}$为前端竖直支撑合力。式（9）两侧分别为重力和前端竖直支撑合力对后足端产生的力矩。d_{j}反映纵向静态稳定裕度；协同调姿增大前后触地点距离并提高前端分担载荷，使重心投影向支撑区域中心移动。

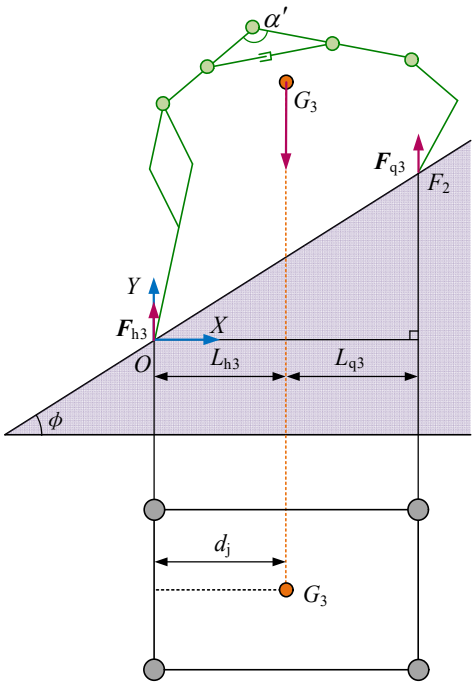


图 7　仿猴机器人坡面静态稳定性分析

由式（9）可知，脊柱俯仰同时改变重心力臂和前后触地点间距，表现为重心前移、支撑边界扩展及前后受力关系调整；臂-腿有效长度和肩-髋角度补偿继续修正 d_j，使重心投影避免靠近后端倾覆边界。

未调姿时，坡面角度增大使重心投影持续后移，模型计算得到初始构型静态倾覆极限为 $31.73°$。保持脊柱俯仰角增量 $\gamma = 30°$ 后，倾覆边界提高到 $47.71°$，提升 50.36%。该结果对应脊柱俯仰调节对静态倾覆边界的理论改善。在此基础上，继续通过臂-腿有效长度及肩-髋关节角度补偿，使重心投影向支撑区域中心调整，各状态结果见表 4。

表 4　协同调姿静态稳定性结果

状态	稳定性结果
初始姿态	静态倾覆极限 31.73°
脊柱俯仰调整	静态倾覆极限 47.71°，提升 50.36%
完整臂-脊-腿协同	重心投影进一步向支撑区域中心调整

3.3 动态稳定性

建立坡面坐标系，将重力分解为沿坡和法向分量。机器人沿坡面加速时，重心平动由重力与四个臂-足端合约束力共同决定，其平动平衡式为：

$$M\ddot{\boldsymbol{G}}(t) = \sum_{i=1}^{4} \boldsymbol{F}_i(t) - M\boldsymbol{g} \tag{10}$$

式（10）中，M 为整机质量，$\boldsymbol{G}(t)$ 为重心位置矢量，$\boldsymbol{F}_i$ 为第 i 个臂-足端的合约束力。各 $\boldsymbol{F}_i$ 分解为切向摩擦力 $\boldsymbol{F}_{fi}$ 和法向接触力 $\boldsymbol{F}_{Ni}$，并与关于重心的转动平衡关系共同构成坡面动力学模型。

臂-足端合约束力必须位于摩擦锥内，其代表性约束可写为：

$$\boldsymbol{F}_{fi}(t) \le \mu \boldsymbol{F}_{Ni}(t), \mu s \ge \tan 50° = 1.19 \tag{11}$$

式（11）表示第 i 个臂-足端的切向摩擦需求不能超过其法向接触力与摩擦系数的乘积；在 $50°$ 坡面保持静止时，还需满足 $\mu_s \ge \tan 50° = 1.19$。CGPM 适用于静止或匀速等准静态状态；沿坡加

速时，惯性作用改变重力与地面约束力的合力作用线，仅以重心投影不足以描述动态稳定边界。

沿坡加速状态采用零力矩点（ZMP）判据。在本文矢状面等效模型下，以重力与惯性力等效合力作用线与坡面的交点表征 ZMP 位置；其位于臂-足端形成的动态支撑区域内时，机器人保持动态稳定。臂-脊-腿调姿增大前后触地点间距并使重心靠近支撑区域中心，因此在相同沿坡加速度下，ZMP 至支撑边界的可用距离增大。

ZMP 分析沿用静态模型的接触点与支撑区域，并计入沿坡加速度产生的惯性作用，用于表征合力作用线相对前后支撑边界的位置。

各接触点的最大切向摩擦力受其法向力限制。法向力偏小时，允许的切向摩擦上限同步降低；法向力过度集中又会增大对应关节驱动力矩。臂-脊-腿协同调姿通过扩大支撑范围、前移并降低重心，调整前后法向力分配，使各接触点的摩擦利用和关节负载趋于均衡。因此，动态性能应同时检查整机稳定边界、各接触点摩擦裕度和关节负载分配，不能仅由总摩擦能力判断。

4 步态设计与仿真验证

4.1 50°坡面静态仿真

将 SolidWorks 三维模型简化后导入 Adams，按构型、材料和运动约束建立虚拟样机。臂-足端与坡面采用包含库仑摩擦的接触模型，静摩擦系数取 1.38，动摩擦系数取 1.24，法向接触模型刚度 2855.0、力指数 1.5、阻尼 400、穿透深度 0.5。

对于 50°坡面，静态接触条件要求 $\mu_s \geq \tan 50° \approx 1.19$。根据文中设定的橡胶—坡面接触条件，并兼顾 50°坡面动态性能和 Adams 积分稳定性，确定 $\mu_s = 1.38$、$\mu_d = 1.24$。因此，50°仿真结果对应上述接触参数。

按三级协同方法调整虚拟样机后，机器人在 50°坡面保持静止，如图 8 所示。本文将臂-足端合约束力位于摩擦锥内、接触点无持续滑移且脊柱推杆保持自锁时机器人维持坡面静态平衡的状态称为“坡面自锁”。

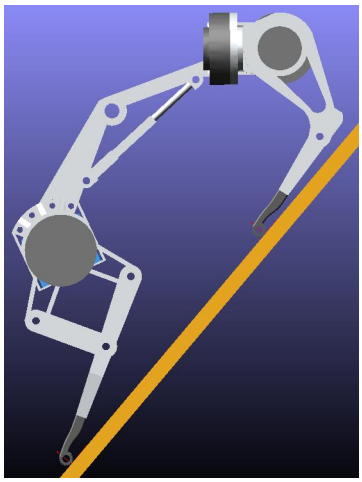


图 8　仿猴机器人在 50°坡面的仿真姿态

静态仿真中，两条前臂所受坡面全约束力均为 26.63 N，两条支腿均为 28.13 N，方向均竖直向上。前后端受力差异来自集中质量估算和仿真模型简化，四个接触点受力总体接近。该静态姿态作为联合仿真的初始状态。

4.2 坡面步态与臂-足端轨迹

大坡度条件下采用 walk 而非 trot 步态，以延长支撑时间并减小重心波动。一个 10 s 步态周期采用 1234 运动顺序，先依次移动两条前臂，再依次移动两条支腿；前 8 s 为四肢依次摆动阶段，其余肢体保持支撑，后 2 s 四肢统一进入支撑相，共同推动机体沿坡面前进，时序见图 9。

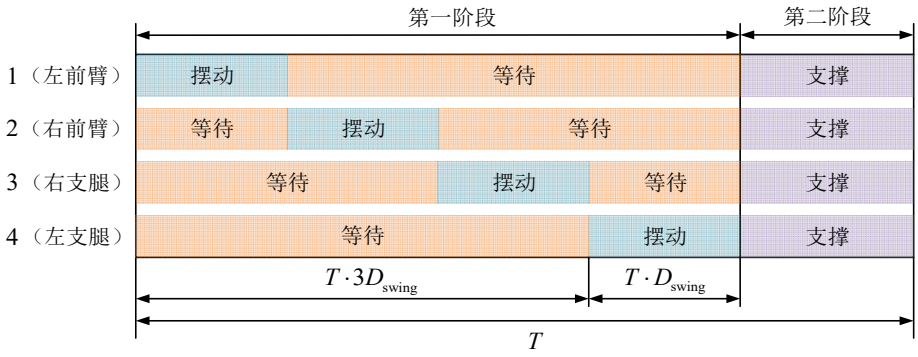


图 9　仿猴机器人坡面适应性步态时序

1234 腿序使两条前臂先建立新的接触点，再由两条支腿依次完成向前换步；每条肢体摆动时，其余三个接触点维持支撑区域。前 8 s 依次摆动以更新支撑点，后 2 s 统一支撑并共同产生沿坡驱动力，由此将换步与机体推进分离。该相位关系在 60 s 仿真的 6 个周期内保持一致。

臂-足端沿坡方向采用复合摆线完成规定步长，坡面法向采用 8 次多项式达到规定步高并回到坡面。两方向在位置、速度和加速度层面设置起始、换向和终止约束，落地速度与加速度均为零。为直观展示规划轨迹形状，图 10 以跨步长度 50 mm、跨步高度 25 mm 为示例给出臂-足端轨迹。

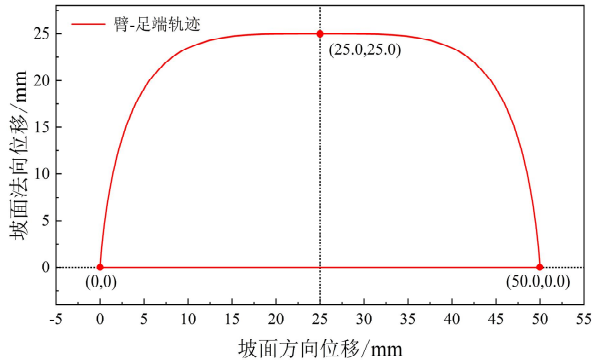


图 10　仿猴机器人在坡面坐标系下的臂-足端轨迹

4.3 联合仿真结果

在 Simulink 中建立臂-足轨迹生成、运动学逆解和姿态调节模块，将期望臂-足端位置转换为关节角度并驱动 Adams 机械系统。以 50°静态姿态为起点，联合仿真实际采用跨步长度 39 mm、跨步高度 3 mm，步态周期为 10 s，仿真时间为 60 s，共完成 6 个步态周期。在 Adams 大地坐标系下，机身 X、Y 方向均产生正向位移，各周期变化趋势一致，Z 方向仅有微小偏差，位移结果见图 11。

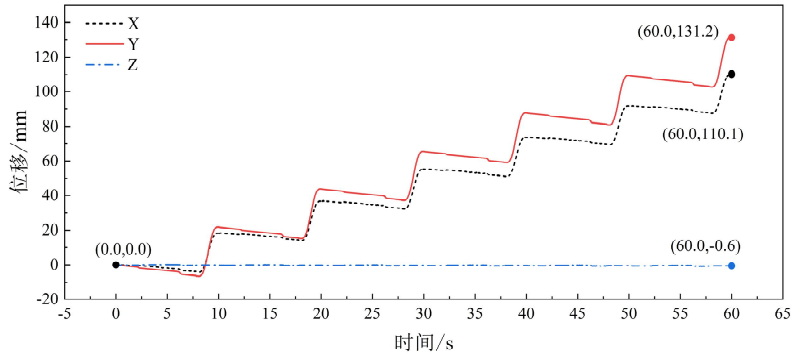


图 11　仿猴机器人 50°坡面攀爬机身位移（大地坐标系）

第一步态周期 0～8 s 依次摆动阶段，单条臂或腿离地及落地冲击使机体沿坡方向下滑约 7.8 mm；8～10 s 统一支撑阶段，四肢同步推进使机体沿坡前进约 36.4 mm，前进量与下滑量之比约 4.67。该周期的矢状面位移见图 12，60 s 曲线呈周期性阶梯增长，形成净向上运动。

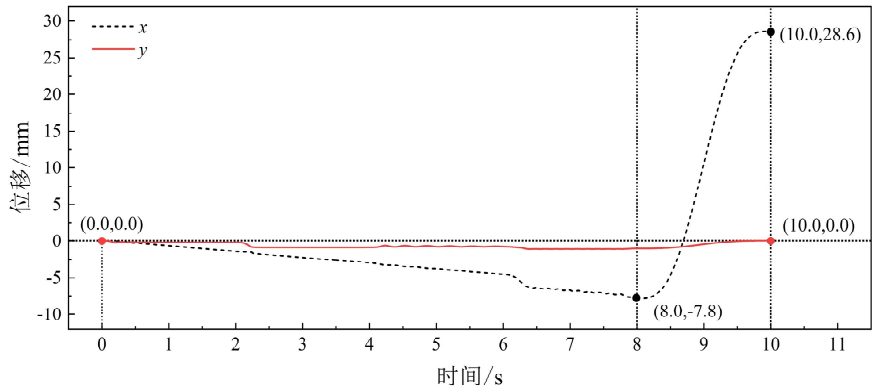


图 12　第一步态周期内机身矢状面位移

从 60 s 位移曲线末端可读得，机身参考点 X、Y 方向位移分别约 110.1 mm 和 131.2 mm，Z 方向约-0.6 mm；各周期趋势一致，侧向波动较小。摆动阶段的局部下滑主要与单肢离地造成的支撑区域变化及臂-足端落地冲击有关；统一支撑阶段四个接触点共同提供推进力，位移增长主要集中在每周期后 2 s。单周期和多周期均产生正向净位移，说明规划步态能够在给定 50°仿真工况下克服摆动阶段的局部下滑。

统一支撑阶段，两条前臂坡面摩擦力约 15～23 N，两条支腿约 18～27 N，左右同类肢体受力基本一致。随着机器人重心沿坡向上移动，前臂载荷逐渐增加、支腿载荷逐渐降低，前后肢之间发生载荷转移。该变化与第 3 章的重心调节和法向力分配机理相对应：重心投影向支撑区域中心移动后，前端参与承载及推进的程度增加，前后臂-腿的驱动负载重新分配，图 13 给出了相应的摩擦力变化。

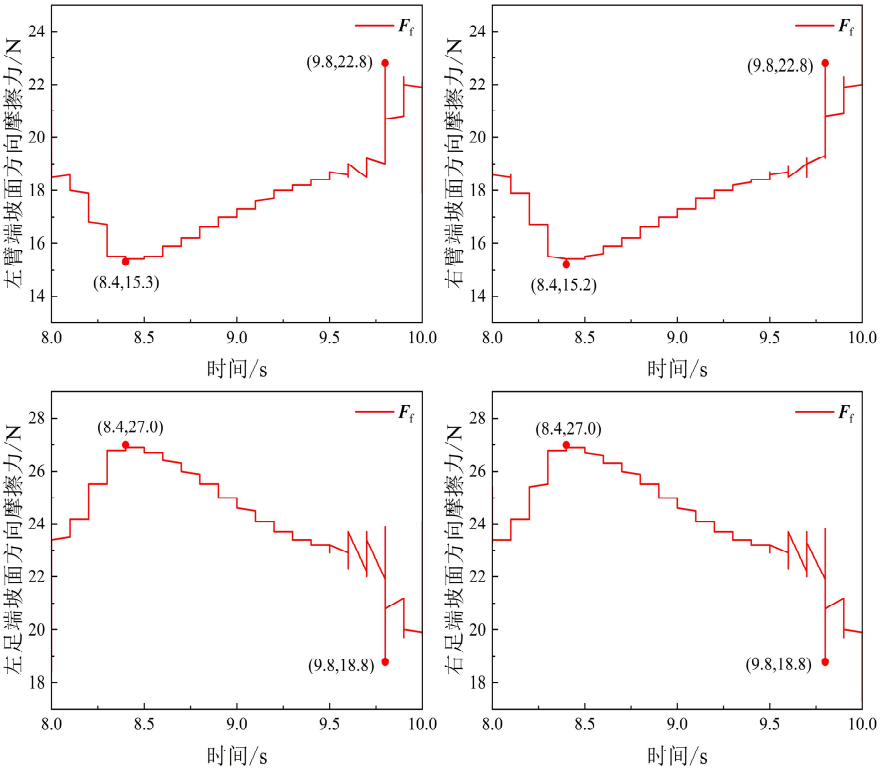


图 13　第一步态周期支撑相各臂-足端摩擦力

致动器数据表明，50°坡面攀爬过程中的最大关节力矩为 6.89 N·m，最大转速为 0.5 rad/s，脊柱推杆最大自锁力需求为 72.1 N，均低于所选致动器额定性能。仿真得到的最大爬坡功率低于 150 W 设计上限，续航时间超过 45 min 设计要求。

5 结论

（1）提出由串联前臂、主动脊柱和平行四边形并联支腿组成的 11 自由度仿猴混联构型，整机站立尺寸为 543 mm×397 mm×404 mm，质量为 11.24 kg，为大坡度条件下臂-脊-腿协同调姿提供构型基础。

（2）提出“脊柱俯仰—臂-腿有效长度—肩-髋关节角度补偿”三级协同调姿方法。理论分析表明，脊柱俯仰使静态倾覆极限由 31.73°提高至 47.71°，提升 50.36%，后续调节可使重心投影进一步向支撑区域中心移动。

（3）50°坡面静态仿真中机器人保持平衡，前臂和支腿全约束力分别约为 26.63 N 和 28.13 N；60 s Simulink-Adams 联合仿真完成 6 个步态周期并产生净向上位移，验证了所提出构型、协同调姿方法及坡面步态在设定仿真条件下的有效性。

参考文献：

[1] Wang P, Song C, Dong R, et al. Research on obstacle avoidance gait planning of quadruped crawling robot based on slope terrain recognition[J]. Industrial Robot: The International Journal of Robotics Research and Application, 2022, 49(5): 1008-1021.

[2] Zhuang H, Wang J, Wang N, et al. A review of foot–terrain interaction mechanics for heavy-duty legged robots[J]. Applied Sciences, 2024, 14(15): 6541.

[3] Ugenti A, Galati R, Mantriota G, et al. Analysis of an all-terrain tracked robot with innovative suspension system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 182: 105237.

[4] Zhou P, Tang S, Liu Y, et al. Reconfigurable wheel-crawler-integrated walking mechanism design and kinetic analysis[J]. Industrial Robot: The International Journal of Robotics Research and Application, 2023, 50(4): 633-647.

[5] González de Santos P, Garcia E, Estremera J. 四足运动[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2018.

[6] Focchi M, Del Prete A, Havoutis I, et al. High-slope terrain locomotion for torque-controlled quadruped robots[J]. Autonomous Robots, 2017, 41: 259-272.

[7] 马宗利, 张培强, 吕荣基, 等. 四足机器人坡面质心调整方法[J]. 北京理工大学学报（自然科学版）, 2018, 38(5): 481-486.

[8] Guo G, Chai H, Li Y, et al. Practical techniques research on climbing the steep slope of quadruped robots[C]//2019 IEEE 9th Annual International Conference on CYBER Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER). IEEE, 2019: 1150-1155.

[9] 展振龙, 杨杰, 胡继港, 等. 坡面环境四足机器人对角小跑步态稳定性分析[J]. 青岛大学学报（工程技术版）, 2023, 38(2): 99-104.

[10] 赵杰亮, 邢晋, 牛群. 基于俯仰位姿调整的四足机器人爬坡运动策略[J]. 华中科技大学学报（自然科学版）, 2023, 51(6): 10-15+22.

[11] Zhang L, Tang K, Li P, et al. Stability analysis of quadruped robot based on compound cycloid trajectory[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2022, 43(1): 62-66.

[12] Kim K Y, Park J H. Ellipse-based leg-trajectory generation for galloping quadruped robots[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22: 2099-2106.

[13] Gu J, Li L, Zhou S, et al. Research on foot trajectory planning of quadruped robot: based on high degree polynomial curve[C]//Proceedings of the 2022 4th International Conference on Robotics, Intelligent Control and Artificial Intelligence. 2022: 87-94.

[14] Lee J H, Park J H. Control for quadruped robots in trotting on horizontal and slanted surfaces[C]//2013 9th Asian Control Conference (ASCC). IEEE, 2013: 1-6.

[15] 张茹帆, 伍乘风, 陈涛, 等. 海南猕猴的形态学特征及其适应性[J]. 人类学学报, 2021, 40(1): 97-108.

[16] 庞珂莉. 太行山猕猴颅骨与脊椎骨形态特征研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2021.

[17] 田军东, 王振龙, 路纪琪, 等. 基于 PAE 编码系统的太行山猕猴行为谱[J]. 兽类学报, 2011, 31(2): 125-140.

[18] Kani M H H, Derafshian M, Bidgoly H J, et al. Effect of flexible spine on stability of a passive quadruped robot: Experimental results[C]//2011 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics. IEEE, 2011: 2793-2798.

[19] Khoramshahi M, Spröwitz A, Tuleu A, et al. Benefits of an active spine supported bounding locomotion with a small compliant quadruped robot[C]//2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation. IEEE, 2013: 3329-3334.

[20] Chen D, Liu Q, Dong L, et al. Effect of spine motion on mobility in quadruped running[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27: 1150-1156.

[21] 马庆营. 具有柔性脊椎的四足机器人坡面及奔跑运动分析[D]. 济南: 山东大学, 2020.

汽车排气系统运动间隙仿真研究

李玉昊[1]，刘维海[1,2]，赵星明[1,2]，韩超[1,2]，沈宇航[1,2]，孙佳兴[1,2]

（1.中国第一汽车股份有限公司研发总院；2.汽车振动噪声和安全控制综合技术国家重点试验室）

摘　要：本文以某新能源C级混动车排气系统为研究对象，基于Adams搭建整车刚柔耦合模型，通过路试试验与虚拟迭代完成模型校准，使用标准路面模型与轮胎模型构建整车虚拟试验场模型进行排气系统运动间隙预测仿真。本文分析了路面类型、车速、连接件刚度三个因素对排气系统运动间隙的影响。结果表明：短时强冲击性路面的排气系统运动间隙情况是最恶劣的；在特定的周期性路面与车速时，排气系统的运动将会发生共振，使运动幅值放大至三倍左右；连接件刚度对排气系统运动间隙的影响存在两种趋势，在低刚度区强相关，刚度每增加1N/mm，排气系统与车身之间的运动间隙就减小0.15mm左右，在高刚度区域间隙几乎不受刚度的影响。该研究揭示了排气系统的运动规律，可为混动车型排气系统结构优化与间隙安全管控提供技术支撑。

关键词：多体动力学，排气系统，虚拟迭代，路试试验，虚拟试验场

Simulation Research on the Motion Clearance of Automobile Exhaust System

LI Yuhao[1]，LIU Weihai[1,2]，ZHAO Xingming[1,2]，HAN Chao[1,2]，SHEN Yuhang[1,2]，SUN Jiaxing[1,2]

（1.CHINA FAW GROUP Co., LTD.Product Development Center；2. State Key Laboratory of Technology on Automobile NVH & Safety Control）

Abstract: In this paper, the exhaust system of a new energy C-class hybrid electric vehicle is taken as the research object. A rigid-flexible coupled full vehicle model is established based on Adams, and model calibration is completed via real road tests and virtual iteration. By adopting standard road surface and tire models, a full-vehicle virtual proving ground model is constructed to carry out prediction simulation on the dynamic clearance of the exhaust system. The effects of road type, vehicle speed and connector stiffness on the dynamic clearance characteristics of the exhaust system are systematically analyzed.The results indicate that short-term strong impact road conditions lead to the worst dynamic clearance performance of the exhaust system. Resonance excitation of the exhaust system occurs under specific periodic road surfaces and driving speeds, which magnifies the motion amplitude by approximately three times. Connector stiffness presents two distinct influence tendencies on exhaust dynamic clearance: a strong correlation is observed in the low-stiffness range, where the relative clearance between the exhaust system and vehicle body decreases by about 0.15 mm with each 1 N/mm increment of stiffness; while the clearance is nearly insensitive to stiffness variation in the high-stiffness range. This research clarifies the dynamic motion mechanism of the exhaust system, and provides a theoretical basis and technical reference for structural optimization and clearance safety control of exhaust systems on hybrid electric vehicles.

Key words: multi-body dynamics，exhaust system，virtual iteration，bench testk，virtual proving ground

引言

随着汽车行业电动化转型的不断推进，混合动力车型凭借兼顾续航能力与燃油经济性的优势，已成为当前市场的主流选择[1]。在底盘系统中，排气系统属于典型的柔性悬挂部件，通常布置于车辆底部空间受限区域，周边紧邻副车架、车身横梁等刚性部件，动态运动空间极为有限，因此其动力学特性及与周边部件的动态干涉问题受到广泛关注[2]。

排气系统刚度较低、悬置支撑点少且悬臂结构较长，在发动机频繁启停、工况波动及路面激励等耦合作用下，易产生振动幅值过大、共振响应显著等问题，进而诱发与周边部件的干涉碰撞、磨损加剧乃至结构失效，直接影响整车耐久性与行驶安全性[3]。因此，排气系统动态响应与间隙安全问题日益突出，开展相关研究具有重要的理论价值与工程实际意义。

吴杰等[4]建立了动力总成-排气系统刚柔耦合模型，在极限工况下进行静力学分析计算位移并与传统有限元方法对比，验证了刚柔耦合法在运动包络面预测中的准确性。方泽军等[5]对排气系统进行模态分析，证明了共振加剧波纹管的异响，并进行结构优化消除了异响噪声。付春雨[6]等采集了某支架的加速度信号，并将其柔性化建立了刚柔耦合多体模型，通过虚拟迭代求解得到了支架载荷谱。周帅等[7]使用移动路面扫描系统对某试验场路面扫描获得了 RGR 路面模型，配合 Ftire 轮胎模型搭建整车虚拟试验场模型，进行道路谱采集实验完成仿真精度对标。

本文以某量产混合动力车型为研究对象，基于 Adams 多体动力学软件建立整车刚柔耦合动力学模型，并将排气系统作为柔性体处理。由于排气系统三元催化器与车身间距较小，存在磕碰风险，且该位置难以安装位移传感器，无法通过试验直接获取运动间隙（图 1 中测点 A 为三元催化器位置）。因此，本文采用虚拟试验场仿真方法，对三元催化器与车身之间的运动间隙进行预测。



图 1　某车型排气系统监测示意图

首先，选取排气系统上测点 B（图 1）作为位移传感器安装位置，开展整车道路试验，采集轮心六分力、悬架位移及排气系统位移等试验数据。采用整车虚拟迭代方法获取排气系统关键测点的动态间隙仿真结果，并与试验数据进行对标，以验证整车模型的准确性与可靠性。在此基础上，利用校准后的整车虚拟试验场模型，分析三元催化器与车身之间的动态间隙，研究路面类型、车速及连接件刚度等因素对排气系统动态间隙的影响规律，为混合动力车型排气系统的结构设计与干涉风险控制提供参考依据[8]。

1 整车多体动力学模型建立

基于 Adams Car 软件搭建了目标混合动力汽车的整车多体动力学模型。依据实车悬架构型，前轴采用麦弗逊式独立悬架，后轴采用 E 型多连杆式独立悬架，并对底盘悬架、车架等关键部件的铰接关系与动力学约束进行了详细建模。模型关键参数均取自实车设计文档与试验数据。

1.1 排气系统柔性体创建

在多体动力学系统中，柔性体是指在外力作用下同时考虑弹性变形、模态振动与刚体运动耦合效应的构件，其动力学方程基于拉格朗日方法建立，并采用有限元模态叠加法求解[9]。与仅考虑平动和转动自由度的刚体模型相比，柔性体能够更准确地反映结构变形对相邻构件运动关系的影响。因此，本文采用刚柔耦合方法对排气系统进行柔性化建模。

首先采用有限元前处理软件对排气系统进行几何清理、材料属性定义与网格划分，建立其有限元模型，如图 2 所示。

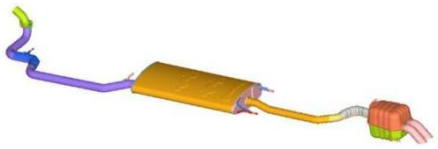


图 2　某车型排气系统有限元模型

随后将该有限元模型转换为模态中性文件，以支持整车多体动力学仿真中排气系统弹性变形的表征，如图 3 所示。



图 3　某车型排气系统模态中性文件

该车型排气系统设有 6 个吊耳和 1 个波纹管：波纹管连接排气系统与动力总成，吊耳连接排气系统与车身。建模时将波纹管与吊耳均以衬套单元模拟，其中波纹管的位置已在上图中标明。

1.2 运动间隙创建

在试验样车排气系统与车身之间选取安装空间充足的位置布置位移传感器，如图 4 所示。



图 4　测试位移传感器布置图

对应地，在整车多体动力学模型的排气系统与车身相同位置处设置位移监测点，如图 5 所示。

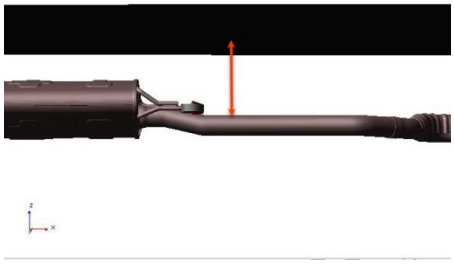


图 5　仿真位移监测图

此外，模型验证前需依据实车参数调整整车质量与质心位置，使各轮荷达到目标值；调试完成后的整车多体动力学模型如图 6 所示。

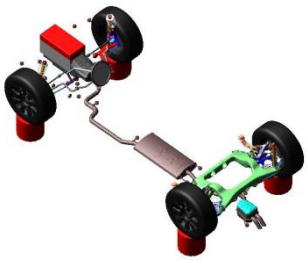


图 6　某混动车型整车多体动力学模型

2 路试试验

2.1 试验准备

试验样车在海南汽车试验场开展实车道路试验。完成数据采集仪与位移传感器等设备的安装后，采用卷尺测量排气系统与车身之间的初始静态间隙[10]。该实测装配状态下的静态间隙作为基准值，既用于校验仿真模型的设计状态，也为后续动态间隙分析提供对照依据，测量结果如图 7 所示。



图 7　设计状态下的运动间隙

2.2 试验结果

试验依据海南试验场强化坏路试验规范执行，本文选取波形路面工况下采集的路谱作为路试分析数据。通过数据采集系统采集位移传感器输出信号，获取排气系统的位移时域响应，测试结果如图 8 所示。

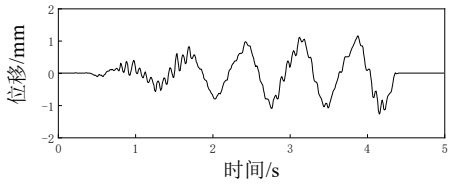


图 8　试验波形路排气系统间隙

3 模型验证

建立准确可靠的多体动力学模型是开展排气系统运动间隙分析的前提。虚拟迭代方法以试验响应为目标，通过迭代反演优化仿真输入与模型参数，使仿真输出逐步逼近实测结果，是一种技术成熟、工程应用广泛的整车动力学模型验证手段。本文采用该方法对整车模型进行修正与验证，以保证后续间隙分析结果的可靠性。

3.1 虚拟迭代仿真结果

为降低外界环境及设备内部干扰对道路耐久性试验信号的影响，需对试验场采集的路谱进行预

处理，包括对波形路载荷谱进行重采样和滤波，以保证信号的可靠性[9]。

将整车多体动力学模型封装为可用于迭代求解的模型文件，在迭代过程中通过反复调用该文件实现模型的自动加载、参数更新与响应求解[11]。在此基础上，施加白噪声激励进行仿真，获取系统输入输出信号，辨识系统传递函数，结果如图 9 所示。

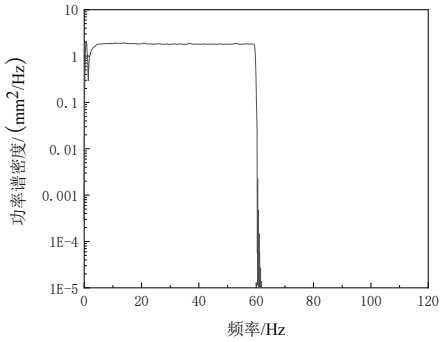


图 9 整车动力学模型传递函数

设置迭代次数后开始迭代仿真[12]。迭代完成后，以轮心垂向力伪损伤比作为收敛判据，当其值处于 0.95～1.05 范围内时（图 10），认为模型满足精度要求，停止迭代。

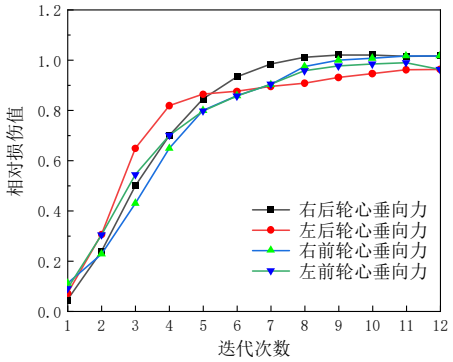


图 10 迭代响应信号与期望信号的相对损伤

随后提取排气系统与车身之间的监测位移，结果如图 11 所示。

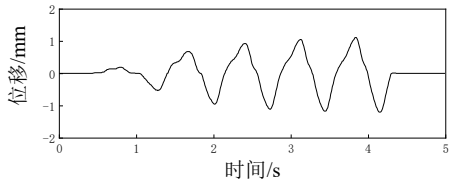


图 11 虚拟迭代波形路排气系统间隙

3.2 仿真与试验对比

虚拟迭代完成后，将仿真结果与实车道路试验结果进行多维度对比分析，对比指标包括位移时域响应曲线、最值及均方根（Root Mean Square，RMS）值。时域响应对比如图 12 所示。

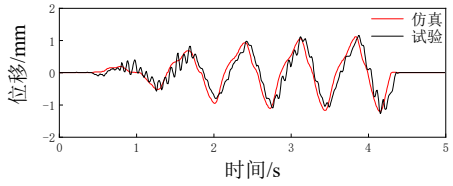


图 12 虚拟迭代仿真数据与路试测试数据对比

由位移时域响应对比可见，虚拟迭代仿真曲线与试验测试曲线在波形趋势和相位上均具有较好

的一致性；最值、RMS 的统计结果汇总于表 1。

表 1　排气系统间隙测试数据与仿真数据定量对比

指标	仿真间隙/mm	测试间隙/mm	相对误差
最值	1.11	0.99	-11%
	-1.21	-1.28	6%
RMS	0.36	0.35	3%

表 1 的定量分析表明：两个时域信号的最值相对误差不超过 11%，RMS 相对误差不超过 3%。这说明所建立的仿真模型能够较好地复现最值点的幅值特征，同时也能有效还原位移时域信号的整体能量水平。

综合位移时域响应与动态间隙的对比结果可知，仿真结果与试验结果一致性良好，验证了多体建模方法、柔性体处理及位移监测方案的合理性与准确性。因此，该整车模型具有较高的仿真精度，可用于后续三元催化器运动间隙影响规律的分析。

4 虚拟试验场间隙预测

虚拟试验场是整车动力学研究的重要手段，具有工况参数可调、试验周期短、且无需实车样件、不受场地与环境条件限制等优势，能够可靠复现不同路面激励下的车辆动态响应，为深入分析排气系统运动规律提供了有效途径[13]。

在完成整车动力学模型精度验证后，本文依托虚拟试验技术开展多工况仿真分析。以已建立的整车刚柔耦合模型为基础，引入标准路面模型与轮胎模型，构建虚拟试验场仿真环境，进而针对不同影响因素研究排气系统运动间隙的变化规律[14]。

4.1 路面与轮胎模型

路面模型基于实际试验场路面的三维激光扫描与点云重构方法建立。采用激光扫描设备获取路面三维点云数据，经点云预处理、曲面拟合及参数化转换，生成可直接用于 Adams 动力学仿真的 CRG 路面。该方法能够真实还原路面几何形貌与激励特征，确保虚拟激励输入与实车行驶工况具有较好的一致性。

轮胎模型选用 FTire 柔性环轮胎模型[15-16]。该模型兼顾工程精度与计算效率，是动力学仿真中应用较为广泛的高精度轮胎模型，能够较准确地描述轮胎接地特性、径向刚度、侧向刚度及阻尼特性，真实反映轮胎与路面间的力传递关系。

依据实车轮胎规格与轴荷参数完成轮胎模型参数匹配后，将其与整车模型、路面模型集成，构建整车虚拟试验场动力学仿真系统。

在三元催化器与车身之间设置位移监测点，如图 13 所示。

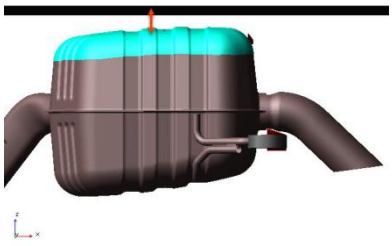


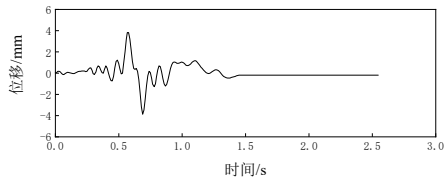
图 13　三元催化器位移监测

4.2 路面对运动间隙的影响

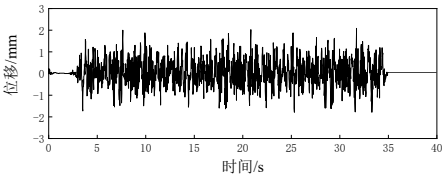
为考察路面类型对排气系统动态间隙的影响，选取三种典型路面进行对比分析：减速带路面，具有短时强冲击激励特征；比利时路，表现为连续随机激励，振动能量频带较宽；搓板路，为周期

性激励，激励频率与路面波长和车速相关。

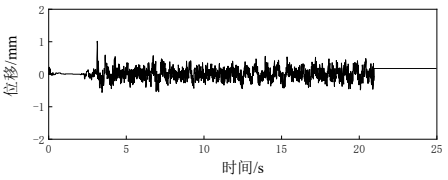
仿真中统一设置车速为 40km/h，分别提取三元催化器处运动间隙，结果如图 14 所示，并将各路面条件下的最小间隙与位移幅值汇总于表 2。



（a）减速带



（b）比利时路



（c）搓板路

图 14　不同路面下三元催化器运动间隙

表 2　不同路面下排气系统的位移

路面类型	最小间隙值/mm	位移幅值/mm
减速带	-3.89	7.71
比利时路	-1.81	3.89
搓板路	-0.57	1.59

结果表明，三种路面激励下排气系统动态间隙差异显著。减速带激励下，排气系统产生瞬时大幅值运动，动态间隙急剧减小，干涉风险最高；比利时路随机激励下，振动能量分布较宽，位移放大效应明显；搓板路周期性激励下，间隙响应与激励频率密切相关。

总体而言，路面类型从激励幅值与频率特性两方面宏观影响动态间隙的恶化程度，在排气系统动态性能分析中应予以优先考虑。

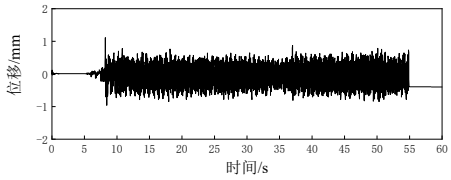
4.3 车速对运动间隙的影响

对于周期性路面，其激励频率由车速与路面空间波长共同决定。当车速变化导致激励频率接近排气系统固有频率时，易引发共振，使排气系统动态间隙急剧恶化。为此，本节选取某试验场搓板路作为典型周期性路面（图 15），分析不同车速条件下排气系统动态间隙的变化规律。

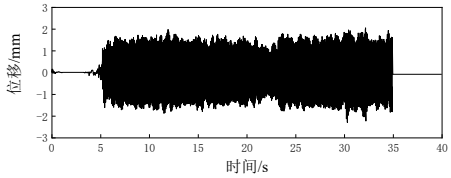


图 15 某试验场搓板路

在 10～50km/h 范围内以 5km/h 为间隔设置仿真工况，并在低车速区间加密工况点，以准确捕捉共振峰值。各车速工况下的响应信号（RSP）时域波形如图 16 所示。



（a）15km/h



（b）24km/h

图 16　不同车速搓板路排气系统位移

对所有车速下排气系统的最小动态间隙与位移幅值进行统计，结果汇总于表 3。

表 3　不同车速下排气系统的位移

速度/km/h	最小间隙值/mm	位移幅值/mm
10	-0.66	2.19
15	-0.97	2.08
20	-1.5	3.01
22	-1.97	3.75
23	-2.2	4.15
24	-2.3	4.36
25	-2.18	4.26
30	-1.23	2.32
35	-0.81	1.84
40	-0.57	1.59
45	-0.71	1.63
50	-0.78	1.74

进一步绘制最小间隙与位移幅值随车速的变化趋势图，以揭示运动间隙随车速的变化规律，如图 17 所示。

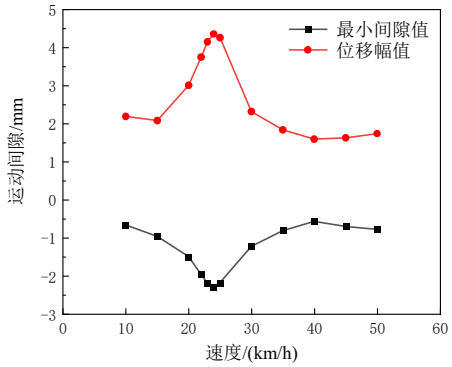


图 17　不同车速下运动间隙趋势图

由图 17 可知，最小间隙与位移幅值随车速呈负相关变化趋势，整体表现为位移幅值单峰、最小间隙单谷的波形特征。与 15km/h、50km/h 等工况相比，24km/h 工况下位移幅值显著增大、最小间隙降至最低值，呈现典型的共振放大效应；初步判定该车速附近路面激励频率与排气系统固有频率接近。

为进一步从频域角度揭示上述工况下间隙剧烈变化的内在机理，对不同车速下的响应信号进行功率谱密度（Power Spectral Density，PSD）分析。各车速工况下的 PSD 分析结果如图 18 所示。

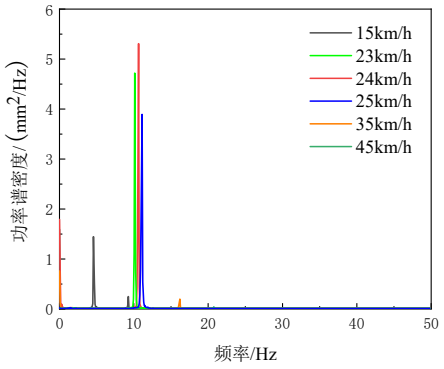


图 18　不同车速下的 PSD 分析

各工况下信号峰值频率及其对应幅值汇总于表 4。

表 4　PSD 峰值点统计

速度/km/h	峰值频率/Hz	幅值/(mm²/Hz)
15	4.6	1.44
23	10.2	4.71
24	10.6	5.3
25	11.1	3.89
35	16.2	0.19
45	20.8	0.03

由表 4 可知，24 km/h 工况下响应信号在 10.6Hz 处出现幅值为 5.3 的显著峰值；15、35、45km/h 工况均未出现明显的能量集中现象。

进一步对排气系统柔性体进行模态分析，得到其弯曲模态固有频率为 10.4Hz，对应模态振型如图 19 所示。



图 19　排气系统二阶模态振型

在 24km/h 工况下，路面激励频率与排气系统二阶固有频率接近，系统发生明显共振，振动响应显著增大；其余车速工况的激励频率均偏离固有频率，共振效应较弱，响应幅值维持在较低水平。因此，24 km/h 可判定为该排气系统在搓板路激励下的共振车速。

功率谱密度（PSD）分析所得共振频率为 10.6Hz，与模态分析得到的二阶固有频率 10.4Hz 较为接近，表明仿真模态分析与频域响应分析结果具有较好一致性，进一步验证了排气系统在该频段内存在明显的固有振型。当路面激励频率接近该振型对应频率时，即会引发共振。

综合时域动态间隙、位移幅值统计及频域 PSD 分析结果，可以确认：24 km/h 工况下路面激励频率与排气系统某阶固有频率相耦合，引发共振，导致排气系统振动幅值显著增大、最小动态间隙急剧减小，表明共振效应对排气系统动态运动安全性具有显著影响。

4.4 连接件刚度对运动间隙的影响

波纹管与吊耳是排气系统的关键连接部件，其刚度参数直接影响排气系统的安装稳定性与振动传递特性，进而影响动态间隙的变化规律[17]。刚度过大时，连接部件对振动的缓冲与隔离能力下降，振动易直接传递至排气系统，增大其与周边部件发生干涉的风险；刚度过小时，排气系统支撑不足，在路面激励下易产生大幅值振动，导致动态间隙显著减小。因此，波纹管与吊耳的刚度是影响排气系统动态间隙的核心结构参数之一。

该车型波纹管与吊耳的刚度特性分别如图 20、图 21 所示。

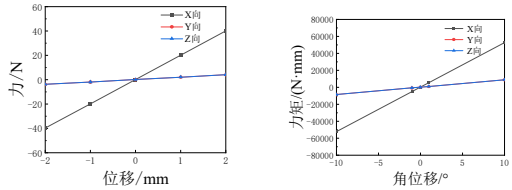


图 20 波纹管刚度

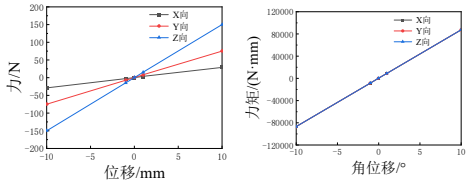


图 21　吊耳刚度

为分析刚度参数对排气系统动态间隙的影响，选取比利时路面作为激励输入，保持其他仿真参数不变，仅改变波纹管与吊耳的垂向刚度，获取不同刚度参数下排气系统的最小间隙，结果如图 22 所示。

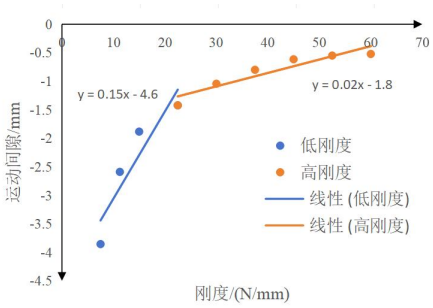


图 22　刚度对运动间隙的影响

由图 22 可知，运动间隙随刚度的变化趋势可划分为低刚度与高刚度两个区间。在低刚度区间，运动间隙与刚度近似呈线性负相关：波纹管与吊耳的刚度每提高 1 N/mm，排气系统与车身之间的运动间隙约减小 0.15mm。当刚度超过某一阈值后，运动间隙不再随刚度增大而减小，曲线趋于收敛。需要指出的是，低刚度区间内运动间隙的变化量接近 3mm，超过搓板路共振工况下的间隙变化幅值，因此波纹管与吊耳刚度参数的准确性是保证排气系统运动间隙仿真精度的关键因素之一。进入高刚度区间后，波纹管与吊耳的约束能力趋于饱和，运动间隙主要由排气系统自身的弹性变形决定，此时可通过优化排气系统结构来改善运动间隙。

5 结论和展望

本文通过刚柔耦合建模、道路试验与虚拟迭代校准相结合的方法，构建并验证了高精度整车多体动力学模型，并基于标准试验场路面模型与 FTire 轮胎模型搭建整车虚拟试验场。在此基础上，研究了路面类型、车速及连接件刚度对排气系统动态间隙的影响，得到以下结论：

（1）路面类型对排气系统动态间隙影响显著。对于减速带等短时强冲击型路面，排气系统与周边部件发生干涉的风险较高，在道路试验及整车开发中应予以重点关注。

（2）在周期性路面激励下，可通过改变车速调节路面激励频率，使其逐渐接近排气系统固有频率。结合时域响应幅值随车速的统计分析与频域 PSD 分析、模态分析，两者相互验证，揭示了共振现象对排气系统动态间隙的影响机制。结果表明，共振工况下排气系统运动幅值放大约 3 倍，最小动态间隙显著减小，安全余量急剧降低。

（3）连接件刚度对排气系统动态间隙的影响表现为明显的分段特征。在低刚度区间内，动态间隙对刚度变化较为敏感，间隙变化量与刚度变化量之比约为 0.15；随着刚度进一步增大，其对动态间隙的调控作用逐渐减弱，进入高刚度区间后，动态间隙趋于收敛并基本保持稳定。

后续研究将进一步拓展仿真工况，增加整车误用工况、越野极限工况等典型场景，并探索除车速控制外的多加载条件系统性仿真分析。依托虚拟仿真手段可有效降低研发与样车试制成本，对混合动力车型排气系统的结构设计与性能优化具有重要应用价值。

参考文献：

[1] 许敏;张亦嘉.中国混合动力汽车动力总成技术进展[J].汽车安全与节能学报,2024,15(03):269-294.

[2] 吴杰;蒋苗苗;罗玉涛.某乘用车排气系统振动性能的优化[J].汽车工程,2015,37(12):1433-1437+1411.DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2015.12.013.

[3] 郭鹏程;汤迁;张立强;李鹏;李落星.基于排气系统挂钩位置和结构的座椅抖动优化[J].汽车工程学报,2023,13(02):193-200.

[4] 吴杰;黄思良.基于刚柔耦合模型的汽车排气系统运动包络面仿真方法[J].汽车技术,2017(06):44-48.

[5] 方泽军;王斌;刘欣;叶天行;龙洪生.某轻型汽车排气波纹管异响问题分析和方案优化[J].汽车技术,2019(01):53-56.DOI:10.19620/j.cnki.1000-3703.20170599.

[6] 付春雨;曾超;刘宏杰;刘伦伦;程市.基于虚拟迭代的装载机后处理支架载荷谱获取方法[J].现代制造工程,2021(01):17-21.DOI:10.16731/j.cnki.1671-3133.2021.01.004.

[7] 周帅 ;禹慧丽 ;黄永旺 ;周云平 .虚拟试验场 RGR 路面模型重构研究[J].振动与冲击,2023,42(01):139-145+159.DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2023.01.017.

[8] 吴济民.基于虚拟试验场的叉车稳定性分析技术研究[D].浙江大学,2023.DOI:10.27461/d.cnki.gzjdx.2023.002465.

[9] 黄元毅;董国红;钟明;李征;王甲畏.基于实测动态道路载荷谱的车辆疲劳性能设计[J].汽车工程,2017,39(11):1281-1285+1293.DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2017.11.009.

[10] Hongjie Jin;Liguo Zang;Yvlin Mao;Cheng Xue;Jing Jiao.Research and application of load spectrum technology of reliability running test method for vehicle[J].Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering,2024(6).DOI:10.1177/09544070221150045.

[11] 王子怡.基于虚拟迭代的汽车疲劳耐久载荷谱提取[D].重庆大学,2022.DOI:10.27670/d.cnki.gcqdu.2022.002377.

[12] 王凯;张宗阳;邴涛;崔云龙;孙士涛;李安海.商用车驾驶室虚拟迭代目标谱优化与分解[J].汽车工程,2024,46(08):1501-1510+1500.DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.08.016.

[13] 康华平;段向雷.基于 3D 数字路面的整车动态载荷影响因素分析[J].汽车技术,2019(10):14-18.DOI:10.19620/j.cnki.1000-3703.20190856.

[14] 马扎根;陈栋华;胡文伟;连志斌;胡毓冬.基于虚拟试验台的车身结构寿命预估与改进设计[J].汽车工程,2016,38(07):896-900.DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2016.07.017.

[15] 高丰岭;吴渊;卜晓兵;战楠;陈潇凯.基于整车路噪性能提升的轮胎优化设计[J].汽车工程,2021,43(01):145-151.DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2021.01.019.

[16] 吴渊;高丰岭;卜晓兵;陈潇凯.基于虚拟路面的整车路噪轮胎参数相关性研究[J].汽车工程学报,2021,11(05):354-362.

[17] Zhouhui Guan;Zhengjun Wei;Wenben Shangguan.Study on the Influence of Nonlinearity of Bushing and Air Spring Stiffness in Truck Suspension System on Joint Forces and Moments Calculation[J].SAE Technical Paper, 2024(1).DOI:10.4271/2020-01-1395.

面向火星车前向规划的稀疏语义连通性感知风险学习

陈复轩[1]，许雄[1,2,3]，曹子龙[1]，徐澳[3]，邢熙晨[1]，

肖长江[1,2]，王超[1,2]，冯永玖[1,2,3]，谢欢[1,2,3]，童小华[1,2,3]

（1. 同济大学测绘与地理信息学院，上海，中国；2. 上海市航天测绘遥感与空间探测重点实验室，上海，中国；
3. 上海自主智能无人系统科学中心，上海，中国）

摘　要：巡视器在火星表面自主移动，需要可直接支撑路径决策的地形表征。针对稀疏标注影像中像素级语义难以反映前向通道连通性、路径优先级与拒绝条件的问题，本文提出 CaT-Rover：以冻结的 DINOv2 编码器和参数高效解码器生成语义后验，用起点条件最大－最小传播提取连通通道，以单调风险场排序候选路径，并先经首次连通性过滤判定瓶颈风险可接受后再搜索。在 S⁵Mars 的 10% 标注下，Base 的 mIoU 为 58.79%；FRL 的非可通行区域召回率与可达性 IoU 为 98.27%、49.30%；Risk 的静态、动态语义安全成功率为 54.05%、67.57%，动态规划平均扩展节点数 256.95。结果表明，语义误差的空间分布及沿路径的代价累积能提供 mIoU 之外的决策信息。

关键词：火星表面影像；火星车自主移动；语义分割；风险感知路径规划。

I 引言

火星车能否到达科学目标取决于其表面机动能力。随行驶距离和通信时延增加，局部影像解译已成为障碍评估与自主行驶的关键环节：毅力号与祝融号已分别验证车载路径评估、保守碰撞检查与障碍分析规划[1]–[4]。通信窗口之间，规划器只能依据当前局部观测保守决策，因此前向感知须回答：可通行区域是否与火星车相连、连通路径如何排序、证据不足时是否拒绝规划。构建这种表征受标注稀疏、类别不均衡和外观变化限制：尘埃、阴影、低纹理与视角变化使各类地形边界模糊。不同位置的分割误差对路径影响不同：开放区域的误分类可能不改变路线，少量虚假障碍却可能封死狭窄通道。这类空间不确定性在规划尺度上被放大，尤其影响狭窄通道和前向边界；而 mIoU 无法表达这一差异。

本文提出面向火星车前向规划的连通性感知地形风险表征 CaT-Rover。框架在单元、连通分量与路线三个尺度上贯彻统一的瓶颈原则：起点条件最大–最小算子提取从火星车出发的最宽语义通道；在固定残差门控下，保留硬证据下界的组合使风险随危险包络增大或连通性降低而不减，并把局部危险、断连与不确定性汇总为路线风险；连通性过滤先求出给定起点–终点对实现连通所需的最低瓶颈风险，再在风险不超过上限的图中优化路径代价。本文主要贡献：1）构建面向移动决策的层级表征，把九类稀疏语义后验组织为单元证据、起点条件连通分量与路线表示；2）提出单调的拓扑–风险组合，在固定残差门控下风险随危险包络增大或连通性降低而不减，且学习残差不降低硬证据下界；3）为每个起点–终点对定义首次连通性阈值，与验证集上确定的风险接纳上限配合，将路线接纳与路径优选分离，并用 A*与 D* Lite 量化安全性、可达性与搜索开销的权衡。

II. 相关工作

A. 稀疏标注火星地形感知

火星地形感知已扩展到稀疏标注与跨域设置：AI4MARS 通过众包和专家标注构建地形分割任务[6]；S⁵Mars 以面向火星场景的增强和软–硬一致性约束利用未标注像素[5]；MarsScapes 结合全景影像、教师–学生式域自适应与类别感知采样[7]。这些工作主要解决标注效率与语义迁移问题，但语义输出与火星车起点条件通道的联系仍未直接建立。

针对难分类别，MarsSeg 以多层金字塔与注意力融合增强边界和上下文[8]，深度辅助双任务网

络为岩石和小障碍引入几何线索[9]，Light4Mars 与 Mobile-DeepRFB 侧重轻量化部署[10]，[11]。这些方法主要输出像素级类别图，现有拓扑损失多用于保持掩膜结构，对起点条件通道的建模仍有限[19]。对前向规划而言，误差是否切断通道比误差数量更关键：孤立误差与封死狭窄通道的误差可能产生相近的分割损失，却带来截然不同的移动后果；语义风险也不等同于物理碰撞概率。

B. 面向表面机动的行星几何与定位

行星制图与定位为语义解译提供几何和位置参照：祝融号的多传感器重建把影像与惯性信息统一到连续坐标框架[4]，语义感知匹配扩大跨站重建范围[12]，自监督关键点与二维–三维匹配改善弱纹理和视角变化下的定位[13]；天问一号结合相机标定、摄影测量和跨站定位限制漂移并支持障碍分析[3]。这些方法输出地图、几何或轨迹，可为规划提供外部参照；本文关注单帧语义如何形成路线决策。

摄影测量与视觉–激光雷达融合进一步补充地形几何[14]，[20]，[15]；MADMAX 提供视觉–惯性序列与位姿参考，用于评估复杂火星外观下的定位[21]。这些研究主要估计几何、位姿与地图一致性，尚未定义统一的路线风险变量；对仅有局部影像的规划，需把单元级语义不确定性传播到连通通道，并可结合深度、数字高程模型和位姿协方差等外部证据。

C. 可通行性与火星车自主规划

火星车规划已从几何搜索扩展到兼顾地形、不确定性与资源约束。A*提供启发式最短路径，D*Lite 在代价变化时增量修复[22]，[23]；地形分类规划将语义类别与车辆运动学结合[24]，WayFAST 从 RGB-D 观测和车辆响应学习可通行性预测[16]。此类规划器通常把风险编码为边代价或约束，路线存在性判断与路径优选多在同一搜索中完成。

学习得到的启发项通常与确定性碰撞检查结合：机器学习方法用于候选路径排序以降低几何评估开销[17]，构型拓扑规划考虑概率状态转移和运动库约束[18]，毅力号 ENav 采用候选筛选、保守碰撞检查、滑移容忍的车轮包络和车载计算约束[2]。可见规划器需要可比较的代价和明确的接纳规则。

现有规划方法多以几何或可通行代价为输入，稀疏标注分割得到的语义后验如何影响连通性、路径排序与拒绝决策仍缺少建模。本文将后验映射为起点条件最大–最小连通性和保留硬证据的语义–拓扑风险，用首次连通性过滤支持路径排序与拒绝；A* 与 D* Lite 分别用于静态和增量搜索。

III. 方法

A. 问题定义与总体框架

给定输入影像 $I \in \mathbb{R}^{3\times224\times224}$，记 $p_{vc} = P(Y_v = c|I)$ 为像素 v 属于九类 S⁵Mars 地形的后验概率。规划中，土壤、沙地、基岩和车辙构成名义可通行集合 $\mathcal{C}_{\text{free}}$，天空、山脊、岩石、火星车和坑洞构成非可通行集合 $\mathcal{C}_{\text{haz}}$，各类别后验据此汇总为局部的可通行、危险与不确定性证据：

$$q_v = \sum_{c\in\mathcal{C}_{\text{free}}} p_{vc}\,, h_v = \sum_{c\in\mathcal{C}_{\text{haz}}} p_{vc} = 1 - q_v. \tag{1}$$

规划 ROI 取影像下半部 $\Omega = \{112, \dots, 223\} \times \{0, \dots, 223\}$；起点 s 为火星车位置，终点 g 位于前向边界，保留原始影像坐标，用下方 8 行 token 做拓扑推理。采用 4×4 下采样把 Ω 映射为解码器栅格中的 28×56 个单元，保持原图与规划图的空间对应；像素端点整除 4 后映射到规划栅格，保证各变体使用相同离散端点。真值掩膜 $Y \in \{0, \dots, 8{,}255\}^{224\times224}$ 仅用于训练与评估，推理阶段不读取；Ω 内每个节点均保留并评分。

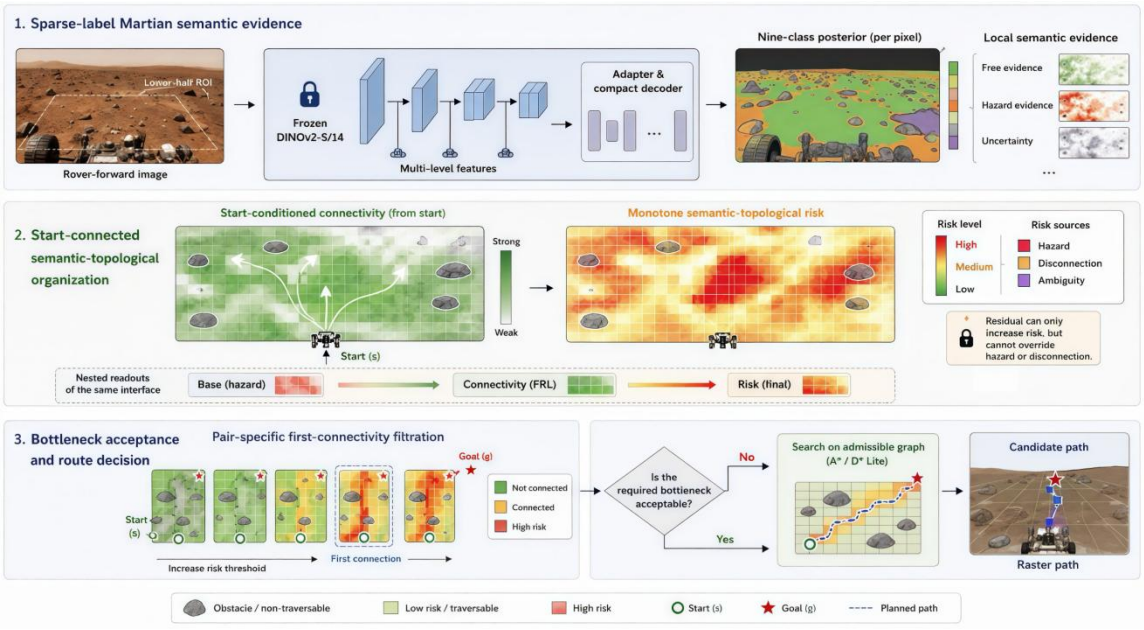


图 1　CaT-Rover 总体框架

CaT-Rover 将(I,s,g)依次映射为起点条件连通性场r、路线风险场ρ与起点–终点瓶颈风险τ^*（自s到g）。三类输出对应单元、连通分量、路线三个层级：后验提供局部语义证据，最大–最小传播提取与起点相连的通道，单调组合将局部危险、断连与不确定性汇总为路线风险；首次连通性过滤先判断路线是否可接受，再在可接受图内选择路径γ。该层级区分孤立误分类与狭窄屏障造成的断连；风险仅表示可由影像推断的语义导航量，不含车辆动力学因素（图 1）。

B. 语义证据与起点条件连通性

语义分支为拓扑推理提供局部证据：采用冻结的无寄存器 DINOv2-S/14 [29]，在 12 个 Transformer 块中插入残差适配器[30]，升维投影初始化为零。输入 224×224 时编码器输出 384 通道的 16×16 token；第 3、6、9、12 层特征投影到 64 通道，经局部细化重采样到 56×56，由紧凑卷积解码器融合，分类器输出九类 logits 并双线性上采样到 224×224 取 softmax。

像素级可通行得分q_v只反映局部证据，无法判断前向通道是否连续。为此，在与 8×16 对齐、覆盖Ω的 token 栅格上定义前向可达性学习（FRL）。可通行后验与归一化熵以核大小和步长均为 14 的平均池化统一尺度，熵按$-\sum_c p_{vc} \log(p_{vc} + 10^{-8})/\log 9$ 计算；对节点v，$\xi_v \in [-1,1]$ 表示前向进度，$d_s(v) \in [0,1]$ 表示相对起点的归一化距离，逐点 $4 \to 16 \to 1$ 门控调制池化后的证据：

$$\begin{aligned} x_v^R &= [\mathrm{logit}(\mathrm{clip}(q_v, 10^{-4}, 1-10^{-4})), u_v, \xi_v, d_s(v)], \\ a_v &= \sigma(W_2^R \mathrm{GELU}(W_1^R x_v^R + b_1^R) + b_2^R),\ g_v = q_v a_v. \end{aligned} \tag{2}$$

门控网络仅 97 个可训练参数：局部不确定性较高或局部证据与s的前向关系不一致时，门控降低可通行证据，且不改变起点条件传播的定义。像素级起点 (i_s, j_s) 映射到拓扑坐标 $(\lfloor i_s/14 \rfloor - 8, \lfloor j_s/14 \rfloor)$，起点门控固定 1；初始化 $r_s^{(0)} = 1$ 和 $r_v^{(0)} = 0$（$v \neq s$）后，FRL 采用八邻域 $\mathcal{N}_8(v)$ 传播证据：

$$\begin{aligned} r_v^{(k+1)} &= \max\left\{r_v^{(k)}, \min\left[g_v, \max_{u \in \mathcal{N}_8(v)} r_u^{(k)}\right]\right\}, \\ r_v &= \max_{\gamma: s \rightsquigarrow v} \min_{z \in \gamma} g_z. \end{aligned} \tag{3}$$

每次更新都把起点值固定为 1，ROI 外节点置零。拓扑图含$N_R = 128$ 个节点，经$N_R - 1 = 127$ 次松弛收敛；式（3）中 r_v 表示从火星车到节点v的最大–最小连接强度，即所有可用路径中最小节点得分的最大值。该传播抑制被窄障碍隔断的区域；最大–最小运算在瓶颈路径上分段可微，因此高可通行但与起点不连通的区域不会被误认为可达。训练目标R^*取自真值可通行掩膜中包含起点s的八

连通分量，池化到 token 栅格后裁剪为靠下的 8 行并保留边界占用单元；FRL 通过监督使预测场反映起点条件下的真值分量，仅在有效标注位置计算：

$$\mathcal{L}_R = \mathrm{BCE}_{\mathrm{bal}}(r, R^*) + 0.5[1 - \mathrm{Dice}(r, R^*)], \tag{4}$$

正、负二元交叉熵重按每幅影像的目标占用率自适应计算并截断极端值，以平衡小连通分量与不可达背景；当 R^* 占据大部分前向区域时，互补加权仍避免负类项消失。推理阶段移除目标分支。所得 r 表示与起点连通的可通行空间，路径排序交由路线风险场完成。

C. 单调的连通性感知风险场

RiskHead 把连通性信息转换为可排序的路线风险。语义后验先平均池化到 56×56 解码器栅格，重新计算 h 与归一化熵 u^ρ；为使 FRL 输出与规划栅格对齐，先把 8×16 输出放回零填充的 16×16 token 栅格，再双线性缩放到 56×56。六类线索分三组：局部证据 $(h_v, 1 - r_v)$、不确定性 $\left(u_v^\rho, m_v\right)$、邻域上下文 $\left(\overline{h}_v, b_v\right)$。其中 $m_v = 1 - (p_v^{(1)} - p_v^{(2)})$ 表示前两大后验的歧义度，危险包络 $\overline{h}_v$ 由 5×5 最大池化得到，上下文特征 b_v 由 3×3 最大池化与最小池化之差 b_v 定义；危险包络扩展细薄危险区域，邻域特征定位可能改变前向连通性的区域。池化步长为 1，采用复制填充。

逐点 $6 \to 24 \to 1$ 残差头得到 z_v，并代入单调组合：

$$\begin{aligned} z_v &= \sigma(W_2^\rho \mathrm{GELU}(W_1^\rho x_v^\rho + b_1^\rho) + b_2^\rho), \\ \rho_v &= 1 - (1 - \overline{h}_v) r_v (1 - z_v), \; x_v^\rho = [h_v, 1 - r_v, u_v^\rho, m_v, \overline{h}_v, b_v]. \end{aligned} \tag{5}$$

在固定残差门控 z_v 时，式（5）中风险随危险包络 $\overline{h}_v$ 增大而不减，随连通性 r_v 增大而不增（等价地，随断连程度 $1 - r_v$ 增大而不减），并满足 $0 \le \rho_v \le 1$、$\rho_v \ge \overline{h}_v$ 和 $\rho_v \ge 1 - r_v$。上述单调性针对显式组合项，残差项 z_v 仍由六类线索学习；因此残差只能增加含糊单元的风险，不能降低硬证据给出的下界，乘法形式仅表示组合规则而非概率独立。式（5）给出对应 Base、FRL、Risk 的三个嵌套决策场：

$$\rho_v^{\mathrm{Base}} = \overline{h}_v, \; \rho_v^{\mathrm{FRL}} = 1 - (1 - \overline{h}_v) r_v, \; \rho_v^{\mathrm{Risk}} = 1 - (1 - \overline{h}_v) r_v (1 - z_v). \tag{6}$$

式（6）用于构造消融变体，各变体仅移除一种证据来源。RiskHead 含 193 个参数，完整 Risk 含 641,707 个可训练参数、22,698,283 个总参数。

风险目标由语义几何直接推导，无需额外标注。在解码器栅格上，令 R_v^* 表示与起点 s 连通的真值可通行分量缩放后的结果，令 d_v 为到最近真值危险的欧氏距离，定义

$$\rho_v^* = 1 - R_v^* [1 - \exp(-d_v/\sigma_d)], \; \sigma_d = 3. \tag{7}$$

式（7）把危险或断连单元的目标风险设为 1，起点连通可通行区域内按净空大小排序；ROI 内无已标注危险时 $d_v = +\infty$，起点连通区域目标风险为 0。

监督包括标定回归、成对排序和瓶颈一致性三部分。指示 $M_v^\rho = 1$ 在解码器单元 v 所含 16 个影像像素均属于有效标签 $\{0, \ldots, 8\}$ 时为 1；SmoothL1 在有效单元上求均值，并从起点连通可通行区域最多采样 256 对目标差不低于 0.1 的单元、以 $y_{ij} = \mathrm{sign}(\rho_j^* - \rho_i^*)$ 指定排序。前两项为

$$\begin{aligned} \mathcal{L}_\rho &= \frac{\sum_v M_v^\rho \, \mathrm{SmoothL1}(\rho_v, \rho_v^*)}{\sum_v M_v^\rho} + 0.2\mathcal{L}_{\mathrm{rank}} + 0.2\mathcal{L}_{\mathrm{bottle}}, \\ \mathcal{L}_{\mathrm{rank}} &= \frac{1}{|\mathcal{P}|} \sum_{(i,j) \in \mathcal{P}} \mathrm{softplus}\left[-\frac{y_{ij}(\rho_j - \rho_i)}{0.1} \right]. \end{aligned} \tag{8}$$

回归项校准单元风险，排序项保持通道偏好及相邻单元间的偏序。瓶颈项先把预测与目标风险上采样到 224×224，经核大小和步长均为 14 的平均池化并裁剪到 8×16 与 token 栅格对齐。令最宽路径泛函为 $\mathcal{W}_g$，

$$\begin{aligned} \mathcal{W}_g(a; s) &= \max_{\gamma: s \rightsquigarrow g} \min_{v \in \gamma} a_v, \\ b_\rho(s, g) &= 1 - \mathcal{W}_g(1 - \rho; s), \\ b_{\rho^*}(s, g) &= 1 - \mathcal{W}_g(1 - \rho^*; s), \\ \mathcal{L}_{\mathrm{bottle}} &= \left| \left| b_\rho(s, g) - b_{\rho^*}(s, g) \right| \right|. \end{aligned} \tag{9}$$

绝对差同时惩罚低估与高估。该项在 8×16 拓扑栅格上构成节点级最小–最大代理；推理阶段 τ^* 在 28×56 图上按全分辨率像素扫掠边的最大风险计算，训练目标与过滤步骤遵循相同的瓶颈

定义，仅支撑网格不同。三项损失分别约束单元、成对关系和路线层面。语义基线采用类别平衡交叉熵与九类 soft Dice：对类别n_c的c个标注像素，以频率 $f_c = n_c/\sum_j n_j$ 按 $[\log(1.02 + f_c)]^{-1}$ 计算权重并归一化，使类别不均衡不主导总损失。嵌套目标为

$$\begin{aligned} \mathcal{L}_{\text{Base}} &= \mathcal{L}_{\text{CE}}^{\text{bal}} + 0.5\mathcal{L}_{\text{Dice}}^{9\text{cls}}, \\ \mathcal{L}_{\text{FRL}} &= \mathcal{L}_{\text{Base}} + 0.02\mathcal{L}_R, \\ \mathcal{L}_{\text{Risk}} &= \mathcal{L}_{\text{Base}} + 0.02\mathcal{L}_R + 0.10\mathcal{L}_\rho. \end{aligned} \tag{10}$$

RiskHead 与语义、连通性分支共同训练；各变体使用固定系数，优化器、增强与子集采样方式见实验部分。

D. 最小–最大风险过滤与路径搜索

在 28×56 栅格上构建图，每个节点对应 4×4 像素块，八邻域连接，正交边与对角边长度分别为 1 和$\sqrt{2}$，ROI 内节点全部保留。令 $\tilde{\rho} \in [0,1]^{224\times224}$ 表示将 align_corners=False 双线性上采样得到的风险；对边$e = (u, v)$，$\text{Sweep}_{224}(u, v)$ 表示连接相邻 4×4 像素块中心的 Bresenham 线段像素集合，使边风险与最终影像级碰撞检查在同一坐标系中计算。定义边风险、嵌套图与首次连通性阈值：

$$\begin{aligned} \rho_e &= \max_{x\in\text{Sweep}_{224}(u,v)} \tilde{\rho}_x, \\ G_\tau &= (V, \{e \in E: \rho_e \le \tau\}), \\ \tau^* &= \min\{\tau: s \leftrightarrow g \text{ in } G_\tau\} = \min_{\gamma: s\rightsquigarrow g} \max_{e\in\gamma} \rho_e. \end{aligned} \tag{11}$$

边风险取线段像素风险的最大值，避免对角移动稀释局部高风险，并与真值碰撞检查使用相同像素支撑。τ^* 表示该起点–终点对实现连通所需的最低瓶颈风险；先与风险接纳上限比较，再在可接受图内选路，分别处理路线存在性与路径优选。采用最小–最大 Dijkstra，把加法松弛替换为 $D(v) \leftarrow \min\{D(v), \max[D(u), \rho_e]\}$；若全图不连通，则 $\tau^* = +\infty$。在验证集上固定 $\tau_{\max}$：若 $\tau^* > \tau_{\max}$ 则拒绝，否则在 $\hat{\tau} = \min(\tau^* + 10^{-6}, \tau_{\max})$ 上搜索；加性常数仅用于打破浮点数并列，不放松接纳上限。该上限在测试前确定一次，为 $\tau_{\max} = 0.50$。

在$G_{\hat{\tau}}$内，按风险加权的几何代价选择路径：

$$c(u, v) = \ell(u, v)[1 + 4\rho_e], \ell(u, v) \in \{1, \sqrt{2}\}. \tag{12}$$

静态推理采用 A* [22]，启发式为到目标的欧氏距离；由于 $c(u, v) \ge \ell(u, v)$ 启发式可采纳，同分时依次按累计风险与行优先索引决胜。节点路径由相邻单元中心间的 Bresenham 线段映射回影像栅格，由评估器做全分辨率碰撞检查，检查结果不改变候选路径，真值碰撞检查仅用于评估。

同一风险表征也用于增量搜索。D* Lite [23] 接收当前过滤图与边代价，局部观测更新相关单元及边后重新计算 τ_t^*；当 τ_t^* 变化时重建过滤图，否则仅修复受影响顶点。动态观测规则见实验协议，无需为动态规划重新训练。

在固定 128 节点拓扑栅格上，FRL 计算复杂度为$O((N_R - 1)|E_R|)$；最小–最大 Dijkstra 与静 A*的最坏复杂度为 $O(|E|\log|V|)$。当 τ_t^* 保持不变时，D* Lite 仅修复局部受影响顶点。最终输出(τ^*, γ)，即给定起点–终点对的瓶颈风险估计与候选栅格路径；不满足接纳条件时输出拒绝结果。

IV. 实验

本节按“语义证据—起点条件连通性—路线风险—路径或拒绝”的顺序评估 CaT-Rover，考察语义精度、连通性与风险如何影响前向机动效用及搜索开销。Base、FRL 与 Risk 在同一 S⁵Mars 协议下比较，保持任务采样、真值掩膜和规划器设置一致。

A. 数据集与评估协议

S⁵Mars 收录 6000 幅好奇号 Mastcam 影像及九类火星地形的稀疏高置信度标签[5]，标签 ID 0–8 依次对应天空、山脊、土壤、沙地、基岩、岩石、火星车、车辙和坑洞；土壤、沙地、基岩和车辙构成名义可通行集合，其余五类为非可通行集合。少样本设置分别用 50、250、500 幅训练影像（1%、5%、10% 标注），固定 200 幅验证、800 幅测试影像；10% 设置用于基线、消融与规划比较。

影像统一缩放到 224×224 并按 ImageNet 统计量归一化。DINOv2-S/14 编码器冻结，仅优化适配器和解码器； Dice 权重 0.5，FRL 与风险目标权重为 0.02 和 0.10，排序项与瓶颈项权重均为 0.2。最大–最小传播进行 127 次松弛，净空目标采用三个单元的欧氏距离尺度。火星车前向规划仅在影像下半部 ROI 内评估：起点从底部 10% 带状区域采样，终点采样于与起点同一真值可通行分量的上边界，不存在该连接时在预测前将场景标记为不可行。所有变体使用同一真值可通行掩膜（oracle mask）定义任务可行性、真值路径和碰撞检查，以隔离决策表征的影响；静态用 A*，动态用 D* Lite。

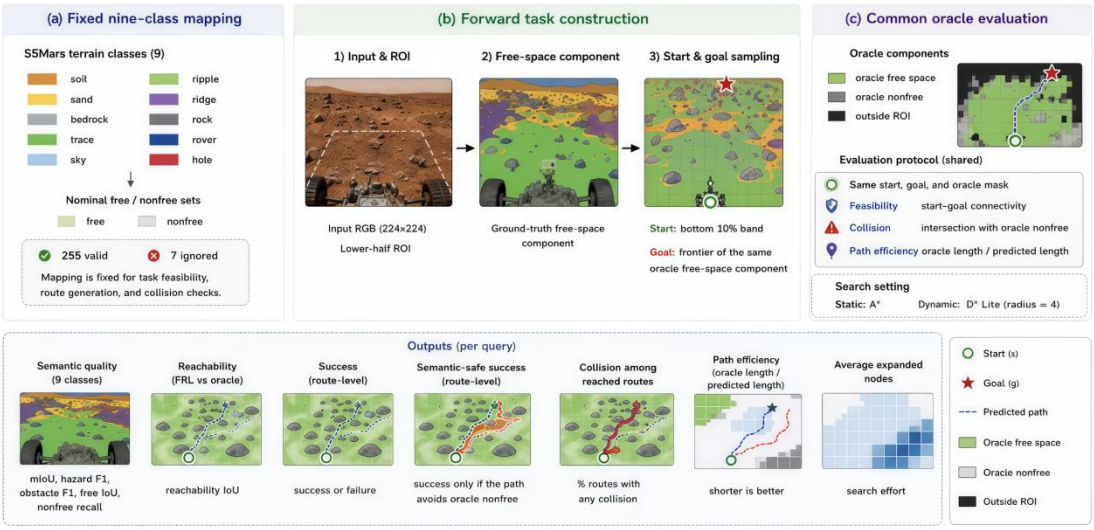


图 2　S⁵Mars 火星车前向任务构造与评估协议。（a）九类地形与名义可通行/非可通行集合的固定映射；（b）影像下半部 ROI、底部带状起点及同一真值可通行分量中的前向边界终点；（c）候选路径由预测决策场生成并依据统一真值掩膜评估；动态评估在每次移动前揭示切比雪夫距离不超过 4 个单元的邻域。

采用九类平均交并比（mIoU）、危险区域 F1、障碍物 F1、局部可通行空间 IoU 和非可通行区域召回率评价语义质量，可达性 IoU 衡量起点条件场与真值分量的重叠。规划结果包括成功率、语义安全成功率、到达路线中的碰撞率、路径效率与平均扩展节点数。只有到达指定终点且未穿过真值非可通行掩膜的任务才计入语义安全成功率；碰撞率仅在成功到达的路线中统计，对成功路线的路径效率为 $L_{\mathrm{GT}}/L_{\mathrm{pred}} \times 100\%$。

标准规划器在 56×56 解码器栅格上构建八邻域图，风险接纳上限为 $\tau_{max} = 0.50$，边代价为 $c(u,v) = \ell(u,v)[1 + 4\rho_{uv}]$。D* Lite 在每次移动前揭示切比雪夫距离不超过 4 个单元的真值状态，已揭示状态持续保留，其余单元使用预测风险。

B. 像素级语义精度能否刻画火星车前向机动效用？

先评估拓扑与风险阶段使用的语义证据。表 I 显示，Base 仅训练 0.6414 M 个参数，mIoU 达 58.79%，高于 DeepLabV3-MobileNet（53.31%）与 SegFormer-B0（54.12%）；其局部可通行空间 IoU 为 62.50%，非可通行区域召回率 97.15%，作为后续规划比较的语义基线。

表 I　10% 标注 S⁵Mars 设置下的语义性能比较。除参数量外，其余数值均为百分比。

方法	可训练参数（M）	mIoU	危险区域 F1	障碍物 F1	可通行空间 IoU	非可通行区域召回率
TinyUNet	1.9276	22.92	93.69	52.83	40.94	97.85
DeepLabV3-MobileNet	11.0224	53.31	94.70	76.30	60.08	93.85
SegFormer-B0	3.7165	54.12	95.70	79.30	62.28	97.06
Base	0.6414	58.79	95.75	79.15	62.50	97.15

表 II 显示，标注比例从 1% 提高到 5%、10% 时，mIoU 从 41.51% 升至 49.97% 和 58.79%，

静态语义安全成功率分别为 43.24%、45.95%、43.24%。可见像素级语义精度与前向机动效用的排序并不一致；后续比较以 10% 设置的模型作为 Base。

表 II　低标注比例下像素级语义精度与火星车前向机动效用的变化。除训练影像数外，其余数值均为百分比。

标注比例	训练影像数	mIoU	危险区域 F1	障碍物 F1	可通行空间 IoU	非可通行区域召回率	静态语义安全成功率
1%	50	41.51	94.90	68.45	56.60	96.31	43.24
5%	250	49.97	95.18	77.07	59.10	96.32	45.95
10%	500	58.79	95.75	79.15	62.50	97.15	43.24

表 III 列出可训练与总参数规模：三个 DINOv2 变体均约含 22.70 M 个参数，但仅 0.6414–0.6417 M 个（约 2.8%）参与训练，Risk 比 Base 多 0.0003 M 个。GPU 延迟 6.73–7.40 ms，CPU 延迟 65.73–67.82 ms，用于考察参数高效性与推理开销。

表 III　10% 标注设置下的模型资源配置。

方法	总参数量（M）	可训练参数量（M）	峰值内存（MB）	GPU 延迟（ms）	CPU 延迟（ms）	mIoU
TinyUNet	1.9276	1.9276	60.8560	3.2611	34.0831	22.92
DeepLabV3-MobileNet	11.0224	11.0224	176.01	6.3567	35.7789	53.31
SegFormer-B0	3.7165	3.7165	179.21	6.5599	35.5474	54.12
Base	22.6980	0.6414	105.48	6.7253	65.7265	58.79
FRL	22.6981	0.6415	105.48	7.4020	67.8229	57.78
Risk	22.6983	0.6417	105.48	7.1996	67.2515	52.06

C. 起点条件连通性能否保留路线相关通道？

表 IV 显示，从 Base 到 FRL，mIoU 由 58.79%降至 57.78%，非可通行区域召回率由 97.15%提高到 98.27%，可达性 IoU 为 49.30%，动态语义安全成功率由 54.05%提高到 59.46%。开放区域中的孤立误差与跨越狭窄通道的误差可能产生相近的像素损失，但只有后者会改变起点连通分量；最大–最小场将这种差异编码为路线相关输出。

表 IV　10% 标注设置下的嵌套决策场消融。连通性监督包括可通行空间和起点条件可达性目标；数值均为百分比。

变体	连通性监督	RiskHead（风险头）	mIoU	非可通行区域召回率	可达性 IoU
Base	关闭	关闭	58.79	97.15	N/A
FRL	开启	关闭	57.78	98.27	49.30
Risk	开启	开启	52.06	97.39	48.40

D. 安全性、可达性与搜索开销如何权衡？

表 V 汇总不同路线级运行点。静态 A* 下，采用语义代价时，Risk 在所评估变体中取得最高成功率与静态语义安全成功率（56.76% 和 54.05%），到达路线碰撞率 4.76%；改用熵代价后，FRL 与 Risk 的碰撞率降至 0.00%，但静态语义安全成功率分别降至 43.24% 和 45.95%，终点到达率随之下降。这些运行点体现了路径接纳与路径长度之间的直接权衡。

在观测半径为 4 个单元的 D* Lite 设置下，Base、FRL 和 Risk 的动态语义安全成功率分别为 54.05%、59.46% 和 67.57%，三者碰撞率均为 0.00%，平均扩展节点数分别为 108.32、102.76 和 256.95。Risk 以更高搜索开销换取更高语义安全成功率，FRL 介于二者之间。

表 V. 静态和动态火星车前向路径规划结果。D* Lite 的观测半径为 4 个单元；除平均扩展节点数外，其余指标均为百分比。

搜索算法	变体/表征	代价策略	成功率	语义安全成功率	到达路线中的碰撞率	路径效率	平均扩展节点数
A*	Base	语义	48.65	43.24	11.11	94.66	N/A
A*	Base	熵	43.24	40.54	6.25	93.12	N/A
A*	FRL	语义	45.95	43.24	5.88	89.32	N/A
A*	FRL	熵	43.24	43.24	0.00	95.35	N/A
A*	Risk	语义	56.76	54.05	4.76	89.28	N/A
A*	Risk	熵	45.95	45.95	0.00	90.16	N/A
D* Lite	Base	语义	N/A	54.05	0.00	N/A	108.32
D* Lite	FRL	语义	N/A	59.46	0.00	N/A	102.76
D* Lite	Risk	语义	N/A	67.57	0.00	N/A	256.95

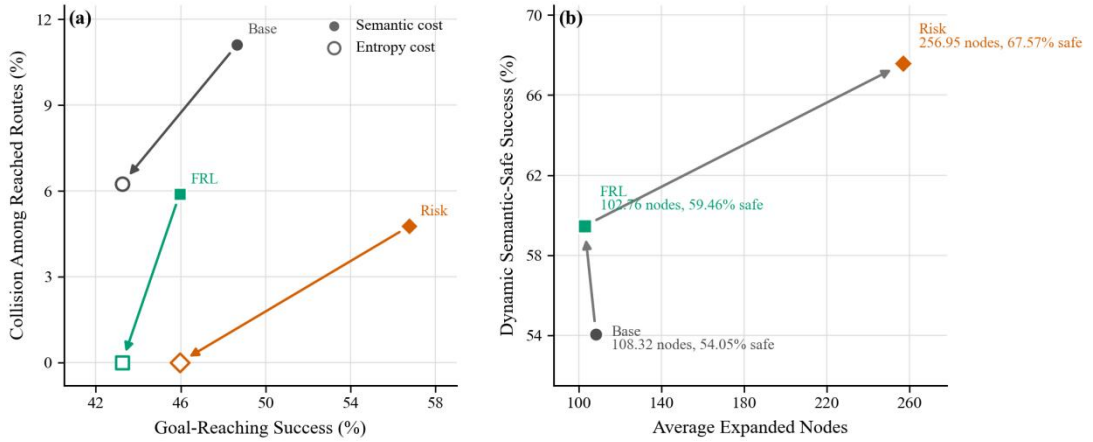


图 3　安全性—可达性—搜索开销运行点。（a）静态 A* 下，熵代价使 Base、FRL 和 Risk 的到达路线碰撞率降低，同时减少终点到达成功率；实心和空心标记分别表示语义代价和熵代价。（b）动态 D* Lite 下，三种表征在平均扩展节点数与动态语义安全成功率之间形成权衡。

静态与动态结果共同表明，路径接纳与路径排序需同时考察：更保守的代价会减少成功到达的路径数量，从而降低碰撞率；Risk 则以增加搜索开销为代价提高语义安全到达率。首次连通性过滤用同一风险变量同时完成接纳与排序，并把拒绝作为规划器的显式输出。

图 4 展示三个典型火星车前向场景：案例 1 中，Base 和 FRL 路径分别含 4 个和 13 个碰撞像素，Risk 选择无碰撞替代路径；案例 2 中，Base 和 FRL 使起点–终点对断连，Risk 保留连通通道；案例 3 中，三种决策场均能安全到达。

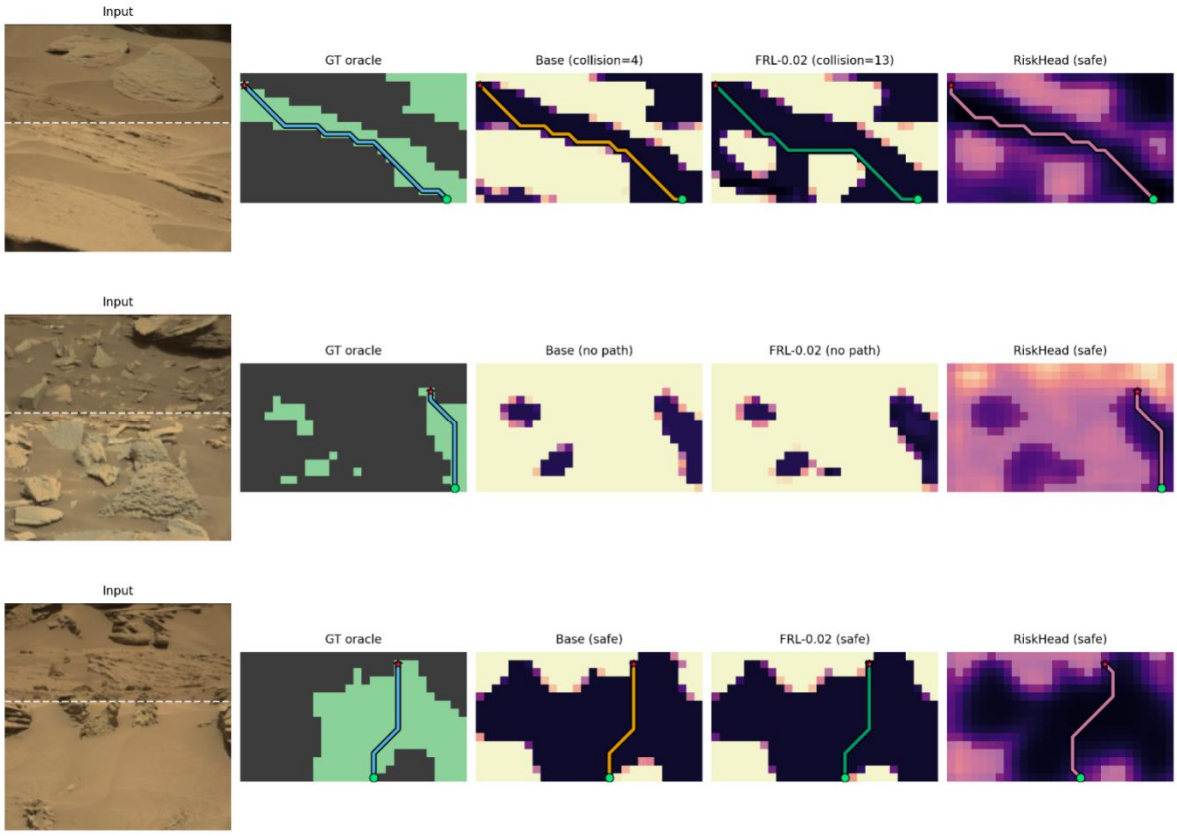


图 4　代表性火星车前向路径规划案例。每行依次给出输入影像、真值可通行区域及 Base、FRL 和 Risk 的风险场；虚线界定规划 ROI，绿色圆圈和红色星号分别标记起点和终点。括号内数字表示单条栅格路径中的碰撞像素数，不代表总体碰撞率。

V　讨论

实验在相同火星影像上比较了不同决策表征。语义分割衡量局部类别精度，前向规划还需要连通性场与风险场分别判断连通证据并对连通路径排序；误差的空间组织及其路径后果包含整体像素重叠指标未反映的信息。

FRL 与 Risk 作用于不同决策尺度。FRL 提高非可通行区域召回率与可达性 IoU，说明起点条件连通性能够捕获局部危险场未表达的路线结构；Risk 随后对连通区域内的候选路径排序，并取得最高的语义安全成功率。两者共享最小–最大原则但作用对象不同：可达性描述最宽的起点连通节点通道，路线风险描述像素扫掠边的瓶颈及其累积代价。动态结果量化了运行权衡：Risk 以更高搜索开销换取最高动态语义安全成功率，Base 与 FRL 依次递减。实际运行点由安全到达率、碰撞率、路径效率、拒绝结果和搜索预算共同决定。

VI　结论

CaT-Rover 把稀疏标注的火星地形语义转换为面向规划的表征，将起点条件连通性、保留硬证据下界的路线风险与过滤后的路径接纳联系起来。在 S^5Mars 前向基准上，FRL 的非可通行区域召回率为 98.27%，可达性 IoU 为 49.30%；Risk 的静态、动态语义安全成功率分别为 54.05% 和 67.57%，动态规划平均扩展节点数为 256.95。结果表明，路线风险与连通性表征可为像素级语义精度评价提供补充信息，用于评估火星车前向自主移动。

参考文献：

[1] V. Verma et al., “Autonomous robotics is driving Perseverance rover’s progress on Mars,” Sci. Robot., vol. 8, no. 80, Art. no. eadi3099, 2023, doi: 10.1126/scirobotics.adi3099.

[2] O. Toupet, M. Ono, T. del Sesto, M. Maimone, and M. McHenry, “Enhanced autonomous navigation on the Perseverance Mars rover,” IEEE Trans. Field Robot., vol. 3, pp. 83–124, 2026, doi: 10.1109/TFR.2025.3636366.

[3] W. Wan et al., “Visual localization and topographic mapping for Zhurong rover in Tianwen-1 Mars mission,” IEEE J. Sel. Topics Appl. Earth Observ. Remote Sens., vol. 18, pp. 6393–6408, 2025, doi: 10.1109/JSTARS.2025.3540377.

[4] R. Liu, Y. Xu, and Q. Yang, “High-resolution and spatial-continuous 3-D model reconstruction of Martian surface by integrating multisensor data of Zhurong rover,” IEEE Trans. Geosci. Remote Sens., vol. 62, pp. 1–16, 2024, doi: 10.1109/TGRS.2024.3403993.

[5] J. Zhang, L. Lin, Z. Fan, W. Wang, and J. Liu, “S^{5}Mars: Semi-supervised learning for Mars semantic segmentation,” IEEE Trans. Geosci. Remote Sens., vol. 62, pp. 1–15, 2024, doi: 10.1109/TGRS.2024.3386756.

[6] R. M. Swan et al., “AI4MARS: A dataset for terrain-aware autonomous driving on Mars,” in Proc. IEEE/CVF Conf. Comput. Vis. Pattern Recognit. Workshops (CVPRW), 2021, pp. 1982–1991, doi: 10.1109/CVPRW53098.2021.00226.

[7] H. Liu, M. Yao, X. Xiao, B. Zheng, and H. Cui, “MarsScapes and UDAFormer: A panorama dataset and a transformer-based unsupervised domain adaptation framework for Martian terrain segmentation,” IEEE Trans. Geosci. Remote Sens., vol. 62, pp. 1–17, 2024, doi: 10.1109/TGRS.2023.3343109.

[8] J. Li, K. Chen, G. Tian, L. Li, and Z. Shi, “MarsSeg: Mars surface semantic segmentation with multilevel extractor and connector,” IEEE Trans. Geosci. Remote Sens., vol. 63, pp. 1–12, 2025, doi: 10.1109/TGRS.2025.3526630.

[9] C. Ma, Y. Li, J. Lv, Z. Xiao, W. Zhang, and L. Mo, “Automated rock detection from Mars rover image via Y-shaped dual-task network with depth-aware spatial attention mechanism,” IEEE Trans. Geosci. Remote Sens., vol. 62, pp. 1–18, 2024, doi: 10.1109/TGRS.2024.3371684.

[10] Y. Xiong, X. Xiao, M. Yao, H. Cui, and Y. Fu, “Light4Mars: A lightweight transformer model for semantic segmentation on unstructured environment like Mars,” ISPRS J. Photogramm. Remote Sens., vol. 214, pp. 167–178, 2024, doi: 10.1016/j.isprsjprs.2024.06.008.

[11] L. Feng et al., “Mobile-DeepRFB: A lightweight terrain classifier for automatic Mars rover navigation,” IEEE Trans. Autom. Sci. Eng., vol. 22, pp. 17442–17451, 2025, doi: 10.1109/TASE.2023.3340190.

[12] Z. Li and B. Wu, “Semantic-aware image matching for large-scale 3-D reconstruction of the Martian surface from rover images,” IEEE Trans. Geosci. Remote Sens., vol. 63, pp. 1–17, 2025, doi: 10.1109/TGRS.2025.3594413.

[13] Y. Kou et al., “Cross-site visual localization of Zhurong Mars rover based on self-supervised keypoint extraction and robust matching,” IEEE Trans. Geosci. Remote Sens., vol. 63, pp. 1–20, 2025, doi: 10.1109/TGRS.2025.3541152.

[14] W. C. Liu and B. Wu, “Atmosphere-aware photoclinometry for pixel-wise 3D topographic mapping of Mars,” ISPRS J. Photogramm. Remote Sens., vol. 204, pp. 237–256, 2023, doi: 10.1016/j.isprsjprs.2023.09.017.

[15] R. Huang et al., “Visual–LiDAR SLAM for rover navigation in planetary environments with plane constraints and global optimization,” IEEE J. Sel. Topics Appl. Earth Observ. Remote Sens., vol. 18, pp. 29013–29031, 2025, doi: 10.1109/JSTARS.2025.3630135.

[16] M. V. Gasparino et al., “WayFAST: Navigation with predictive traversability in the field,” IEEE Robot. Autom. Lett., vol. 7, no. 4, pp. 10651–10658, 2022, doi: 10.1109/LRA.2022.3193464.

[17] N. Abcouwer et al., “Machine learning based path planning for improved rover navigation,” in Proc. IEEE Aerosp. Conf., 2021, pp. 1–9, doi: 10.1109/AERO50100.2021.9438337.

[18] B. Zhu, J. He, Z. Yuan, and F. Gao, “Probabilistic path planning for wheel-legged rover in dense environment based on extended MDP and configuration topology analysis,” IEEE Trans. Robot., vol. 41, pp. 2512–2532, 2025, doi: 10.1109/TRO.2025.3546789.

[19] S. Shit et al., “clDice—A novel topology-preserving loss function for tubular structure segmentation,” in Proc. IEEE/CVF Conf. Comput. Vis. Pattern Recognit. (CVPR), 2021, pp. 16555–16564, doi: 10.1109/CVPR46437.2021.01629.

[20] Y. Zhang et al., “Robust registration of planetary multi-source digital elevation model with structure-preserving filtering,” IEEE J. Sel. Topics Appl. Earth Observ. Remote Sens., pp. 1–18, 2025, doi: 10.1109/JSTARS.2025.3618718.

[21] L. Meyer et al., “The MADMAX data set for visual-inertial rover navigation on Mars,” J. Field Robot., vol. 38, no. 6, pp. 833–853, 2021, doi: 10.1002/rob.22016.

[22] P. Hart, N. Nilsson, and B. Raphael, “A formal basis for the heuristic determination of minimum cost paths,” IEEE Trans. Syst. Sci. Cybern., vol. 4, no. 2, pp. 100–107, 1968, doi: 10.1109/TSSC.1968.300136.

[23] S. Koenig and M. Likhachev, “D* Lite,” in Proc. 18th Nat. Conf. Artif. Intell. and 14th Conf. Innov. Appl. Artif. Intell., 2002, pp. 476–483. [Online]. Available: https://www.aaai.org/Papers/AAAI/2002/AAAI02-072.pdf

[24] G. Huang, L. Yang, Y. Cai, and D. Zhang, “Terrain classification-based rover traverse planner with kinematic constraints for Mars exploration,” Planet. Space Sci., vol. 209, Art. no. 105371, 2021, doi: 10.1016/j.pss.2021.105371.

[25] O. Lamarre, O. Limoyo, F. Marić, and J. Kelly, “The Canadian planetary emulation terrain energy-aware rover navigation dataset,” Int. J. Robot. Res., vol. 39, no. 6, pp. 641–650, 2020, doi: 10.1177/0278364920908922.

[26] Z. Hong et al., “A fast large-scale path planning method on lunar DEM using distributed tile pyramid strategy,” IEEE J. Sel. Topics Appl. Earth Observ. Remote Sens., vol. 16, pp. 344–355, 2023, doi: 10.1109/JSTARS.2022.3226527.

[27] T. Sasaki, K. Otsu, R. Thakker, S. Haesaert, and A.-A. Agha-mohammadi, “Where to map? Iterative rover-copter path planning for Mars exploration,” IEEE Robot. Autom. Lett., vol. 5, no. 2, pp. 2123–2130, 2020, doi: 10.1109/LRA.2020.2970650.

[28] S. Nayak, M. Paton, and M. W. Otte, “A heuristic-guided dynamical multi-rover motion planning framework for planetary surface missions,” IEEE Robot. Autom. Lett., vol. 8, no. 5, pp. 2542–2549, 2023, doi: 10.1109/LRA.2023.3254444.

[29] M. Oquab et al., “DINOv2: Learning robust visual features without supervision,” Trans. Mach. Learn. Res., 2024. [Online]. Available: https://openreview.net/forum?id=a68SUt6zFt

[30] N. Houlsby et al., “Parameter-efficient transfer learning for NLP,” in Proc. 36th Int. Conf. Mach. Learn. (ICML), vol. 97, 2019, pp. 2790–2799. [Online]. Available: https://proceedings.mlr.press/v97/houlsby19a.html

基于自适应 MPC 的行驶冲击晕动防护训练方法

王尔烈[1,2,3]，王奇[1,2,3]，王显会[1,2,3]，皮大伟[1,2,3]，王洪亮[1,2,3]

(1. 南京理工大学机械工程学院, 江苏南京 210094; 2. 先进越野系统技术全国重点实验室, 北京 100072;
3.江苏省商用车智能底盘工程研究中心, 江苏南京 210094)

摘　要：针对传统车辆运动控制难以兼顾轨迹跟踪性能与乘员晕动防护需求的问题，提出一种基于晕动防护因子的模糊自适应模型预测控制方法。首先，以车辆质心六自由度加速度为输入，结合频率计权与短时晕动剂量值构建乘员晕动评估模型；随后，根据乘员实时晕动状态计算晕动防护因子，并利用模糊规则在线调节模型预测控制权重，实现车辆运动刺激的自适应控制。基于 CarSim－Simulink 联合仿真平台开展闭环道路验证。结果表明，车辆位置跟踪均方根偏差为 0.119 m，横向误差均方根值为 0.123 m；在 45 km/h 目标车速下，速度误差均方根值为 0.826 km/h。乘员晕动评分约 2 min 进入 4.28～6.41 的目标防护区间，最大晕动严重程度（Motion Illness Severity Classification，MISC）约为 6.7，并在约 8 min 后趋于稳定。所提方法能够在保证车辆轨迹及速度跟踪稳定性的同时，实现基于乘员晕动状态的运动刺激动态调节。

关键词：乘员晕动；防护训练；行驶冲击；自适应 MPC；智能车辆

中图分类号：U461.1　　**文献标志码：**A

Adaptive MPC based Protection Training for Motion Sickness of Driving Impact

WANG Erlie[1,2,3]，WANG Qi[1,2,3]，WANG Xianhui[1,2,3]，PI Dawei[1,2,3]，

WANG Hongliang [1,2,3]

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing210094, Jiangsu, China;
2. Chinese Scholar Tree Ridge State Key Laboratory, Beijing100072, China;
3. Jiangsu Province Engineering Research Center of Intelligent Chassis for Commercial Vehicles, Nanjing210094, Jiangsu, China)

Abstract: To address the difficulty of simultaneously ensuring trajectory tracking and passenger motion sickness mitigation, a fuzzy adaptive model predictive control method based on a motion sickness mitigation factor is proposed. First, a passenger motion sickness evaluation model is established using six-degree-of-freedom acceleration at the vehicle center of mass, frequency weighting, and short-term motion sickness dose value. Then, the mitigation factor is calculated from the real-time motion sickness state, and fuzzy rules are used to adjust MPC weights online, enabling adaptive regulation of vehicle motion stimuli. Closed-loop Road simulations are conducted on a CarSim – Simulink co-simulation platform. The results show that the root mean square errors of position and lateral tracking are 0.119 m and 0.123 m, respectively. At a target speed of 45 km/h, the root mean square speed tracking error is 0.826 km/h. The motion sickness score enters the target mitigation range of 4.28 – 6.41 after approximately 2 min, reaches a maximum Motion Illness Severity Classification (MISC) score of about 6.7, and tends to stabilize

after approximately 8 min. The proposed method maintains stable trajectory and speed tracking while dynamically regulating vehicle motion stimuli according to the passenger motion sickness state.

Keywords: passenger motion sickness; motion sickness mitigation; model predictive control; fuzzy adaptive control; intelligent vehicles

0 引言

随着新能源汽车、智能驾驶及先进越野车辆技术快速发展，车辆正由单一运输平台向兼顾机动性、安全性与乘员状态保障的智能运载系统演进。特别是在复杂道路和越野工况下，车辆频繁加减速、连续转向及姿态变化会产生明显的低频运动冲击；同时，自动驾驶条件下乘员对车辆运动的主动预判能力降低，更易产生视觉、前庭和本体感觉冲突，从而诱发晕动，影响乘坐舒适性及任务遂行能力[1-3]。

研究表明，晕动程度与车辆运动的频率、幅值、方向及暴露时间密切相关，不同自由度运动产生的晕动作用存在明显差异[4-6]。目前，MISC常用于表征乘员晕动程度[7]。现有晕动评估方法主要基于车辆运动信息或人体生理信息，其中基于运动信息的方法采用频率计权、晕动剂量值（Motion Sickness Dose Value，MSDV）及主观垂直冲突模型描述运动刺激及其累积效应[8]；基于生理信息的方法则结合脑电、心电及皮电等信号进行晕动识别与预测[9-11]。相比之下，基于车辆动力学的方法无需额外人体传感设备，更便于与车辆底盘运动控制系统实时融合。

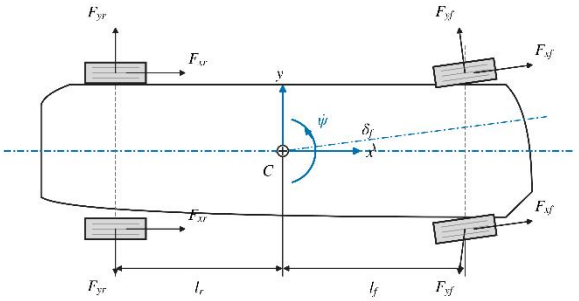
针对车辆晕动问题，现有防控研究主要包括视觉信息补偿和车辆运动主动调节[12-13]。其中，主动控制通过优化车辆速度、加速度、加加速度及行驶轨迹，从运动源头降低致晕刺激[14-16]。近年来，研究进一步将乘员头部运动、舒适性模型及车辆—人体动力学关系引入轨迹规划和模型预测控制（Model Predictive Control，MPC），实现面向乘员状态的车辆运动优化[17-19]。然而，现有方法多以持续降低MSDV或运动强度为目标，而晕动防护需要适度、持续且可控的重复刺激。刺激过弱难以形成有效防护，刺激过强又可能加剧晕动；同时，传统MPC权重多采用固定或预设方式，难以依据乘员实时晕动状态动态调整车辆运动。

对此，提出一种基于状态反馈的自适应MPC晕动防护训练方法。首先，以车辆质心六自由度加速度为输入，结合频率计权与短时MSDV构建乘员晕动评估模型；随后，根据实时晕动状态与目标防护区间构建晕动防护因子，并利用模糊规则在线调节MPC权重，实现车辆轨迹跟踪与运动刺激强度的协调控制；最后，基于CarSim–Simulink联合仿真平台，在包含直线行驶与连续转向的复杂道路工况下验证所提方法的轨迹跟踪性能及晕动防护控制效果。

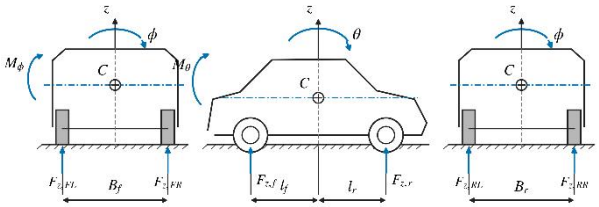
1 车辆动力学建模

车辆动力学模型如图1所示。采用分层建模方式分别描述纵向、横向、横摆以及垂向、侧倾和俯仰运动，忽略高阶耦合及空气动力学等次要因素，最终获得车辆质心三向线加速度和三向角加速度。

建立惯性坐标系和车辆固连坐标系，以车辆质心为固连坐标系原点。设车辆质量为 m，纵、横向速度分别为 v_x和 v_y，横摆角及横摆角速度分别为 φ和 $\dot{\varphi}$，前轮转角为 δ_f，横摆转动惯量为 I_z，质心至前、后轴距离分别为 l_f和 l_r。



（a）平面动力学模型



（b）垂向–侧倾–俯仰动力学

图 1　车辆动力学模型

Fig.1 Vehicle dynamic model

根据车辆纵向、横向的力平衡关系及绕车辆质心的横摆力矩平衡关系，可建立车辆动力学方程为：

纵向运动方程：

$$m\ddot{x} = m\dot{y}\dot{\varphi} + 2\left(F_{lf}\cos\delta_f - F_{cf}\sin\delta_f\right) + 2F_{lr} \tag{1}$$

横向运动方程：

$$m\ddot{y} = -m\dot{x}\dot{\varphi} + 2\left(F_{lf}\sin\delta_f + F_{cf}\cos\delta_f\right) + 2F_{cr} \tag{2}$$

横摆运动方程：

$$I_z\ddot{\varphi} = 2l_f\left(F_{lf}\sin\delta_f + F_{cf}\cos\delta_f\right) - 2l_rF_{cr} \tag{3}$$

式中，F_{lf} 和 F_{lr}分别为前、后轮纵向轮胎力；F_{cf} 和 F_{cr}分别为前、后轮横向轮胎力；l_f 和 l_r分别为车辆质心至前轴和后轴的距离。

为描述车辆小侧偏角及小滑移率条件下的轮胎纵、横向力特性，对轮胎模型进行线性化处理，前、后轮纵向力及横向力分别表示为：

$$\begin{cases} F_{lf} = C_{lf}s_f \\ F_{cf} = C_{cf}\alpha_f \\ F_{lr} = C_{lr}s_r \\ F_{cr} = C_{cr}\alpha_r \end{cases} \tag{4}$$

式中，C_{lf} 和 C_{lr}分别为前、后轮纵向刚度；C_{cf} 和 C_{cr}分别为前、后轮侧偏刚度；s_f 和 s_r分别为前、后轮滑移率；α_f 和 α_r分别为前、后轮侧偏角。前、后轮滑移率 s_f和 s_r根据车辆纵向速度及相应车轮转速计算获得。

根据车辆运动几何关系，前、后轮侧偏角为

$$\alpha_f = \tan^{-1}\left(\frac{v_{cf}}{v_{lf}}\right) \tag{5}$$

$$\alpha_r = \tan^{-1}\left(\frac{v_{cr}}{v_{lr}}\right) \tag{6}$$

其中，前、后轮沿车轮横向和纵向的速度分别为

$$\begin{cases} v_{cf} = \left(\dot{y} + l_f\dot{\varphi}\right)\cos\delta_f - \dot{x}\sin\delta_f \\ v_{lf} = \left(\dot{y} + l_f\dot{\varphi}\right)\sin\delta_f + \dot{x}\cos\delta_f \\ v_{cr} = l_r\dot{\varphi} - \dot{y} \\ v_{lr} = \dot{x} \end{cases} \tag{7}$$

在前轮转角较小的条件下，对上述轮胎侧偏角关系进行小角度近似，可得

$$\alpha_f \approx \delta_f - \frac{\dot{y} + l_f\dot{\varphi}}{\dot{x}} \tag{8}$$

$$\alpha_r \approx \frac{l_r\dot{\varphi} - \dot{y}}{\dot{x}} \tag{9}$$

将式（4）、式（8）和式（9）代入车辆动力学方程，可得到车辆纵向、横向及横摆方向的非线性连续动力学模型：

$$m\ddot{x} = m\dot{y}\dot{\varphi} + 2\left[C_{lf}s_f + C_{cf}\left(\delta_f - \frac{\dot{y} + l_f\dot{\varphi}}{\dot{x}}\right)\delta_f + C_{lr}s_r\right] \tag{10}$$

$$m\ddot{y} = -m\dot{x}\dot{\varphi} + 2\left[C_{lf}s_f\delta_f + C_{cf}\left(\frac{\dot{y} + l_f\dot{\varphi}}{\dot{x}} - \delta_f\right) + C_{cr}\frac{l_r\dot{\varphi} - \dot{y}}{\dot{x}}\right] \tag{11}$$

$$I_z\ddot{\varphi} = 2l_f\left[C_{lf}s_f\delta_f + C_{cf}\left(\frac{\dot{y} + l_f\dot{\varphi}}{\dot{x}} - \delta_f\right)\right] - 2l_rC_{cr}\frac{l_r\dot{\varphi} - \dot{y}}{\dot{x}} \tag{12}$$

式（10）～式（12）可分别描述车辆纵向、横向及横摆方向的动力学响应。为进一步获得车辆质心完整的六自由度运动信息，在上述平面动力学模型基础上补充车辆垂向、侧倾及俯仰动力学关系。

设车辆质心垂向位移为 z，侧倾角和俯仰角分别为 ϕ和 θ，车辆绕纵向轴和横向轴的转动惯量分别为 I_x和 I_y，前、后轮距分别为 B_f和 B_r。

根据车辆垂向方向的力平衡关系，可得车辆垂向运动方程：

$$m\ddot{z} = F_{z,FL} + F_{z,FR} + F_{z,RL} + F_{z,RR} - mg \tag{13}$$

车辆左右轮垂向作用力差异会对车辆质心产生侧倾力矩，根据绕车辆纵向轴的力矩平衡关系，车辆侧倾运动方程为

$$I_x\ddot{\phi} = \frac{B_f}{2}\left(F_{z,FR} - F_{z,FL}\right) + \frac{B_r}{2}\left(F_{z,RR} - F_{z,RL}\right) + M_\phi \tag{14}$$

车辆前、后轴垂向作用力差异以及纵向运动产生的惯性作用共同形成俯仰力矩，根据绕车辆横向轴的力矩平衡关系，车辆俯仰运动方程为：

$$I_y\ddot{\theta} = l_r\left(F_{z,RL} + F_{z,RR}\right) - l_f\left(F_{z,FL} + F_{z,FR}\right) + M_\theta \tag{15}$$

其中，各轮位垂向作用力 $F_{z,FL}$、$F_{z,FR}$、$F_{z,RL}$ 和 $F_{z,RR}$由车辆各轮垂向载荷获得，M_ϕ 和 M_θ分别为车辆横向和纵向运动产生的等效惯性力矩。

综合式（10）～式（15），并考虑车辆固连坐标系旋转运动对纵、横向加速度分量的影响，可得到车辆质心处纵向、横向和垂向三个方向的线加速度，以及侧倾、俯仰和横摆三个方向的角加速

度。

$$\begin{cases} a_x(t)=\ddot{x}(t)-\dot{y}(t)\dot{\varphi}(t) \\ a_y(t)=\ddot{y}(t)+\dot{x}(t)\dot{\varphi}(t) \\ a_z(t)=\ddot{z}(t) \\ \alpha_x(t)=\ddot{\phi}(t) \\ \alpha_y(t)=\ddot{\theta}(t) \\ \alpha_z(t)=\ddot{\varphi}(t) \end{cases} \tag{16}$$

式中，$a_x(t)$、$a_y(t)$ 和 $a_z(t)$分别为车辆质心纵向、横向和垂向线加速度，$\alpha_x(t)$、$\alpha_y(t)$ 和 $\alpha_z(t)$分别为车辆侧倾、俯仰和横摆角加速度。

车辆质心六自由度加速度向量为

$$\mathbf{a}_v(t)=\left[a_x(t)\quad a_y(t)\quad a_z(t)\quad \alpha_x(t)\quad \alpha_y(t)\quad \alpha_z(t)\right]^{\mathrm{T}} \tag{17}$$

由此获得车辆质心六自由度加速度，为后续乘员运动响应计算及晕动状态评估提供基础运动输入。

2 乘员晕动评估模型

基于晕动剂量值 MSDV，建立融合频率计权与短时积分的乘员晕动评估模型。以车辆质心六自由度加速度为输入，对平移和旋转运动分别进行频率计权，并在时间窗内进行积分累积。

进一步计算平移与旋转运动剂量，经尺度统一后建立六自由度运动刺激与 MISC 之间的映射关系，实现乘员晕动状态的短时动态评估。

此分别对车辆质心六自由度运动加速度进行频率计权。为统一描述各自由度运动，将式（17）中的纵向、横向和垂向线加速度以及滚转、俯仰和偏航角加速度统一记为 $q_i(t)$，其中 $i=x,y,z,\phi,\theta,\psi$。

第 i个自由度经频率计权后的运动加速度为

$$q_{w,i}(t)=\mathcal{F}^{-1}\left\{W_i(f)\mathcal{F}\left[q_i(t)\right]\right\},\quad i=x,y,z,\phi,\theta,\psi \tag{18}$$

式中，$\mathcal{F}[\cdot]$和$\mathcal{F}^{-1}[\cdot]$分别为傅里叶变换和傅里叶逆变换；$W_i(f)$为第 i个运动自由度对应的频率计权函数；$q_i(t)$和$q_{w,i}(t)$分别为频率计权前后的运动加速度。

对于离散采样信号，设采样频率为f_s，频率分析点数为N_f，则第m个频率分量所对应的频率为：

$$f_m=\frac{mf_s}{N_f},\quad m=0,1,\ldots,N_f-1 \tag{19}$$

相应的频率计权过程可表示为：

$$Q_{\mathrm{w,i}}(f_{\mathrm{m}})=W_{\mathrm{i}}(f_{\mathrm{m}})Q_{\mathrm{i}}(f_{\mathrm{m}}) \tag{20}$$

式中，$Q_i(f_m)$和 $Q_{w,i}(f_m)$分别为第 i个运动自由度在频率 f_m处计权前后的频谱分量。对计权后的频谱进行傅里叶逆变换，即可获得对应的频率计权时域运动量 $q_{w,i}(t)$。

采用短时采样积分方法，定义为短时时间窗 T_w，第 i个自由度对应的短时晕动剂量值定义为：

$$MSDV_i^{ST}(t)=\left[\int_{t-T_w}^{t}q_{w,i}^2(\tau)\mathrm{d}\tau\right]^{1/2},\quad i=x,y,z,\phi,\theta,\psi \tag{21}$$

式中，$MSDV_i^{ST}(t)$为第i个运动自由度在t时刻对应的短时晕动剂量值；T_w为短时时间窗长度；$q_{w,i}(\tau)$为对应自由度经频率计权后的运动加速度。

对纵向、横向和垂向三个平移自由度的短时晕动剂量进行方向计权，得到车辆平移晕动总剂量

$$D_T(t)=\left[\sum_{i=x,y,z}k_i^2\left(MSDV_i^{ST}(t)\right)^2\right]^{1/2} \tag{22}$$

式中，$D_T(t)$为车辆三个平移自由度形成的综合短时晕动剂量；k_i为不同平移方向的方向计权系数，其中 $i=x,y,z$分别对应纵向、横向和垂向运动；$MSDV_i^{ST}(t)$为对应方向的短时晕动剂量值。

同理，对滚转、俯仰和偏航三个旋转自由度的短时晕动剂量进行方向计权，得到旋转晕动剂量

$$D_R(t)=\left[\sum_{i=\phi,\theta,\psi}k_i^2\left(MSDV_i^{ST}(t)\right)^2\right]^{1/2} \tag{23}$$

式中，$D_R(t)$为车辆三个旋转自由度形成的综合短时运动剂量；k_i为不同旋转方向的方向计权系数，其中 $i=\phi,\theta,\psi$分别对应滚转、俯仰和偏航运动；$MSDV_i^{ST}(t)$为对应方向的短时晕动剂量值；k_i表征不同运动方向的计权关系。

分别引入平移晕动尺度转换系数 K_T和旋转晕动尺度转换系数 K_R，将两类晕动剂量归一化为：

$$\bar{D}_T(t)=K_T D_T(t) \tag{24}$$

$$\bar{D}_R(t)=K_R D_R(t) \tag{25}$$

式中，$\bar{D}_T(t)$和 $\bar{D}_R(t)$分别为归一化后的平移晕动量和旋转晕动量；K_T和 K_R分别为平移晕动剂量和旋转晕动剂量对应的尺度转换系数。

在此基础上，定义乘员晕动评估值为：

$$\hat{M}(k)=\bar{D}_T(t)+\bar{D}_R(t)=K_T D_T(t)+K_R D_R(t) \tag{26}$$

式中，$\hat{M}(k)$为 t时刻的乘员晕动评估值。

采用标定样本中的 MISC 主观评价结果对 K_T和 K_R进行最小二乘标定。对于第 j个标定样本，有：

$$M_j=K_T D_{T,j}+K_R D_{R,j}+\varepsilon_j \tag{27}$$

式中，M_j为第 j个样本对应的 MISC 评价值；$D_{T,j}$和 $D_{R,j}$分别为该样本对应的平移晕动剂量和旋转晕动剂量；ε_j为模型拟合残差。

对于 N个标定样本，尺度转换系数可由最小二乘法统一确定

$$\begin{bmatrix}K_T\\K_R\end{bmatrix}=\left(\mathbf{X}^{\mathrm{T}}\mathbf{X}\right)^{-1}\mathbf{X}^{\mathrm{T}}\mathbf{M} \tag{28}$$

3 自适应 MPC 晕动防护训练控制算法

引入乘员实时晕动状态，构建基于晕动反馈的模糊自适应 MPC，通过在线调整输出权重和控制增量权重，实现控制目标优先级的动态变化。

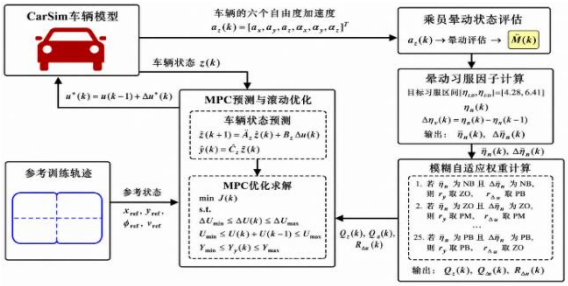


图 2 车辆 MPC 与晕动自适应控制架构

Fig. 2 Vehicle MPC and motion sickness adaptive control

与传统减晕控制不同，不以晕动状态趋近于零为目标，而是根据其与目标防护区间的偏差及变化趋势调节车辆运动刺激，使乘员晕动状态在安全条件下逐步进入并维持于适宜的防护训练区间。

3.1 MPC 预测模型与目标函数

为兼顾车辆轨迹跟踪与实时控制需求，将前述车辆动力学模型在当前工作点附近线性化并离散化，得到车辆离散状态空间模型。

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{\chi}}(t)=A_t\boldsymbol{\chi}(t)+B_t u(t)\\ \mathbf{y}(t)=C_t\boldsymbol{\chi}(t)\end{cases} \tag{29}$$

定义车辆状态向量为

$$\boldsymbol{\chi}=\begin{bmatrix}\dot{x} & \dot{y} & \varphi & \dot{\varphi} & X & Y\end{bmatrix}^T \tag{30}$$

其中，$\dot{x}$ 和 $\dot{y}$分别为车辆纵向和横向速度，φ 和 $\dot{\varphi}$分别为车辆横摆角和横摆角速度，X 和 Y分别为车辆质心在惯性坐标系中的纵向和横向位置。

以前轮转角δ_f为控制输入，为提高车辆转向控制的连续性，以前轮转角增量作为 MPC 优化变量

$$\Delta u(k)=u(k)-u(k-1) \tag{31}$$

将当前车辆状态和上一时刻控制量构成增广状态，可得增广预测模型

$$\begin{cases}\boldsymbol{\chi}(k+1)=A_k\boldsymbol{\chi}(k)+B_k u(k)\\ \mathbf{y}(k)=C_k\boldsymbol{\chi}(k)\end{cases} \tag{32}$$

设预测时域和控制时域分别为 N_p和 N_c，且

$$\mathrm{N\_c<N\_p} \tag{33}$$

则未来控制增量序列可表示为：

$$\Delta\mathbf{U}(k)=\begin{bmatrix}\Delta u(k) & \Delta u(k+1) & \cdots & \Delta u(k+N_c-1)\end{bmatrix}^T \tag{34}$$

在预测时域内，车辆未来输出可统一写为：

$$\mathbf{Y}_p(k)=\boldsymbol{\Psi}\tilde{\boldsymbol{\chi}}(k)+\boldsymbol{\Theta}\Delta\mathbf{U}(k) \tag{35}$$

其中，$\boldsymbol{\Psi}$ 和 $\boldsymbol{\Theta}$分别为由系统状态矩阵和输出矩阵构成的状态预测矩阵与控制预测矩阵。

为同时考虑轨迹跟踪性能和转向控制平顺性，构造 MPC 目标函数：

$$J(k)=\left\|\mathbf{Q}(k)\left[\mathbf{Y}_p(k)-\mathbf{Y}_{\mathrm{ref}}(k)\right]\right\|^2+\left\|\mathbf{R}(k)\Delta\mathbf{U}(k)\right\|^2 \tag{36}$$

其中，

$$\mathbf{E}(k)=\boldsymbol{\Psi}\tilde{\boldsymbol{\chi}}(k)-\mathbf{Y}_{\mathrm{ref}}(k) \tag{37}$$

为预测输出与参考轨迹之间的偏差；$\boldsymbol{Q}(k)$ 为输出跟踪权重矩阵，$\boldsymbol{R}(k)$ 为控制增量权重矩阵。本文重点调节横摆角权重 Q_φ、横向位置权重 Q_Y和前轮转角增量权重$R_{\Delta\delta}$。

3.2 晕动防护因子计算与模糊自适应权重调节

定义目标防护训练区间为：

$$\Omega_H=\left[M_L,M_U\right] \tag{38}$$

式中，M_L和M_U分别表示有效防护训练的晕动状态下限和安全耐受上限。

分别定义晕动上超调偏差和晕动下超调偏差：

$$\begin{cases}e_U(k)=\max\left[\hat{M}(k)-M_U,0\right]\\ e_L(k)=\max\left[M_L-\hat{M}(k),0\right]\end{cases} \tag{39}$$

其中，$e_U(k)$ 为晕动上超调偏差，$e_L(k)$ 为晕动下超调偏差。

为进一步反映晕动状态的发展趋势，定义相邻时刻晕动变化量：

$$\eta_H(k)=\eta_0+k_L e_L(k)-k_U e_U(k) \tag{40}$$

式中，$\eta_H(k)$为晕动防护因子；η_0为基准晕动防护因子；k_L和k_U分别为晕动下超调和上超调调节系数。

引入晕动防护因子 η_H，选取其相对基准值的偏差及变化量作为模糊控制输入，并将输入划分为 NB、NS、ZO、PS 和 PB 五个模糊集合，输出权重划分为 ZO、PS、PM 和 PB 四个模糊集合，实现 Q_φ、Q_Y 和 $R_{\Delta\delta}$的在线自适应调节。

定义晕动防护因子变化量为

$$\Delta\eta_H(k)=\eta_H(k)-\eta_H(k-1) \tag{41}$$

对晕动防护因子及其变化量进行归一化处理

$$\bar{\eta}_H(k)=\mathrm{sat}\left[\frac{\eta_H(k)-\eta_0}{\eta_s}\right] \tag{42}$$

$$\Delta\bar{\eta}_H(k)=\mathrm{sat}\left[\frac{\Delta\eta_H(k)}{\Delta\eta_s}\right] \tag{43}$$

式中，η_0 为基准晕动防护因子；η_s 和 $\Delta\eta_s$分别为晕动防护因子及其变化量的归一化尺度参数；sat (·) 为限幅函数，使 $\bar{\eta}_H(k)$和 $\Delta\bar{\eta}_H(k)$均限制在 $[-1,1]$范围内。

两个模糊输入变量均划分为 5 个模糊集合：

$$\{NB, NS, ZO, PS, PB\} \tag{44}$$

其中，NB、NS、ZO、PS 和 PB 分别表示负大、负小、零、正小和正大。

选取横摆角权重 Q_φ、横向位置权重 Q_Y和前轮转角增量权重 $R_{\Delta\delta}$作为模糊控制输出。定义其归一化调节比例为：

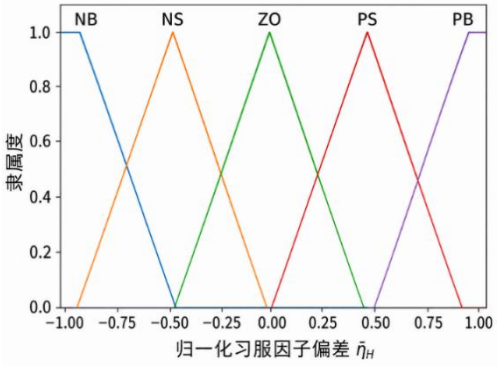
$$r_{Q_\varphi}=\frac{Q_\varphi-Q_{\varphi,\min}}{Q_{\varphi,\max}-Q_{\varphi,\min}},\qquad r_{Q_\varphi}\in[0,1] \tag{45}$$

$$r_{Q_Y}=\frac{Q_Y-Q_{Y,\min}}{Q_{Y,\max}-Q_{Y,\min}},\qquad r_{Q_Y}\in[0,1] \tag{46}$$

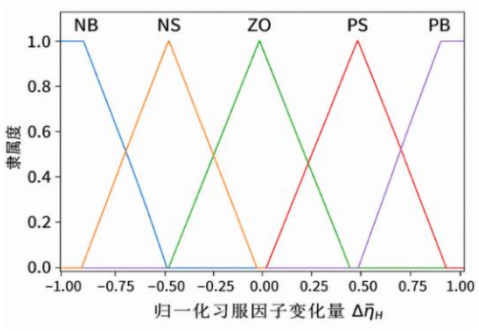
$$r_{R_{\Delta\delta}}=\frac{R_{\Delta\delta}-R_{\Delta\delta,\min}}{R_{\Delta\delta,\max}-R_{\Delta\delta,\min}},\qquad r_{R_{\Delta\delta}}\in[0,1] \tag{47}$$

模糊输出变量均划分为 ZO、PS、PM 和 PB 四个模糊集合，分别表示零、小、中和大。采用 MPC 权重归一化比例作为模糊控制输出，并通过模糊规则实现不同车辆运行状态下的权重变化。

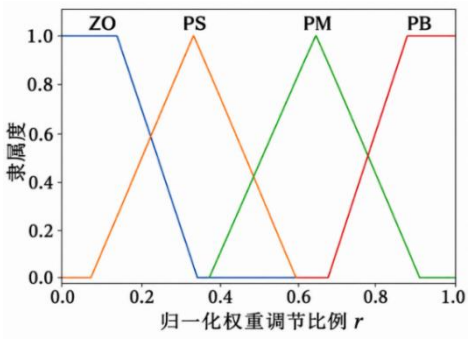
建立Q_φ和Q_Y的模糊权重调节规则，$R_{\Delta\delta}$则采用与Q_φ、Q_Y 采用相反的调节趋势。



（a）$\bar{\eta}_H$ 隶属度函数



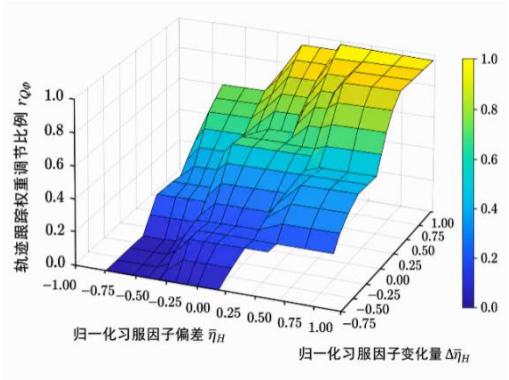
（b）$\Delta\bar{\eta}_H$ 隶属度函数



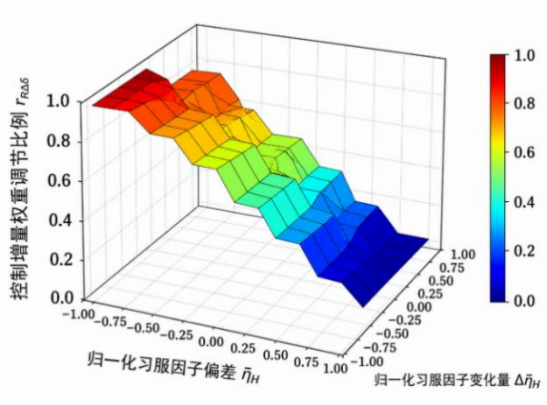
（c）权重调节比例 r隶属度函数

图 3　模糊控制输入与输出变量隶属度函数

Fig. 3 Membership functions of fuzzy controller variables



（a）Q_φ、Q_Y权重调节比例响应曲面



（b）$R_{\Delta\delta}$ 权重调节比例响应曲面

图 4　模糊自适应 MPC 权重调节响应曲面

Fig. 4 Response surfaces of adaptive MPC weight regulation

通过模糊化、模糊推理及解模糊处理，获得当前时刻的 $r_{Q_\varphi}(k)$和 $r_{R_{\Delta\delta}}(k)$，从而建立乘员晕动防护状态与 MPC 控制权重之间的动态映射关系。

3.3 滚动优化控制

MPC 优化过程中同时考虑前轮转角、转角增量及车辆预测输出约束。

前轮转角增量约束表示为

$$\Delta U_{\min} \le \Delta \mathbf{U}(k) \le \Delta U_{\max} \tag{48}$$

前轮转角约束表示为

$$U_{\min} \le \mathbf{U}(k) \le U_{\max} \tag{49}$$

车辆预测输出约束表示为

$$Y_{\min} \le \mathbf{Y}_p(k) \le Y_{\max} \tag{50}$$

在上述约束条件下，对目标函数进行在线求解，得到当前预测时域内的最优控制增量序列：

$$\Delta \mathbf{U}^*(k) = \underset{\Delta \mathbf{U}(k)}{\arg\min}\, J(k) \tag{51}$$

实际控制过程中仅执行最优控制序列中的第一个控制增量，则车辆前轮转角更新为：

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u^*(k) \tag{52}$$

根据当前控制输入重新计算车辆运动状态及车辆质心六自由度加速度，并由晕动状态评估模型获得下一采样时刻的晕动预测值。根据预测值更新晕动防护因子及其变化量，进一步调整 $\boldsymbol{Q_\varphi}$、$\boldsymbol{Q_Y}$ 和 $\boldsymbol{R_{\Delta\delta}}$，进入下一周期 MPC 滚动优化。

通过上述状态反馈与滚动优化，在保证车辆基本轨迹跟踪和行驶稳定性的同时，使乘员晕动状态逐步进入并维持于目标防护训练区间。

4 仿真试验

基于 CarSim–Simulink 联合仿真平台开展试验。其中，CarSim 用于构建车辆动力学模型及道路场景，Simulink 用于实现车辆控制、晕动状态评估和模糊自适应 MPC 算法。仿真主要从运行工况、轨迹跟踪性能和晕动防护控制效果三个方面进行验证，通过对车辆轨迹、速度及乘员晕动状态变化进行分析，评价所提方法的车辆控制性能及晕动刺激自适应调节能力。

3.1 工况设计

道路工况设置如图 5 所示。参考轨迹在全局坐标系中的纵向范围约为 $-576 \sim 346$m，横向范围约为 $-200 \sim 110$m，由长直线路段和多个连续转弯区域组成，可使车辆重复经历直线行驶、转弯进入、稳定转向及弯道驶出等典型运动状态。

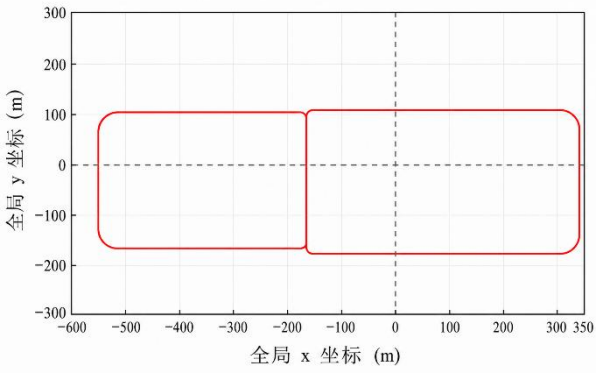


图 5　道路行驶轨迹设置

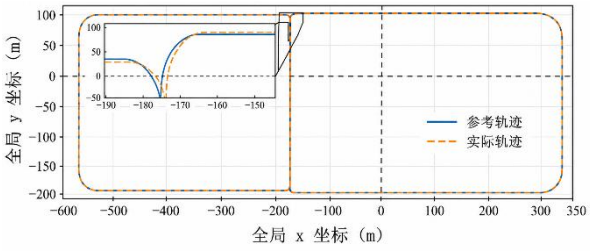
Fig. 5 Urban-road closed-loop simulation condition

目标车速设为 45 km/h（12.5 m/s），仿真时长为 24 min，MPC 采样周期为 0.05 s，预测时域和控制时域分别设为 $N_p = 20$ 和 $N_c = 5$，对应预测时间和控制时间分别为 1.0 s 和 0.25 s。

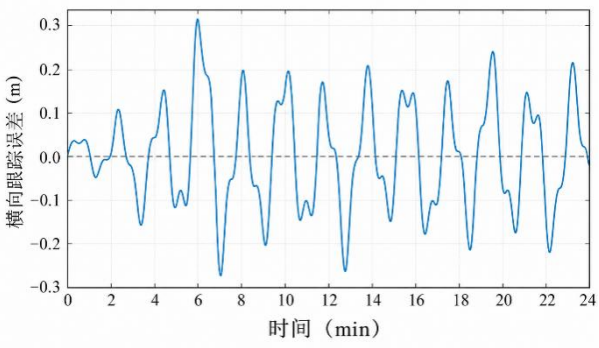
将 MISC 4.28～6.41 设为目标防护区间。根据实时晕动状态计算防护因子，并通过模糊自适应机制调整 MPC 权重，从而实现车辆运动状态闭环调节。

3.2 轨迹跟踪效果

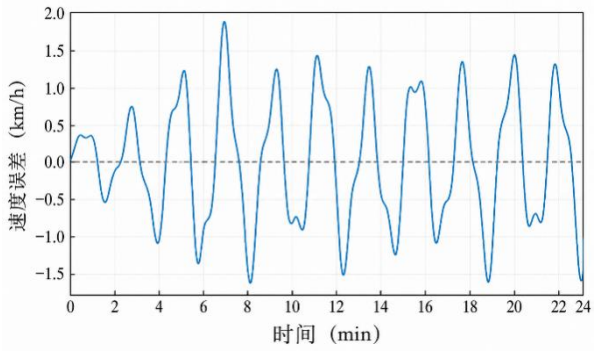
由图 6（a）可知，车辆实际轨迹与参考轨迹整体保持较好一致，在弯道及闭环连接区域虽存在局部偏差，但均能够快速重新收敛。实际轨迹相对于参考轨迹的平均位置偏差、均方根偏差和最大位置偏差分别约为 0.099 m、0.119 m 和 0.322 m，构建的模糊自适应 MPC 具有较好的轨迹跟踪能力。



(a) 整体轨迹跟踪结果



(b) 横向跟踪误差



(c) 速度跟踪误差

图 6 车辆轨迹跟踪结果

Fig. 6 Vehicle trajectory tracking results

图 6（b）给出了 24 min 内的横向跟踪误差。横向误差整体围绕零值波动，均方根值为 0.123 m，平均绝对误差为 0.101 m，最大正、负误差分别约为 0.340 m 和-0.279 m。其中约 97.1% 的误差控制在 ±0.25 m 以内。4～8 min 阶段受连续转向及权重调整影响，误差有所增大，但 8 min 后仍保持稳定有界波动，说明自适应调节未破坏车辆横向跟踪稳定性。

图 6（c）为速度跟踪误差。在 45 km/h 目标车速下，速度误差始终围绕零值变化，均方根值为 0.826 km/h，平均绝对误差为 0.706 km/h，最大绝对误差约为 1.889 km/h，占目标车速的 4.20%。其中约 96.3% 的速度误差控制在 ±1.5 km/h 以内，且全过程均未超过 ±2.0 km/h。

综合来看，所提出的模糊自适应 MPC 在闭环城市道路工况下能够保持较好的轨迹和速度跟踪性能。虽然在连续转弯及权重调整阶段误差有所增加，但整体均保持在较小范围内，为后续基于乘员晕动状态的运动刺激动态调节提供了稳定的车辆控制基础。

3.3 晕动防护控制效果

为验证晕动防护控制方法的动态调节能力，在前述工况下开展控制试验。将 MISC 4.28～6.41 设为有效防护区间，其中低于 4.28 表示刺激不足，高于 6.41 表示刺激偏强，并将 MISC=8 设为安全阈值。乘员晕动评分变化如图 7 所示。

由图 7 可知，训练开始后晕动评分快速上升，约 2 min 进入目标防护区间；约 5～6 min 达到峰值 6.7，相对上限 6.41 的超调约 0.3 MISC。随后降低激励强度，约 8 min 后评分重新进入目标区间并趋于稳定，稳定阶段主要维持在 4.5～5.6 范围内。整个训练过程中最大晕动评分始终低于 MISC=8，具有约 1.3 MISC 的安全裕度。

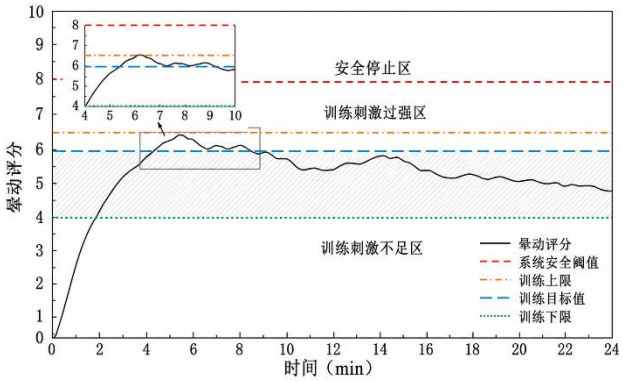


图 7 乘员晕动防护控制结果

Fig. 7 Habituation control results of passenger motion sickness

5 结论

1）提出基于晕动防护因子的模糊自适应 MPC 控制方法，融合车辆六自由度运动与乘员晕动状态，通过在线调整 MPC 权重，实现轨迹跟踪与晕动防护刺激的协同控制。

2）联合仿真表明，车辆轨迹与速度跟踪稳定。横向误差 RMS 为 0.123 m，速度误差 RMS 为 0.826 km/h，最大速度误差为 1.889 km/h，说明自适应调节未显著降低车辆跟踪性能。

3）晕动防控结果表明，MISC 约 2 min 进入 4.28～6.41 目标防护区间，峰值约 6.7，约 8 min 后趋于稳定，且始终低于 MISC=8 安全阈值，表明该方法具有较好的防护刺激调节和稳态保持能力。

参考文献（References）：

[1] Zhang Y, Zhao H, Hu C, et al. Mitigation of Motion Sickness and Optimization of Motion Comfort in Autonomous Vehicles: Systematic Survey[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2024, 25(12): 21737-21756.

[2] Xie W, He D, Wu G. Inducers of Motion Sickness in Vehicles: A Systematic Review of Experimental Evidence and Meta-Analysis[J]. Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour, 2023, 99: 167-188.

[3] 黄晶, 刘祥臻, 胡林. 自动驾驶车辆乘员晕动关联舒适性研究综述[J]. 中国公路学报, 2024, 37(5): 356-370.

[4] Huang J, Liu X Z, Hu L. Review of Motion Sickness-associated Comfort Studies for Occupants in Autonomous Vehicles[J]. China Journal of Highway and Transport, 2024, 37(5): 356-370.

[5] Cha Y H, Golding J F, Keshavarz B, et al. Motion Sickness Diagnostic Criteria: Consensus Document of the Classification Committee of the Bárány Society[J]. Journal of Vestibular Research, 2021, 31(5): 327-344.

[6] de Winkel K N, Irmak T, Kotian V, et al. Relating Individual Motion Sickness Levels to Subjective Discomfort Ratings[J]. Experimental Brain Research, 2022, 240(4): 1231-1240.

[7] Talsma T M W, Hassanain O, Happee R, et al. Validation of a Moving Base Driving Simulator for Motion Sickness Research[J]. Applied Ergonomics, 2023, 106: 103897.

[8] 吴盈章, 林颖, 李文博, 等. 乘员晕车的生理表征与缓解方法[J]. 汽车工程, 2024, 46(1): 50-60.

[9] Wu Y Z, Lin Y, Li W B, et al. Physiological Manifestation and Relief Method of Passenger's Carsickness[J]. Automotive Engineering, 2024, 46(1): 50-60.

[10] Liu H, Inoue S, Wada T. Subjective Vertical Conflict Model with Visual Vertical: Predicting Motion Sickness on Autonomous Personal Mobility Vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2024, 25(8): 9878-9894.

[11] Bang J S, Won D O, Kam T E, et al. Motion Sickness Prediction Based on Dry EEG in Real Driving Environment[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023, 24(5): 5442-5455.

[12] Keshavarz B, Peck K, Rezaei S, et al. Detecting and Predicting Visually Induced Motion Sickness with Physiological Measures in Combination with Machine Learning Techniques[J]. International Journal of Psychophysiology, 2022, 176: 14-26.

[13] de Winkel K N, Irmak T, Happee R, et al. Standards for Passenger Comfort in Automated Vehicles: Acceleration and Jerk[J]. Applied Ergonomics, 2023, 106: 103881.

[14] Bohrmann D, Bruder A, Bengler K. Effects of Dynamic Visual Stimuli on the Development of Carsickness in Real Driving[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2022, 23(5): 4833-4842.

[15] Emond W, Bohrmann D, Zare M. Will Visual Cues Help Alleviating Motion Sickness in Automated Cars? A Review Article[J]. Ergonomics, 2024, 67(6): 772-800.

[16] Htike Z, Papaioannou G, Siampis E, et al. Fundamentals of Motion Planning for Mitigating Motion Sickness in Automated Vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022, 71(3): 2375-2384.

[17] Jain V, Kumar S S, Papaioannou G, et al. Optimal Trajectory Planning for Mitigated Motion Sickness: Simulator Study Assessment[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023, 24(10): 10653-10664.

[18] Zheng Y, Shyrokau B, Keviczky T. Mitigating Motion Sickness with Optimization-Based Motion Planning[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2024, 9(1): 2553-2563.

[19] 徐子超, 张玲, 肖水凤, 等. 晕动症机制及防治技术研究进展与展望[J]. 海军军医大学学报, 2024, 45(8): 923-928.

[20] Xu Z C, Zhang L, Xiao S F, et al. Motion Sickness Mechanism and Control Techniques: Research Progress and Prospect[J]. Academic Journal of Naval Medical University, 2024, 45(8): 923-928.

[21] DAI M, RAPHAN T, COHEN B. Prolonged reduction of motion sickness sensitivity by visual-vestibular interaction[J]. Experimental Brain Research, 2011, 210(3-4): 503-513.

[22] ZHANG L L, WANG J Q, QI R R, et al. Motion sickness: Current knowledge and recent advance[J]. CNS Neuroscience & Therapeutics, 2016, 22(1): 15-24.

新质战斗力导向下装甲车辆能源体制重构与平战协同发展研究

赵慧[1,2,3]，冯宇[1,2]，吴坤[1,2]，陈科[1]，孙福成[1*]，赵晓龙[1]

(1. 内蒙古第一机械集团有限公司,；内蒙古 包头 014030；2. 特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室, 内蒙古 包头 014030；3. 哈尔滨工程大学)

摘　要：当前全球陆军装备正迎来电动化、智能化体系变革，传统以柴油机-机械传动为核心的装甲平台已难以适应高能武器搭载、全域复杂环境机动、有人-无人集群协同及平战多场景复用等新质战斗力需求，装甲装备正由单一机械作战平台向电能源主导的多负载协同综合作战平台转型。本文立足国防现代化与应急体系建设双重战略背景，提炼全域环境适配、多负载能量调度、平战体系融合三大核心能力需求；结合国内"十四五"工程实践，从综合电力系统安全技术、多动力源动态匹配、一体化能量管理、模块化战斗车族重构四个维度，系统梳理现有技术成果与实装试验数据；剖析转型过程中底层技术瓶颈、顶层体系割裂及野战保障滞后三类系统性难题；最后面向下一代兆瓦级全电分布式综合电力平台，提出技术破局路径与重点研究方向。研究表明，装甲车辆电动化并非简单的动力系统替换，而是作战范式、装备体系、保障模式的全方位变革，亟需通过军地协同、产学研用一体化攻关，构建全域高可靠、多负载可协同、平战可复用的新一代电能源装备体系。

关键词：装甲车辆；全域机动；电动化；综合电力微网；能量协同

本研究得到特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室研究项目支持

引言

新一轮军事变革推动陆战装备作战范式发生根本性转变。高能定向能武器、电磁防护装备、大功率电子战载荷及无人集群协同作战逐步成为未来战场的典型特征[1]。传统以柴油机-机械传动为核心的装甲平台仅具备低压辅助供电能力，动力输出形式单一，能量分配方式固化，已难以支撑多类型大功率负载并行工作，在极端环境适应性、隐蔽作战能力及多任务拓展能力上存在明显天花板。

全球主要军事强国相继开展陆军平台电动化技术攻关。美国下一代战车（NGCV）项目、德国"山猫"系列混动步兵战车、英国 E-MAV 全电验证车均将综合电力系统作为装备迭代的核心抓手，目标构建车载兆瓦级供电能力，实现静默机动、瞬时脉冲功率输出及平台对外供电等全新作战能力。欧美强国已完成高压电力架构、兆瓦级供电、极端环境适配及集群能量协同的底层技术布局，正从单一装备电动化向体系化全电化转型，对我国陆战装备现代化形成直接竞争压力。

我国新质战斗力建设对装甲装备提出全域机动、多任务协同的现实要求。装甲车辆不再是孤立的作战单元，正逐步演变为依托车载全域电力微网的体系化作战节点。这一转型不仅是动力系统的简单替换，更涉及电气架构、动力匹配、能量调度、装备体系及保障模式的系统性变革。本文围绕转型背景、技术实践、现实挑战与发展路径展开系统研究，为新一代装甲装备能源体系建设提供参考。

1 装甲车辆电动化转型背景与核心能力需求

1.1 装备转型核心逻辑：从机械作战平台到电能源协同平台

传统机械作战平台以柴油机与机械变速箱为核心，整车电气以 28V 低压配电为主。动力流与电能流相互解耦，驱动、观瞄、火力、通信各子系统相对独立，平台核心任务是完成机动与火力打击，辅助供电仅满足基础观瞄通信需求，不具备大功率向外输出电能的能力。传统机械坦克整车最大可用电功率不超过 15 kW，仅为下一代主战装备兆瓦级供电需求的 1.5%，面对激光拦截、电磁装甲及大功率电子战等新型载荷时，功率供给能力严重不足。该架构的核心优势在于技术成熟、机械可靠

性高、野战维修便捷，但存在致命短板，无大功率电能冗余，完全无法适配未来智能化、高能化陆战场景。

电能源主导的多负载协同平台以车载综合电力微网为骨架，集成发电单元、多元储能单元、电力变换单元、智能配电与能量调度单元。整车构建统一高压母线，驱动系统、防护载荷、侦察通信及对外供电负载全部接入微网。平台具备孤岛自治运行能力，既可实现车辆机动，又可为各类高能负载提供瞬时兆瓦级脉冲功率；多台装备互联还可构建陆战集群移动微网，实现装备间能量互通互充[2]。

两种平台的本质差异在于能量管控模式的跃迁：机械平台是"动力优先、电能为辅"；电能源平台则实现机动、防护、侦察、保障多任务下的能量统一调度。新型平台以高压综合电力系统为核心，将传统分散独立的机械、电气、防护、作战系统融合为一体化电力微网体系，具备瞬时大功率输出、静默隐蔽机动、全负载智能协同、空地集群供电及平战场景复用五大全新能力，是新质陆战战斗力生成的核心载体。

1.2 全球陆军装备电动化竞赛态势

当前全球军事强国已全面开启装甲装备全电化布局，形成“技术验证-样机试制-小批量列装-体系迭代”的完整发展路径。美国自 2018 年启动下一代作战车辆（Next Generation Combat Vehicle, NGCV）计划，重点布局兆瓦级车载综合电力平台，其全电履带式验证车已实现 1.2 MW 峰值供电能力，可适配激光反导、电磁防护等高能负载，同步开展军用固态电池及 SiC 高压电力电子器件的适配试验。德国依托欧洲电力电子产业优势，推出 KF41“山猫”全电隐身步兵战车验证平台，采用 800 V 高压架构，混动模式下静默机动续航达 180 km，红外特征降低 62%。英国聚焦无人集群协同场景，研发 E-MAV 全电模块化装甲平台，重点突破车际能量互通与分布式微网调度技术，实现有人/无人装备协同供电与能量共享。

总体来看，国外技术演进遵循三代动力架构规律：第一代为柴油机械传动；第二代为柴电混动平台；第三代为面向未来的全电分布式综合电力系统。各国现阶段以二代混动平台作为技术验证载体，持续积累高压微网、储能及能量管理工程经验，瞄准兆瓦级供电能力开展预先研究，已形成代际技术优势。

1.3 面向全域机动的三大核心需求

结合未来作战任务场景，装甲装备电动化转型凝练出三大刚性核心需求：

（1）全域环境适配需求。 装备需在高原、高寒（-40℃及以下）、高温沙漠、涉水高冲击及强电磁脉冲等复杂条件下稳定工作。储能系统、功率变换器件及动力系统不能因环境条件出现性能大幅衰减，以保障平台在全地域执行作战与应急任务。传统锂电在高寒环境下续航衰减可达 30%以上，功率器件在高温工况下效率下降，成为全域适配的现实阻碍。

（2）多负载能量调度需求。 平台同时承载机动驱动、电磁装甲、激光拦截、大功率电子战及雷达侦察等动态负载，不同负载功率量级差异巨大，会出现兆瓦级瞬时功率冲击。实测数据显示，现有军民通用能量管理策略面对军用多任务动态扰动时，母线电压波动误差超 8%。综合电力系统须具备多负载动态优先级管理、扰动抑制及故障自愈重构能力，避免多负载同时工作造成母线失稳与功率崩溃。

（3）平战体系融合需求。 电动化底盘既需满足军用作战任务，同时应具备向应急救援装备转化的潜力。通过模块化架构设计，实现储能舱、动力舱及任务舱快速更换；统一电压等级、接口及通信协议，提升硬件复用率。

上述三大需求并非远期概念，而是当前装备迭代的现实约束。现有混动样机虽已实现基础机动能力，但距离完整满足三大需求仍存在明显差距。基于国内外发展态势与国内建设现状，本文提出核心论断：我国装甲车辆已进入从机械驱动单一作战单元向全域电力微网支撑的多负载协同、平战两用综合作战平台战略转型的关键期，电动化、全电化及体系化是未来陆战装备发展的必然路径，全域适配、能量协同与平战复用是必须攻克的三大核心刚需。

1.4 需求导向的工程问题映射

上述三大需求从不同维度对下一代装甲平台提出了能力要求，但需求本身并不等同于技术方案。从需求落地角度审视，电动化转型在工程实现层面面临四类具体的、必须解决的核心问题：

第一，电压等级跃升带来的系统性安全问题。传统 28V 低压体系下，能量低、绝缘风险小、电磁兼容问题相对简单；当整车构建 900V 高压母线且多源并联运行时，母线振荡、阻抗失配、绝缘劣化、短路故障等风险指数级上升。这一问题若不解决，高电压平台本身就是不可用的——这是全域环境适配需求在电气安全维度的具体投射。

第二，多动力源动态特性差异带来的功率匹配问题。柴油发电机组、动力电池、超级电容等动力源的时间常数、功率响应特性差异巨大，在越野加速、大坡度机动等强动态工况下容易出现功率输出滞后或不足。这一问题制约着装备在复杂地形下的持续机动能力——这是全域环境适配需求在动力性能维度的直接体现[3]。

第三，多负载耦合带来的能量管控失效问题。传统平台各子系统独立运行、互不干扰；电能源平台将驱动、防护、侦察、通信等负载全部挂接在同一高压母线上，脉冲功率负载投切会引起母线大幅波动，严重时导致功率崩溃。这一问题直接决定多负载能否协同工作——这是多负载能量调度需求的核心工程内涵。

第四，装备体系碎片化带来的平战转换困难问题。不同型号装备的电压平台、储能模组、接口规格互不通用，军用与应急救援装备技术体系完全割裂。这一问题使得装备无法快速重构任务能力——这是平战体系融合需求在装备架构维度的根本制约。

2 面向核心需求的关键技术研究与工程验证

针对装甲车辆向电能源主导的多负载协同作战平台转型过程中，高压微网运行安全风险突出、多动力源动态特性失配、复杂任务工况能量管控效能不足、装备任务重构与平战兼容能力缺失四大工程挑战，本文以三大核心需求为牵引，提出“安全为基-动态匹配-任务驱动-体系可重构”一体化技术理念，以车载综合电力微网为核心载体，构建多源协同综合电力系统总体架构，依托原理样机开展台架试验与实车野外考核，验证整套技术方案的可行性。

2.1 动力架构三代迭代演进

我国装甲车辆电动化发展遵循三代技术迭代规律，各代架构在拓扑结构、供电能力与功能特征上存在显著差异，如表 1 所示。

表 1　装甲车辆动力架构三代技术特征对比

代际	架构特征	供电能力	核心特征	能量交互特性
第一代	传统机械动力架构，28V 低压配电	28V 低压，供电功率＜15kW	发动机-变速箱-机械分动，少量低压辅助电源	无高压能量耦合，辅助负载独立供电
第二代	混合电传动架构，300-900V 高压架构	供电功率 300-1000 kW	发动机-发电机+动力电池，电传动驱动，局部高压辅助负载	驱动与储能耦合，少量高压武器负载接入
第三代	全域电动化架构全电分布式，1000V 统一微网	供电功率>1 MW	多源能源矩阵、高压统一配电、分布式电驱动、全平台高压负载融合	多源协同、能量重构、武器/防护/机动全负载统一供能

第一代柴油纯机械传动架构以纯机械变速箱与传动轴传递动力，仅配置 28V 低压辅助供电，无高压电力架构，供电容量极低，无法搭载任何高能电磁负载，机动噪音大、红外特征明显，属于待迭代淘汰的传统架构。

第二代柴电混动高压平台为当前主力迭代装备，近十年我国全面普及 300-900 V 高压电动架构，搭载分布式轮毂电机与集成式发电系统，实现机械动力与电力动力耦合输出。混动平台可实现瞬时峰值 300-800 kW 大功率输出，静默机动续航可达 120 km 以上，车辆红外辐射特征降低 55%、机械噪音降低 40%，可适配中小型电子战及主动防护系统等负载。

第三代全电分布式兆瓦级综合电力系统以前瞻架构面向未来，以 1000 V 统一高压微网为核心，采用"电池+氢燃料"多元储能模式，实现整车全域能量动态调度与无机械传动轴纯电驱动，峰值供电能力突破 1 MW，可全面支撑电磁装甲、激光武器及大功率电子战等高能负载。三代架构的迭代演进如图 1 所示。

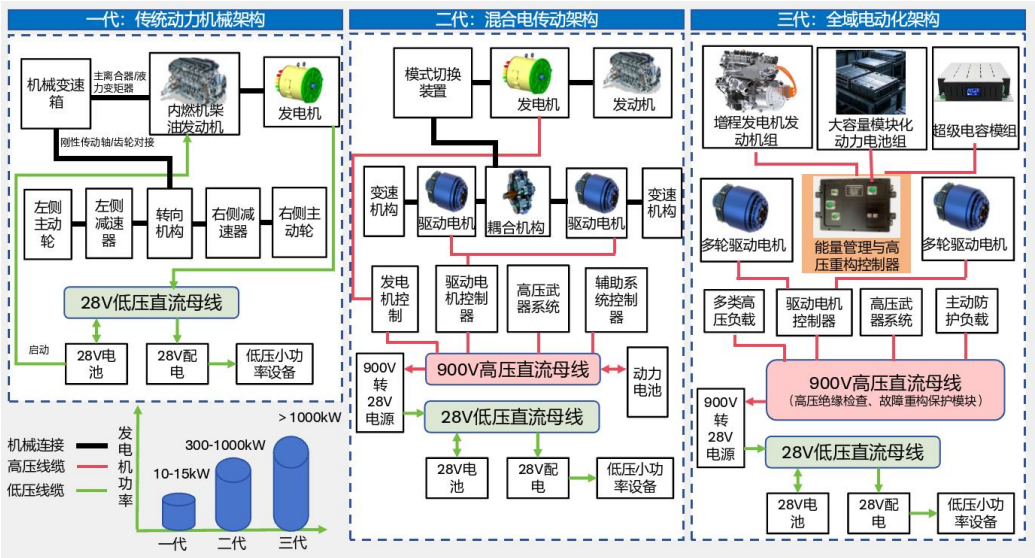


图 1　装甲车辆动力架构三代迭代演进图

2.2 高压多源综合电力系统安全运行技术

（1）工程挑战。电压等级从 28V 跃升至 900V，是电动化转型最直接的物理变化。这一跃升使整车电气系统从"低压小功率辅助系统"变为"高压大功率核心系统"，由此引出了电动化转型的首要问题：高压综合电力系统的安全运行问题。具体而言：随着车载供电电压等级提升至 900V 后，整车由传统 28 V 低压配电体系演进为多电压等级混合微网架构。发电机组、储能电池及功率变换装置多源并联接入高压母线，负载存在大动态阶跃投切特征，系统易出现母线振荡、阻抗失配、绝缘劣化及短路故障等风险。传统低压配电保护逻辑与绝缘检测手段不再适用，多电源耦合扰动下极易出现保护误动作与故障无法精准定位，直接威胁整车供电可靠性性[4]。

（2）技术理念与系统架构。本文提出"架构先行、阻抗协同、分层保护、多源协同"的安全设计理念，从顶层架构层面统筹多电源、多变换单元及多类型负载的耦合关系。构建以 900 V 高压母线为核心、兼容 270 V 与 28 V 低压子网的多电压等级车载综合电力微网架构，由发电单元、复合储能单元、电能适配单元、智能配电保护单元、能量管理控制及负载单元六大部分组成。系统架构如图 2 所示。

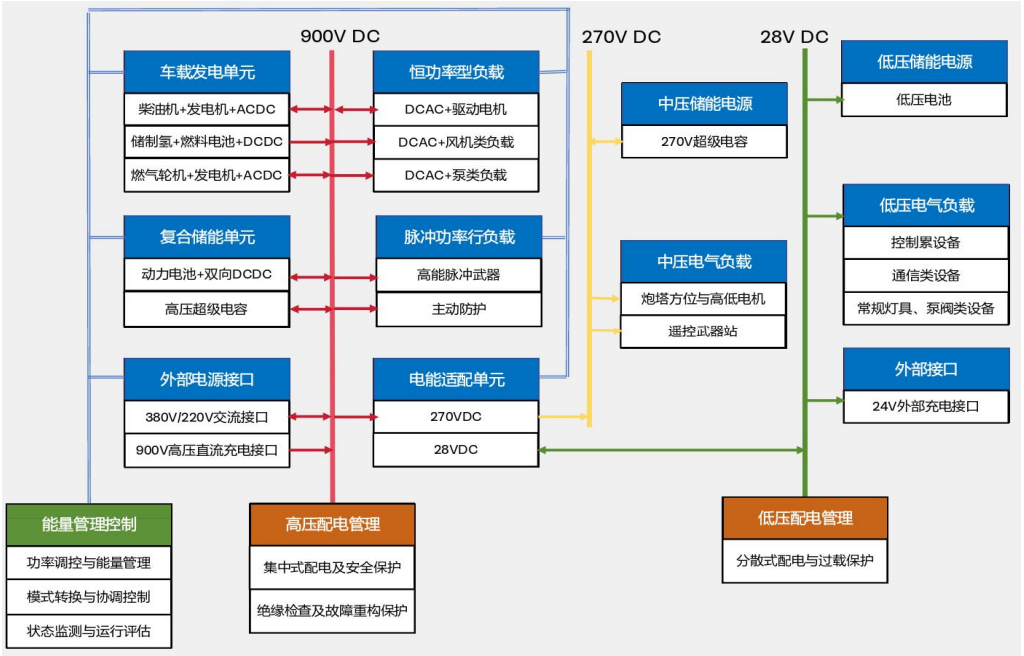


图 2　车载综合电力微网系统架构图

（3）关键技术方法。①车载微网阻抗匹配与稳定性增强设计方法：量化发电机组、储能装置及功率变换装备输出阻抗边界，建立多源微网阻抗判据，从源头抑制系统谐振风险[5]；②多电压等级微网高精度绝缘检测与风险评估方法：实现在线绝缘监测、短路电流估算及运行风险分级预警，实现故障支路快速定位与隔离；③宽频高效复合电源功率流主动调控方法：依托综合电力控制器实现多电源输出解耦协同优化，抑制大功率负载投切带来的母线电压扰动。

（4）试验验证。依托 900 V 混动平台台架开展多工况扰动试验，结果表明：在脉冲负载阶跃投切工况下，母线电压波动控制在 8%以内；绝缘故障可在毫秒级完成识别与隔离；多源并联工况下系统无谐振振荡现象，验证了该套方案可保障高压综合电力系统的安全稳定运行。

2.3 多动力源全域动态匹配设计

（1）工程挑战。高压平台解决了"能不能传输大功率"的问题，但并未解决"大功率从哪里来、怎么平稳输出"的问题。电动化转型的第二类核心问题在于：多动力源的动态响应特性存在本质差异，在剧烈工况下容易出现功率匹配失调。混合动力装甲平台集成柴油机-发电机组、动力电池及燃料电池等多类动力源，不同动力源响应时延与功率输出特性存在本质差异。车辆越野急加速、大坡度机动及高能载荷瞬时用电等随机强扰动工况下，多动力源输出特性不匹配，易出现动力响应滞后、功率输出不足及燃油经济性恶化等问题。传统基于稳态工况的参数匹配手段难以覆盖复杂越野机动边界工况[6]。

（2）技术理念与方法。提出"部件动态特性先行、工况全域覆盖、多目标协同寻优"的匹配理念，将发动机、电池及电驱动部件的动态响应特性作为匹配约束条件，建立"部件特性-典型作战工况-战术指标"闭环映射关系。①动力全域综合匹配优化方法：结合台架试验辨识与神经网络建模，建立多动力源动态特性预测模型，基于直驶-转向二维典型作战工况约束求解混合动力系统关键参数边界条件；②多源动力动态响应协同校正方法：针对各动力源响应时延差异对功率指令进行前馈补偿，削弱输出滞后问题。

（3）试验验证。完成样机实车野外考核，整车动力与机动性能各项指标均满足设计要求，部分核心性能指标优于设计预期。低速加速性能方面，0-32 km/h 加速时间较设计指标缩短约 0.8%，战术加速响应特性良好；最高行驶速度较设计要求提升约 2.2%，可支撑战场快速机动与战术转移需求；转向机动性能方面，中心转向时间较设计指标缩短约 3.2%，原地转向灵活度高，可适配复杂地形与狭窄通道通行场景；最大爬坡度较设计要求提升约 6.7%，越野地形通过性良好；主动轮功率密度较设计指标提升约 7.5%，动力输出具备充足裕量；燃油经济性较基准平台提升 10%，在保障动力性能的同时实现了能效优化目标。

整体试验结果表明，所提出的动力全域综合匹配方法可有效兼顾车辆机动性能与经济性能，能够满足复杂越野战场环境的机动需求。

2.4 任务驱动一体化能量管控

（1）工程挑战。安全运行与动力匹配解决的是"硬件层面能不能工作"的问题，但电能源平台区别于机械平台的核心特征在于：所有子系统通过电能耦合，必须依赖智能化的能量管理才能实现多负载协同。电动化转型的第三类核心问题——多负载耦合下的能量管控失效——正是多负载能量调度需求在控制层面的具体映射。传统能量管理策略多面向民用车辆道路工况开发，以燃油消耗最优为单一目标，响应速度慢且环境自适应能力不足。陆战平台同时存在机动驱动、电磁防护、侦察通信及对外供电多类任务，任务优先级动态变化；高原、高寒等极端环境下部件特性发生漂移，固定参数策略适应性差，难以支撑多负载能量调度需求[7]。

（2）技术理念与管控架构。提出"任务驱动、环境自适应、多目标一体化"能量控制理念，以作战任务优先级为第一约束，兼顾动力安全、平台能效及部件寿命多目标。构建分层式一体化能 量管控架构：上层为任务决策层，接收作战任务指令完成功率优先级分配；中层为系统协调控制层，完成多源功率分配；底层为部件执行层，完成各动力源执行响应。架构如图 3 所示。



图 3　分层式一体化能量管控架构图

（3）关键技术方法。针对混合动力装置多动力源响应特性差异显著、复杂工况下能量管理指令与部件实际执行失配易引发母线电压波动、系统失稳的工程问题，本文提出基于部件响应特性建模的多动力协调控制技术，技术实施路径如图 4 所示。首先采集整理急加速、高速直驶、转向、爬坡、紧急制动等典型复杂工况下的装置运行试验数据，对发动机、发电机、驱动电机、动力电池、辅助用电设备等核心能量部件的运行参数开展特征分析，提取功率运行区间、加载与卸载速率及边界阈值等关键响应特性参数；通过特征参数相关性分析方法，构建以关键状态参数为输入、部件动态响应特性为输出的映射模型，量化表征各动力源的输出规律与响应边界。

在此基础上，以混合动力装置运行稳定性、动力响应快速性为前置约束，以燃油经济性与电池电能利用效率为核心优化目标，结合各动力部件的动力输出约束与加载边界条件，重构能量管理目标函数；引入模型预测控制技术，预判未来时域内的系统状态变化趋势与动力需求，滚动优化生成满足实时工况需求的控制序列，实现多动力源之间的功率协同与输出匹配。

该技术实现了上层能量管理分配指令与部件实际响应特性的深度耦合，有效避免了受控部件响应滞后、指令失配所导致的系统失稳与功能受限问题，保障了混合动力装置在复杂越野工况下的稳定运行、快速机动与高效能量利用。

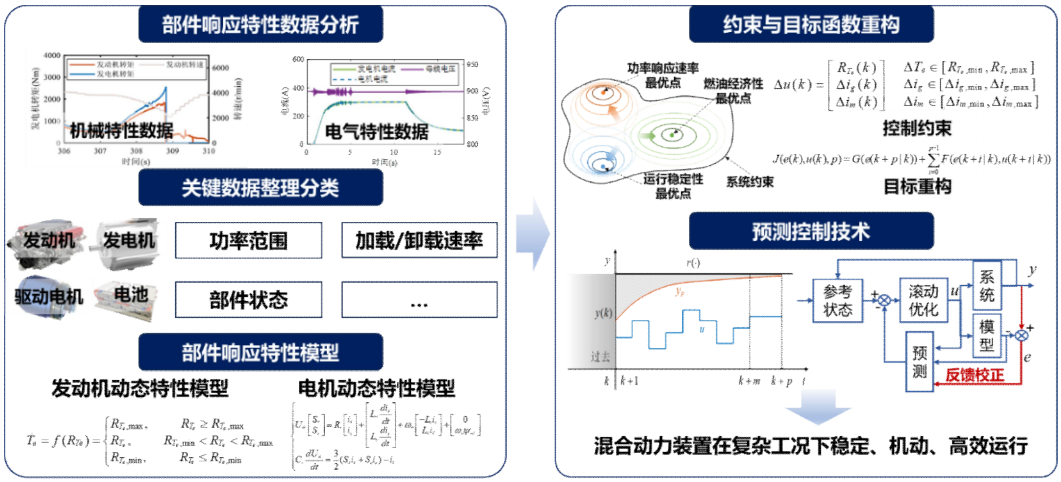


图 4　多动力协调控制技术

（4）试验验证。 基于整车动力学模型与实车开展多任务模式联合试验，在机动与脉冲载荷复合工况下，系统可完成功率动态再分配，功率指令跟随误差控制在 5%以内，复杂扰动工况下系统运行稳定，验证了该架构可满足多任务耦合工况使用要求。

2.5 模块化可重构战斗车族体系

（1）工程挑战。 前三项研究内容分别从安全、动力、控制三个层面解决"单车平台能用、好动、善调"的问题，但新质战斗力要求的不仅是单车性能，更是装备体系在作战与应急场景间快速转换的

能力。电动化转型的第四类核心问题——装备体系碎片化导致平战转换困难——需要从架构层面寻求根本解决。传统装甲装备各型号独立研制，动力、储能及高压配电接口互不兼容，装备任务拓展能力弱，战时难以快速重构任务能力；军用平台与应急救援平台技术体系割裂，硬件复用度低，无法满足平战体系融合需求[8]。

（2）技术理念与架构。 提出"架构统一、接口标准、模块解耦、平战兼容"的可重构车族总体技术理念，构建"物理架构+标准接口架构+能量架构+电子电气架构+车际网络架构"五位一体模块化战斗车族体系，如图 5 所示。能量架构采用 900 V/270 V/28 V 多供电体制，各电源模块独立配置，整车根据模块用电需求完成母线电压转换，实现灵活取能与智能管理。配套构建机动式保障模块，集成机动底盘、吊具、自举升机构及对外充放电接口，形成车族自保障能力。

（3）关键技术方法。 ①五位一体车族总体架构设计方法，打通动力-储能-高压配电总体设计链路；②多源可重构能量架构设计方法，实现电源模块独立配置与按需取能；③车族全生命周期运用设计方法，覆盖集装箱化战略投送、任务模块快速更换及伴随能源保障全流程。

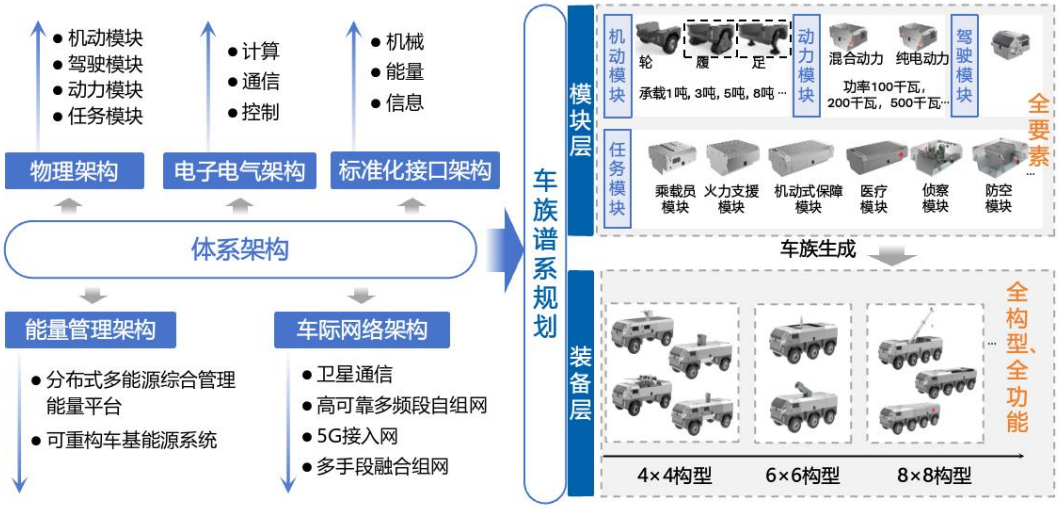


图 5　“五位一体”模块化战斗车族体系架构图

（4）试验验证。 完成模块化车族原理样机集成验证，实现任务舱快速拆装切换；依托机动保障模块完成装备伴随补给演示验证，实现多方式隐蔽投送与战场任务动态重构，验证车族架构可支撑作战任务与应急救援任务的快速切换。

2.6 当前研究成果总体评述

通过以上工程实践，国内已基本完成第二代柴电混动平台关键技术攻关，样机机动性能、高压安全、能量调度及模块化架构均取得实质性进展。但现有成果主要解决基础机动与基础供电问题，距离完整满足三大核心需求仍存在以下缺口：全域极端环境下储能可靠性有待进一步验证；兆瓦级脉冲负载下多负载耦合失稳风险仍然存在；车族标准化接口尚停留在样机层面，未形成全行业统一规范。

3 装甲电动化转型面临的系统性挑战

3.1 车载综合电力系统底层技术瓶颈

多负载强耦合失稳难题。 传统机械平台各系统独立运行、无功率干扰，而新一代高压电平台下电驱动、电磁装甲、激光拦截及电子战系统属于强耦合动态负载，瞬时功率波动可达 1.5 MW。现有 BMS/EMS 控制策略多针对民用稳态工况设计，面对军用多任务动态扰动时母线电压波动误差超 8%，大信号扰动下功率崩溃故障率达 2.7%，尚无成熟的军用多目标协同能量调度通用理论与标准化算法体系。

极端战场环境储能安全与续航矛盾。 装甲装备需适配-55℃极寒至+125℃高温的超宽温域场景，同时面临弹片冲击、电磁脉冲及剧烈振动多重耦合干扰。当前现役军用电池体系存在明显短板：高寒-40℃环境下续航衰减超 30%，沙漠高温环境连续工作 2 h 后热失控风险提升 45%；能量密度、防

护性能与续航能力三者无法兼顾，加厚防护则降低续航，提升能量密度则降低安全冗余，尚无统一的军用宽温域高安全储能解决方案。

3.2 装备顶层体系与多域协同短板

军地装备电动体系完全割裂。 主战装甲、军用工程装备及国家级应急救援车辆分属不同部门管理，各体系独·立研发与定型。三大体系高压电压平台、储能模组规格、充电接口标准及总线通信协议完全不通用，底盘、能源包及维修备件无法互通互换，平战转换复用率不足 15%。

缺乏统一顶层架构标准。 各大军工院所与主机厂均采用自研方案，装备型号碎片化严重，不同批次及型号的电动装甲装备能源模块无法互换，战场快速更换与抢修难以落地。目前尚无强制落地的《装甲车辆综合电力系统通用规范》国家级军用标准，体系化发展缺乏顶层约束。

空地集群能源协同体系空白。 未来全域作战与应急救援以"车-机-无人车"集群为核心形态，但当前单台装甲车辆微网为独立运行模式，无跨装备能量互通、互充及分布式调度能力，无人集群与人机协同场景下尚无统一的移动微网协同标准与控制体系。

4 面向全域机动装备的技术路径与重点研究方向

立足于现有研究基础，针对上述系统性挑战，面向第三代全电分布式兆瓦级综合电力系统（统一 1000 V 高压微网，电池+氢燃料多元储能，全域能量调度），提出以下技术路径。

4.1 底层基础技术攻关

负载耦合下的军用能量调度理论与算法体系。 建立多源储能与多动态负载耦合的系统动力学模型，揭示兆瓦级脉冲负载投切下母线扰动演化机理；发展面向作战任务驱动的模型预测控制与扰动抑制算法，形成标准化军用 EMS 算法库，实现机动-防护-侦察-对外供电多任务动态优先级自适应。

宽温域高安全多元储能与一体化热管理。推进锂电-超级电容复合储能与车载氢燃料电池增程两条技术路线并行发展；重点研究冲击防护结构及复合相变-液冷一体化热管理，抑制极端条件热失控；充分发挥超级电容瞬时脉冲能力与氢燃料电池宽温域长续航优势，弥补单一储能技术短板。

压电力电子成套装备工程化迭代。 推进 SiC 模块化功率变换单元迭代，提升效率、功率密度及抗振动冲击与抗 EMP 性能，实现 600 V-800 V-1000 V 平台模块兼容，为兆瓦级微网提供硬件基础。

4.2 顶层体系架构与标准化

推进综合电力系统顶层架构规范。 统一高压母线电压等级、储能模组规格、快速插拔接口及车际微网通信协议，形成装甲车辆综合电力系统通用架构参考，推动模块化舱段互换，支撑战场快速更换与抢修。

深化可重构模块化战斗车族体系。 完善"五位一体"车族架构，推动军用底盘与应急救援底盘硬件最大程度通用，实现作战模块与救援任务舱快速切换，打通平战装备复用技术路径。

开展陆战集群移动微网技术研究。 突破车际高压互充与分布式协同调度技术，研究部分节点损毁条件下能量路由自愈重构，支撑有人-无人及空地协同场景，实现从单车微网向集群区域微网的能力跃升。

4.3 样机迭代与试验验证体系建设

以二代混动平台样机为载体，持续开展高原、高寒及沙漠多地域实装试验，积累极端工况数据库；逐步向 1000 V 兆瓦级全电分布式平台递进迭代。

5 结论

装甲车辆由传统机械作战平台向电能源主导的多负载协同综合作战平台转型，是全域机动新质战斗力建设的必然趋势。全域环境适配、多负载能量调度、平战体系融合是转型过程中贯穿始终的三大核心需求。

国内"十四五"阶段围绕综合电力系统安全、多动力源动态匹配、一体化能量管理及模块化战斗车族开展系统研究，已实现柴电混动平台工程样机落地，实车机动、高压安全及模块化重构取得多项实测成果：母线电压波动控制在 8%以内、功率指令跟随误差控制在 5%以内。但转型仍面临底层多负载耦合技术瓶颈、顶层装备体系割裂等系统性难题：大信号扰动下功率崩溃故障率达 2.7%。

面向未来，应以第三代全电分布式兆瓦级综合电力系统为目标，从底层机理-算法-部件、顶层架构标准化、保障体系建设及多场景试验验证多维度协同推进。不局限于单一装备的技术提升，而应

兼顾装备本体、体系架构与保障模式的协同发展，构建真正满足全域机动作战需求的电能源装甲装备体系，全面支撑新质陆战战斗力生成与国家应急公共安全体系现代化建设。

参考文献：

[1] 李嘉麒,魏曙光,廖自力,等.陆战平台全电化关键技术发展综述[J].兵工学报,2021,42(10):2049-2059.

[2] 马晓军,袁东,项宇,等.陆战平台综合电力系统及其关键技术研究[J].兵工学报,2017,38(2):396-406.

[3] 魏曙光, 刘建, 柯荣朔, 马海欣. 装甲车辆串联型混合动力方案设计与分析[J]. 电气传动, 2020, 50(4): 3-7.

[4] 廖自力, 项宇, 刘春光, 李嘉麒. 电传动装甲车辆混合动力系统功率流控制策略[J]. 兵工学报, 2017, 38(12): 2289-2300.

[5] 徐浩轩, 马晓军, 刘春光. 混合动力装甲车直流微电网大信号稳定性分析[J]. 兵工学报, 2023, 44(1): 108-116.

[6] 孙逢春, 陈树勇. 履带车辆感应电动机驱动系统匹配理论[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11): 260-265.

[7] 陈路明,廖自力,马晓军,等.基于分层控制的混合动力车辆实时能量管理策略[J].兵工学报,2021,42(8):1580-1591.

[8] 刘勇,冯宇,吴坤,等.异构集成构型理论与设计方法：坦克装甲车辆未来设计的创新探索[J].兵工学报,2026,47(S1):7-19.

重型卡车启动机发电机协同启动技术研究及试验验证

庞建中，袁胜东，王畅辉，杨震宇，林海峰，李昂，姚虹泽

北奔重型汽车集团有限公司，包头市 014030

摘　要：重卡柴油机在严寒环境下冷启动困难的问题长期制约着高寒地区运输效率与车辆出勤率。传统启动系统在低温条件下因蓄电池容量衰减、机油粘度增大及起动阻力矩剧增等因素，往往难以将发动机可靠拖动至着火转速。本文以将低温冷启动时间由行业内常规状态的约 12 分钟缩短至 5 分钟以内为目标，提出并实验验证了一种基于 BSG（Belt-driven Starter Generator）电机辅助启动的解决方案，通过 BSG 与起动机的协同工作提升重卡柴油机的低温冷启动性能。以某型柴油机为对象，选配 BLM2408 型 BSG 电机与 8.5kW 起动机组成协同启动系统。在寒区-40℃以下环境中采用 Vehicle SPY3 进行非侵入式数据采集进行整车实验。实验结果表明，BSG 辅助启动工况下启动时间为 262s，达成 5 分钟以内的预设目标，较常规状态缩短幅度约 63.6%。

关键词：BSG 电机；重卡；冷启动；辅助启动；低温性能

中图分类号：U464.142　　**文献标志码：**A

Experimental Research on Improving Cold-start Performance of Heavy-duty Trucks with BSG Motor Assistance

Pang Jianzhong[1], Yuan Shengdong[2], Wang Changhui[3], Yang Zhenyu[4],

Lin Haifeng[5], Li Ang[6], Yao Hongze[7]

Beiben Heavy Duty Automobile Group Co., Ltd., Baotou 014030, China

Abstract: The difficulty in cold- start of heavy- duty diesel engines in severe cold environments has long restricted transportation efficiency and vehicle attendance rate in alpine regions. Due to battery capacity degradation, increased oil viscosity and sharp rise in starting resistance torque under low- temperature conditions, conventional starting systems often fail to reliably drag the engine to the firing speed. Targeting at shortening the cold- start duration from about 12 min under conventional conditions to within 5 min, this paper proposes and experimentally verifies an auxiliary starting solution based on the BSG (Belt- driven Starter Generator) motor. The low- temperature cold- start performance of the heavy- duty diesel engine is improved through the cooperative operation of the BSG motor and the starter. Taking a certain type of diesel engine as the research object, a BLM2408 BSG motor and an 8.5 kW starter are selected to construct the cooperative starting system. Vehicle tests are carried out in cold regions below −30 ° C, and non- intrusive data acquisition is implemented by Vehicle SPY3. The test results show that the starting time under BSG- assisted starting condition is 262 s, which meets the preset target of within 5 min and is reduced by approximately 63.6 % compared with the conventional condition.

Keywords: BSG motor; Heavy- duty truck; Cold start; Auxiliary Starting; Low- temperature Performance

重卡作为公路运输的核心运力载体，常年穿梭于全国乃至跨境的各种气候区域。在冬季严寒地区，柴油机的低温冷启动问题始终困扰着用户和工程师。随着环境温度的降低，发动机润滑油的粘度显著增大，各摩擦副之间的运动阻力急剧增加，导致启动转速下降。同时，气缸内压缩空气的温度也远低于柴油压燃所需的临界温度，混合气形成与自燃条件恶化；加上低温使电解液活性降低、内阻增大，起动机的输出扭矩严重不足，导致蓄电池工作能力大幅衰减。三者叠加之下，柴油机冷启动的难度激增。研究表明，柴油机的起动阻力矩随环境温度的下降而增加[1]。这意味着，在-30℃甚至-40℃的极寒条件下，传统起动系统往往面临“转不动、压不燃”的双重压力。

行业在应对低温启动的常规手段主要包括增大蓄电池容量、加装进气预热装置、燃油加热系统以及外接辅助电源等[2-3]。上述手段虽在一定程度上改善了低温环境下的着火条件，但受限于起动机功率输出能力和蓄电池低温放电特性，在−35℃的极寒工况中，柴油机从开始拖动至成功着火往往仍需要 12 分钟以上的持续盘车时间[4]。陈月春等人[5]通过冷仓实验对比有无进气预热、不同预热格栅功率下柴油机冷起动表现，揭示进气预热对缸内着火、滞燃期的改善作用，但其研究同样表明，单纯依靠预热手段无法有效缩短起动拖动时间。究其根本，上述方案均未能解决启动扭矩不足这一核心矛盾——进气预热和燃油加热仅改善了缸内热状态与雾化条件，对曲轴端的机械拖动扭矩并无直接贡献；而增大蓄电池容量或起动机功率则受限于系统的功率密度天花板，在低温内阻剧增的条件下，输出功率的边际增益快速递减、系统成本与布置空间却急剧攀升[6]。

BSG（Belt-driven Starter Generator，皮带传动启动/发电一体化电机）技术的出现为解决上述矛盾提供了新的思路。BSG 电机通过皮带与发动机曲轴连接，兼具启动和发电双重功能。在启动阶段，BSG 电机可作为辅助动力源与起动机协同工作，共同拖动柴油机达到着火转速[7]；在发动机运行后，BSG 电机又可切换为发电模式为车载用电设备供电或为电池充电。近年来，48V BSG 系统已在乘用车领域得到广泛应用[8]，其启停、动力辅助及能量回收等功能日趋成熟。在商用车领域，基于 BSG 电机的 48V 供能系统也开始受到关注[9]。然而，在 BSG 与起动机的协同工作机制、控制策略优化以及提升效果的定量评估等方面，目前尚缺乏系统性的实验研究。

本文以某型重卡柴油机为研究对象，开展 BSG 电机辅助提升冷启动性能的实验研究。旨在系统研究 BSG 电机协助起动机对柴油机冷启动性能的提升效果，并通过实验设计将低温冷启动时间由行业内常规 12 分钟缩短至 5 分钟以内作为核心量化目标，为 BSG 辅助启动系统在重卡上的工程应用与优化提供坚实的数据支撑。研究成果对于提升重卡在高寒地区的环境适应性与出勤率、降低极端气候条件下的运营风险、推动商用车电气化与智能化发展，均具有重要的工程应用价值与学术意义。

1 系统关键部件选型

1.1 柴油发动机选型

本研究选用潍柴 WP13.550E30 型直列六缸柴油发动机作为研究对象[10]。该机型是目前国内重卡市场的主流动力代表，其基本技术参数如表 1 所示。选取 WP13 系列发动机作为研究机型，该机型多用于重型牵引车、自卸车，低温起动是工程实际关注重点，且其排量、压缩比能够代表大排量多缸柴油机冷启动阻力特性。

表 1　WP13 发动机基本技术参数

发动机型号	WP13.550E30
重量 kg	1000
额定功率 kW	405
额定转速 r/min	2100
最大扭矩 N·m	2300
最大扭矩转速 r/min	1200～1500
怠速 rpm	600±50
缸数-缸径×冲程 mm×mm	6-127×165

发动机型式	直列、直喷、水冷、四冲程、增压中冷、电控高压共轨
发动机每缸气门数	4
发动机排量 L	12.54
排放水平	国III
柴油机允许环境温度℃	-41~46
起动机功率 kW	8.5

就冷启动性能而言，发动机的关键参数需重点关注排量、缸径、额定功率以及最大扭矩。较大的单缸容积在压缩冲程中需要克服更高的气体压缩反力矩；缸径 127mm 与冲程 165mm 的长冲程设计，使得活塞运动副的摩擦面积增大，配合间隙在低温收缩后的摩擦阻力更为突出；额定功率和最大扭矩表征了发动机正常工作状态的动力输出能力，但在启动阶段，更关键的阻力来源包括缸内压缩气体反力矩、活塞环与缸壁的干摩擦阻力、曲轴与轴瓦的油膜剪切阻力，以及配气机构阀系的弹簧抗力，这些阻力均随温度降低而急剧上升。

1.2 BSG 电机选型

本研究选用 BLM2408 型混合励磁同步电机作为辅助启动电机，其基本技术参数如表 2 所示。该混合励磁同步电机适配 BSG 系统启停发电双重需求，4.5kW 额定功率可与起动机协同补足低温启动扭矩缺口，较高的最高持续转速保障高速工作安全裕度，同时 9kg 轻量化也利于整车布置。

表 2　BSG 电机基本技术参数

电机型号	BLM2408
重量 kg	9
额定功率 kW	4.5
最高持续转速 r/min	16000
峰值扭矩 N·m	50
电机型式	混合励磁同步、风冷

额定功率 4.5kW 代表电机可长时间持续运行的功率输出能力，对应于 BSG 在发电模式下的持续供电能力；而峰值扭矩 50N • m 则为短时启动辅助工况下的最大输出扭矩。根据皮带传动系统速比，BSG 传递至曲轴端的辅助扭矩约为 192N • m，可显著弥补低温下起动机输出扭矩的不足。需要强调的是，50N • m 的峰值扭矩是启动过程的瞬时爆发能力，这正是 BSG 辅助改善启动性能的关键动力来源。发动机最高工作转速通常为额定转速 2100r/min，在超速保护下也不超过 2300r/min。考虑到皮带轮速比设计，发动机在 2300r/min 时 BSG 转速约为 8809r/min，远低于 16000r/min 的最高转速限值，留有充足的转速裕度，确保皮带传动与电机轴承的长期可靠运行。

2 充放电回路与控制信号设计

BSG 电机的正常工作依赖于完善的电气系统架构与可靠的控制信号链路。与传统起动机仅需简单的继电器控制不同，BSG 电机兼具驱动与发电双重功能，其运行涉及高压动力回路与低压控制回路的协同配合、双向能量流动的有序管理，以及多节点之间的实时通信。

2.1 充放电回路设计

启动辅助工况下，24V 蓄电池组经动力母线向 BSG 电机馈送大电流电能，BSG 电机作为电动机输出峰值扭矩 50N·m，瞬时输入功率可达数 kW。放电路径为：蓄电池正极→主正继电器→动力母线→BSG 电机功率端正极→电机绕组→BSG 电机功率端负极→动力母线→蓄电池负极。该回路需满足以下设计要求：首先，导线截面积需按峰值电流的 1.5 倍裕量选取，以降低线路压降和发热；其次，主正继电器需具备 100A 以上的短时载流能力和可靠的灭弧功能，防止大电流通断时产生的电弧损坏触点；此外，回路中还应设置快速熔断器，在发生短路故障时迅速切断电路，保护蓄电池和

BSG 电机。

发电工况下，BSG 电机将发动机的机械能转化为电能，经整流后通过动力母线向蓄电池充电并为车载负载供电。充电路径为：BSG 电机功率端正极→动力母线→蓄电池正极→蓄电池内部→蓄电池负极→动力母线→BSG 电机功率端负极。混合励磁同步电机的发电电压调节通过改变励磁电流实现，控制器根据蓄电池状态和目标充电电压，实时调节励磁占空比以维持稳定的充电电压。为防止蓄电池过充电，当蓄电池电压达到设定的充电终止电压或充电电流降至阈值以下时，控制器应自动切断或限制发电输出。

2.2 控制信号链路设计

BSG 系统的控制信号链路以混动控制器 HCU（Hybrid Control Unit，在本系统中集成于 HCU 硬件平台）为核心节点，通过 CAN 总线网络实现对 BSG 电机的指令下发与状态监控。HCU 作为整车控制的核心单元，总线系统采用国际标准 SAE J1939 数据总线协议，终端配置 2 路 CAN 通道，通讯速率为 250Kbps，通信协议兼容性好、抗干扰能力强。控制器备有充足信号采集接口和功率驱动接口，可接入温度传感器、电压/电流检测信号等多种输入，并可输出使能信号、继电器驱动等控制输出。

BLM2408 型 BSG 电机设有两个独立的电气接口：低压 24V 接口和动力 24V 功率接口，分别承担控制通信功能与功率传输功能。两接口的分离设计有效隔离了功率回路与控制回路之间的电气耦合，减少了功率线路上的高频谐波对控制信号的干扰，同时也有利于在发生功率端短路时保护控制电路不受波及。图 1 为低压接口定义，使用 Molex 的 8 pin 接插件。

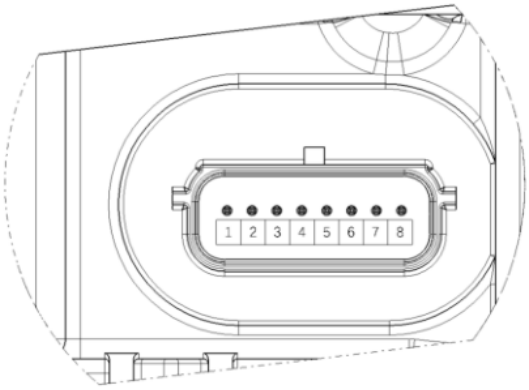


图 1　BSG 电机低压接口

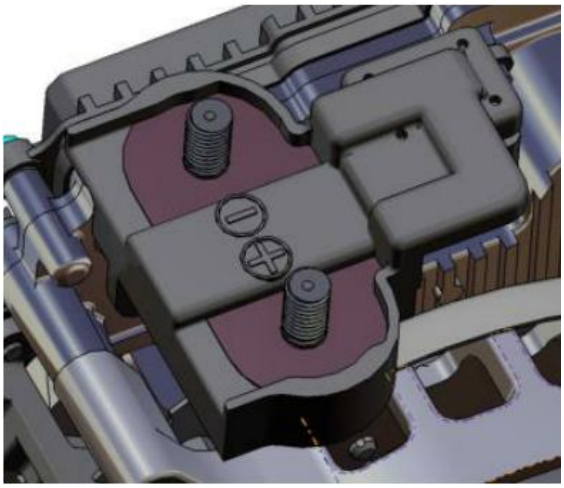


图 2　BSG 电机 24V 功率接口示意图

图 2 为 BSG 电机功率端接口实物示意。BSG 电机的 24V 功率端子由两个 M8 螺栓构成，端子附近清晰标注有“+”和“-”符号以区分正负极。

如图 3 所示，当拧动点火钥匙至 Start 档后，信号送入控制器。控制器首先唤醒 BSG 电机并下发使能指令，随后同时向起动机发出吸合指令、向 BSG 电机发出扭矩输出指令，两者在启动初始阶段即同时发力。当发动机转速突破点火阈值进入自持运行后，控制器根据起动机退出状态，令 BSG 退出驱动转入发电模式。图中起动机与 BSG 分别通过两条并联的机械路径（齿轮传动与皮带传动）共同作用于发动机。

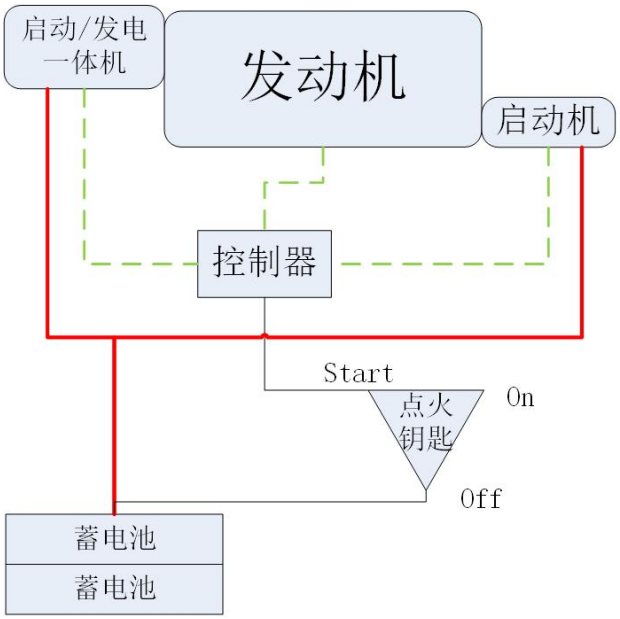


图 3　BSG 系统的控制逻辑图

3 控制算法与 HCU 控制器硬件设计

3.1 HCU 硬件设计

HCU 作为低温启动辅助算法的核心决策与指令下发节点，其硬件设计以简洁、高可靠、车规级为原则，满足车载环境对实时性与抗干扰能力的严苛要求。系统采用 24V 车载主电源供电，经 DC-DC 转换后为 MCU 提供 3.3V 或 5V 工作电压，MCU 本身支持 2.7V 至 5.5V 的宽电压工作范围。主控 MCU 选用 NXP FS32K144 芯片，该芯片是专为汽车电子与高可靠性工业应用设计的 32 位 ARM Cortex-M4F 微控制器，具备 AEC-Q100 车规级认证，支持 -40℃ 至 125℃ 的宽工作温度范围。

HCU 的硬件功能模块围绕信号采集与控制输出进行精简配置，包括电源管理与复位电路、CAN 通信模块以及离散输入/输出接口。该硬件平台无需大容量数据存储，所有控制参数与标定值均固化于 MCU 内部 Flash，运行日志可通过 CAN 总线实时上传。各模块紧密协同，为控制算法的确定性实时执行提供了轻量化、高可靠的物理基础。 MCU 的主要硬件参数如表 3 所示：

表 3　MCU 硬件参数

资源类别	项目	参数规格
处理器内核	内核架构	ARM Cortex-M4F，32位单核
	最高主频	112 MHz（HSRUN高速运行模式）
	算力	1.25 Dhrystone MIPS/MHz（约140 MIPS）

	浮点与DSP	集成单精度浮点单元（FPU）与数字信号处理器（DSP）
	中断控制	嵌套向量中断控制器（NVIC），支持16级中断优先级
	程序闪存	512 KB（支持ECC错误纠正码保护）
存储资源	SRAM	64 KB
	EEPROM	4 KB（模拟）
	CAN	3路CAN控制器，支持CAN 2.0B与CAN FD协议，最大波特率5 Mbps
	LIN	支持LIN 2.2协议
通信接口	SPI	3路，时钟频率最高20 MHz
	I^2C	1路
	UART/LPUART	3路，最高支持4 Mbps串口通信
	ADC	2个12位ADC，共16通道，采样率1 Msps
	DAC	1个8位DAC
模拟与定时器	PWM	FlexTimer（FTM），16通道PWM输出，支持死区时间控制
	定时器	PIT：4通道32位周期性中断定时器
	看门狗	独立看门狗（IWDG）与窗口看门狗（WWDG）

3.2 控制算法设计

3.2.1 控制模式定义

BSG 电机在运行过程中设计了三种工作模式，算法的核心任务是根据系统状态在以下三种模式之间进行合理切换：

（1）STANDBY（随动模式）。在此模式下，BSG 电机不输出主动扭矩，仅随发动机曲轴作被动旋转，处于待命状态。该模式为电机的默认安全状态，当无启动或发电需求时，BSG 均工作于此模式。

（2）STARTER_CTRL（驱动模式）。BSG 电机作为电动机，按预设扭矩梯度输出驱动扭矩，通过皮带传递至曲轴，辅助发动机启动。在此模式下，BSG 与起动机协同工作，共同克服低温启动阻力。

（3）UDC_CTRL（发电模式）。发动机正常运行后，BSG 切换为发电机，将机械能转化为电能，为蓄电池充电并为整车用电设备供电。

图 4 以状态转换图的形式展示了三种模式之间的跳转关系与触发条件。

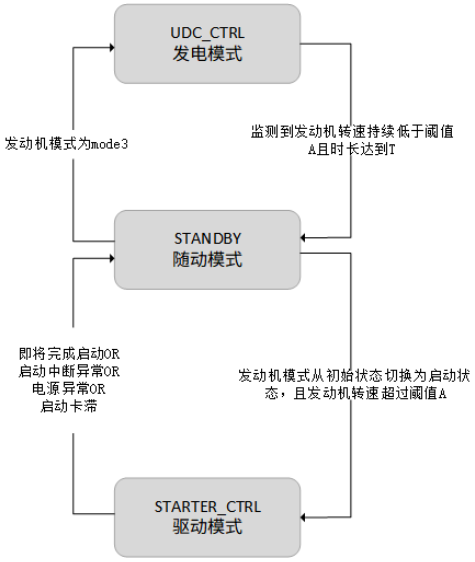


图 4　BSG 电机控制模式状态转换图

3.2.2 发动机模式跳变过程

根据实测数据，WP13 发动机在低温启动过程中的 EECU 模式跳变序列如图 5 所示。

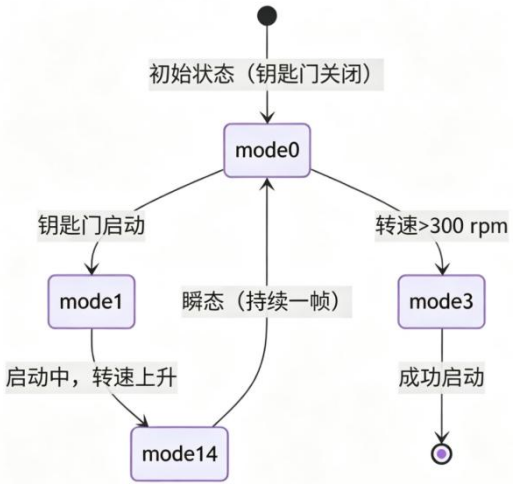


图 5　发动机低温启动模式跳变序列示意图

钥匙门上电启动后，发动机模式从 mode0 跳变至 mode1（启动中，转速开始上升），随后短暂跳变至 mode14（持续约一个采样帧），继而短暂回到 mode0，最终跳变至 mode3（成功启动，转速＞300r/min）。本算法的退出条件中，将退出触发条件设计为“发动机模式不为 mode1 且不为 mode3”，而非简单地判断“模式≠1”，正是为了正确处理 mode14 与中间 mode0 这两个瞬态跳变——若条件设置不当，可能导致 BSG 在 mode14 或中间 0 出现时误判启动中断而过早退出辅助，从而削弱 BSG 的辅助效果。

3.2.3 BSG 电机模式切换逻辑与执行流程

图 7 呈现了模式切换的控制逻辑执行流程。

初始化阶段。钥匙门上电后，HCU 立即通过 CAN 总线向 BSG 电机控制器发送指令，将电机置为 STANDBY（随动）模式。此时发动机模式为 mode0，转速为 0。

主监测循环阶段。HCU 以固定周期持续监测发动机模式、发动机转速及 BSG 电机电压等关键参数，根据条件触发模式切换。

进入驱动模式阶段。当同时满足以下两个条件时，HCU 控制 BSG 电机进入 STARTER_CTRL（驱

动）模式：（1）发动机模式从初始状态变为启动状态，表明驾驶员已拧动点火开关至 START 档，启动指令已下达；（2）发动机转速超过阈值 A（典型值>80 r/min），表明起动机已先行工作、曲轴已开始转动，BSG 此时介入可避免皮带传动系统在启动初始瞬间承受过大冲击载荷。进入驱动模式后，BSG 电机按预设的固定扭矩梯度输出辅助扭矩，与起动机协同拖动发动机加速。

驱动模式退出条件。在驱动模式中，HCU 持续监测，任一条件满足则立即退出驱动模式、返回 STANDBY：（1）启动即将完成，发动机模式仍为启动状态但转速超过阈值 B（典型值>400 r/min），表明发动机即将进入自持运转，可停止辅助；（2）启动中断或异常，发动机模式变为非启动状态且非成功启动状态（如对应启动过程中的瞬态跳变）；（3）电源异常，BSG 电机电压低于阈值 C（典型值<11.5V）且连续出现 N 次采样周期，表明蓄电池电量严重不足或电路存在故障；（4）启动卡滞或失败，发动机模式为启动状态但转速低于阈值 A 且持续时长 T（典型值≥2s），表明发动机未能成功加速，可能因低温阻力过大或机械故障所致。

进入与退出发电模式阶段。当 HCU 监测到发动机模式变为成功启动状态时，发送指令切换至 UDC_CTRL（发电模式），BSG 电机开始为蓄电池充电。在发电模式中，若监测到发动机转速低于阈值 A 且持续时长 T（判定为发动机意外熄火），则控制电机返回 STANDBY 模式，等待下一次启动尝试。

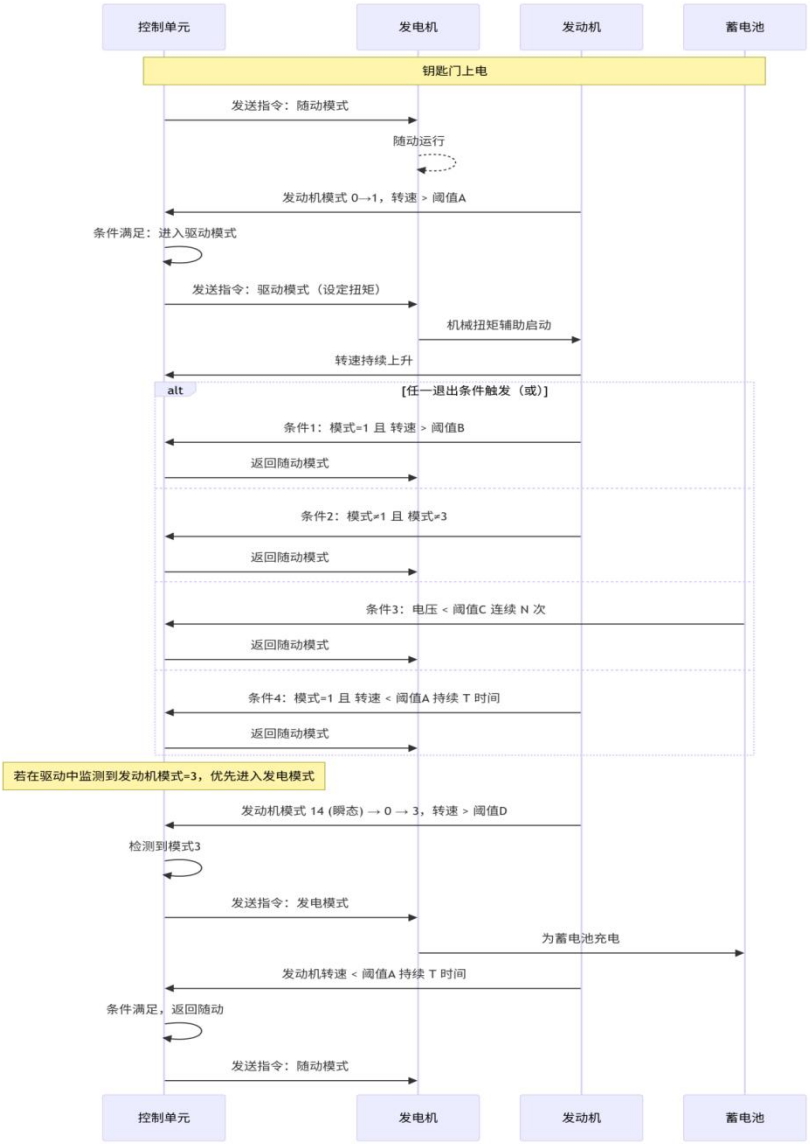


图 7　BSG 电机模式切换控制流程图

4 整车实验环境搭建

4.1 实验车辆状态与场地条件

本实验在黑龙江省漠河市寒区专用实验场地开展，该场地地势开阔、无遮挡物，具备典型的高寒自然环境条件。实验时间为冬季 1 月至 2 月上旬，此期间为漠河地区全年气温最低时段，实验前要求环境温度低于-40℃，以确保实验工况的严酷性与代表性。实验车辆为一台配备 BSG 电机及 HCU 实验样件的重卡，所有待测设备安装牢固且工作正常。

实验车辆的主要状态参数如表 3 所示。

表 3　实验车辆状态参数

项目	规格参数
车型	3260LAS
发动机型号	WP13.605E30（电控高压共轨柴油机）
发动机排量	12.54L
额定功率/转速	445kW/2100r/min
最大扭矩/转速	2500N·m/1200～1500r/min
BSG 电机型号	BLM2408（24V 起发一体机）
BSG 额定功率	4.5kW@10000r/min
BSG 峰值扭矩	50N·m
BSG 最大转速	16000r/min
蓄电池	4×12V/180Ah（启动用铅酸蓄电池）
冷却液	-45 号
机油	CI-4 0W-40
燃油	-35 号柴油
加热系统	进气加热、燃油加热
冷却系统	前置散热器冷却系统
进气系统	大流量滤清进气系统
燃油系统	主、副 300L+200L 油箱

4.2 数据采集

测试过程中采用 Vehicle SPY3 ValueCAN4-2 总线测试工具对动力总成关键运行参数进行非侵入式实时采集。设备以被动监听方式接入整车 CAN 总线，仅完成数据接收、解析与存储，不干预、不修改车辆原始通信报文与控制信号，确保数据真实性与完整性。对启动过程中发动机及 BSG 电机的核心状态参数进行同步采集。发动机 ECU 原生输出的转速信号量化精度为 1 r/min、扭矩信号量化精度为 0.1 N·m、冷却液，燃油温度量化精度精度为 1℃、蓄电池电压量化精度为 0.1V、BSG 电机控制器输出的转速与扭矩信号分辨率与发动机一致。CAN 采集设备可完整保留控制器原始信号的量化精度，保证采集数据具有高保真度与高可靠性，能够满足动力系统特性分析与实验评价的高精度数据需求。

5 实验的设计与实施

5.1 实验条件

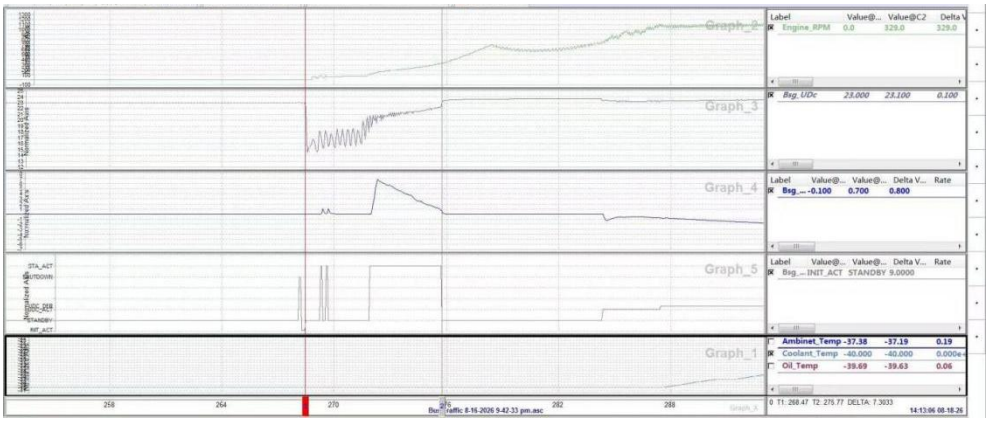
实验前需确认车辆电气与机械结构连接稳定、无渗漏及线缆故障，蓄电池静态电压≥25.2V；实验设备包括笔记本电脑、Vehicle SPY3 CAN 总线测试工具、测温枪及万用表，均校准合格且工作正常；冷却液加热器和进气加热器调试完成可正常投入工作。车辆熄火静置不少于 24 小时，使冷却液、机油及蓄电池温度与环境温度达成平衡（温差≤±0.5℃），随后将 Vehicle SPY3 ValueCAN4-2 总线测试工具连接至车辆 OBD 接口，以被动监听方式接入整车 CAN 总线，调试至可正常采集整车报文，并通过 CAN 总线测试工具检测电机状态、故障码、发动机转速及 HCU 参数，确认各部件无故障后方可正式开展实验。

5.2 实验方法

在冷却液温度、机油温度、柴油温度都≤-40℃±0.5℃，并且持续 8 小时后开始试验，启动过程中，记录启动拖动时间、发动机转速从 0 升至 300r/min 的耗时，BSG 使能时同步记录其输出扭矩与转速值。整车上电后，首先进行冷却液加热，150s 时进行进气加热，第二轮进气加热结束后开始发动机起动。各状态启动成功后，保持 BSG 电机恒压发电 60min，记录恒流-恒压发电参数（BSG 未使能状态不进行此项测试）。单状态实验完成后保存整车报文，车辆熄火下电，断开蓄电池负极线，整理并记录实验数据并标注异常情况。

5.3 实验结果

该组实验环境下环境温度约-43.38℃，冷却液初始温度-41.00℃，处于极端低温工况。由 VehicleSpy3 采集的 CAN 总线测试曲线可见，本次从整车上电触发至发动机完成起动总时长为 262 s，发动机启动过程为 7s，其中 BSG 电机实际介入驱动的持续时间为 3.6 s。BSG 电机初始处于随动模式，在母线电压震荡并回归稳定区间、发动机转速上升至 80 r/min 阈值后，BSG 电机工作状态切换为驱动模式并输出助力扭矩；在 BSG 电机动力介入之后，发动机转速呈现明显的线性上升趋势，随着起动过程推进，发动机冷却液水温同步逐步回升。本组实验已达成并将启动时间控制在 5 分钟以内的预设目标，较常规状态下的 12 分钟缩短幅度约 63.6%，验证了 BSG 辅助启动方案的有效性。实验结果表明，BSG 电机作为辅助动力源参与低温起动过程，能够在关键拖动阶段输出助力，有效改善发动机拖动转速上升特性，显著提升极端低温条件下的发动机启动效率。



参考文献：

[1] 陈东.发动机低温阻力矩研究 [J]. 汽车电器，2020 (06):53-55.

[2] 娄洪利,崔鹏飞,王巍.柴油机低温冷起动技术性能影响因素及改善措施分析[J].黑龙江科技信息,2016,(28):39-40.

[3] 胡玉贵,栗彦辉.柴油机低温启动的影响因素和改善措施[J].移动电源与车辆,2004,(1):29-32.

[4] 刘典云,李世峰,罗飞,等.柴油机加载低温冷起动特性研究[J].专用汽车,2026,(2):50-53.DOI:10.19999/j.cnki.1004-0226.2026.02.015.

[5] 陈月春，李素婷，王霞，等.进气预热对柴油机低温启动性能影响的实验研究 [J]. 山东交通学院学报，2021,29(02):1-6.

[6] 张立峰,王素娥.影响柴油机冷启动的因素及改善措施[J].山东农机化,2006,(10):21.DOI:10.15976/j.cnki.37-1123/s.2006.10.021 .

[7] 段振涛.论发动机与起动机匹配 [J]. 机电产品开发与创新，2021,34 (05):146-148.

[8] 潘家春。发动机 48V 起停系统控制策略研究 [D]. 北京：清华大学，2018.

[9] 谢飞,郭平,史彦博,等.重型商用车 48V 系统控制策略开发[C]//中国汽车工程学会（China Society of Automotive Engineers）.2020 中国汽车工程学会年会论文集（7）.2020:64-69.DOI:10.26914/c.cnkihy.2020.023013.

[10] 刘名,王保栋,张坦志,等.柴油机起动机匹配研究[J].汽车实用技术,2020,(9):88-90+133.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2020.09.028.

一种集成化、轻量化、节能化、长寿命、低成本机动车主减速器和差速器总成

邹志金

徐州惠联汽车配件有限公司

摘　要：首先论述了国内外现有的机动车主减速器设计缺陷，接着介绍了创新机动车主减速器和差速器总成方案，该创新方案具有低驱动扭矩、低 NVH、低温升、低摩擦力矩、轻量化、集成化、节能化、始终免预紧 0 游隙、超长里程免维护、超长寿命、高力矩刚性、高可靠性、高稳定性等优势，以及为国家、企业和车主在降本增效、节能减排、双碳、降低能耗和维护保养费用、增加续航里程等方面的卓越表现。

关键词：摩擦、发热、能耗、温升、游隙、寿命、NVH、集成化、节能减排、续航里程

1 研究背景和理论分析

主减速器是汽车传动系统中的重要组成部分，主要起到减速、改变扭矩方向和传递动力的作用。而圆锥滚子轴承作为主减速器的关键部件，其负责承载和传递力矩，保证主减速器的正常运转。现有的机动车主减速器根据传递扭矩的大小，分为悬臂式和跨置式两种结构，悬臂式主减速器主要适合中卡以下的商用车和乘用车，跨置式主减速器主要适合重卡等重载商用车。虽然现有的主减速器结构已经有上百年的历史，但是在现实生产和使用中依然存在众多问题，具体内容和理论分析如下。

1.1 悬臂式主减速器的问题和设计缺陷

最为典型的悬臂式主减速器结构见图 1，主锥齿轮 1505 的齿轮轴上配置第一列和第二列两个圆锥滚子轴承，两列轴承的内圈之间有隔套 1503 和调整垫片 1501，国内外现有的悬臂式主减速器总成具有以下设计缺陷和问题。

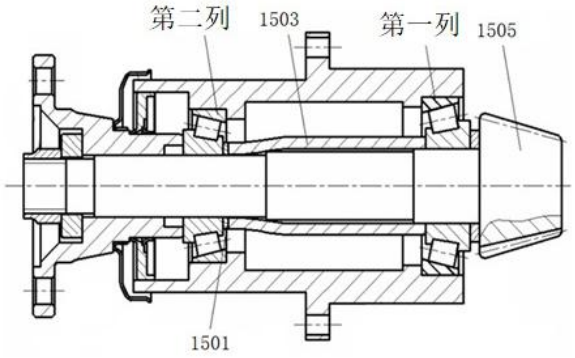


图 1　悬臂式主减速器结构示意图

1.1.1 游隙很难控制，废品率一直居高不下

无论是悬臂式结构，还是跨置式支承结构（见图 2），为了精确的控制齿轮副的精密啮合，必须控制两个圆锥滚子轴承之间的游隙，现有设计是靠在齿轮轴上二个圆锥滚子轴承内圈之间设置隔套和调整垫片来实现（见图 2、7），通过控制调整垫片 B0 的宽度来控制轴向游隙的大小，进而达到控制主减速器的刚度以及齿轮副精密啮合的目的，由于控制二个圆锥滚子轴承内圈之间调整垫片宽度的工作量大，效率低，成本高，即使靠机器自动检测各种参数，依然无法杜绝不合格品问题，对于不合格产品需要反复拆卸和安装以及选择调整垫片 B0 的厚度，详情如下：要想确定调整垫片

B0 的厚度，得先测量出两个轴承和隔套装配过后调整垫片 B0 所处位置间隙的大小，而要测量这个间隙的大小，必须要测量出 A1、A2、A3、B1、B2 和 B3 的尺寸，再根据尺寸链公式 B0=（A1+A2+A3）-（B1+B2+B3）计算出 B0，根据 B0 的大小配置调整垫片的厚度，其中 A1、A2、A3、B1、B2 和 B3 的尺寸都可以在装配之前精确测量，这样 B0 的大小似乎在装配之前就能准确地计算出来，但是由于二个轴承的内圈和齿轮轴之间、外圈和轴承座的轴承孔之间都是过盈配合，二个轴承的内外径以及与之配合的齿轮轴和轴承座的轴承孔的制造误差，都造成装配过后 A1 和 A3 的尺寸变大；影响 B0 大小的还有齿轮轴上二个轴承位轴颈的同轴度误差，齿轮轴上为第一列轴承内圈大端面轴向定位的台阶面 P 与齿轮轴中心线的垂直度误差，以及轴承座内部二个轴承孔的同轴度误差和给二个轴承外圈大端面轴向定位的台阶面 M 和 N 对齿轮轴中心线的垂直度误差，以上各个形位误差对 B0 的影响最大，导致计算或者自动测量出来的 B0 和装配后实际的 B0 相差巨大。综上所述，只有装配调整垫片 B0 过后才能准确测量轴承游隙的大小，然而一旦装配调整垫片 B0 过后发现轴承游隙超差，要拆卸第二列轴承的内组件，通过增减调整垫片 B0 的厚度才能调整游隙的大小，现有的工艺在拆卸第二列轴承的内组件时很容易损伤轴承，所以很多工厂为了图省事，害怕对轴承造成二次伤害，就靠调整锁紧凸缘的带槽螺母来调整二个轴承的轴向间隙，一方面误差很大，影响齿轮和轴承的正常工况，另一方面，靠带槽螺母调整二个轴承之间的间隙，表明隔套和调整垫片都不再起作用，白白浪费隔套和调整垫片。

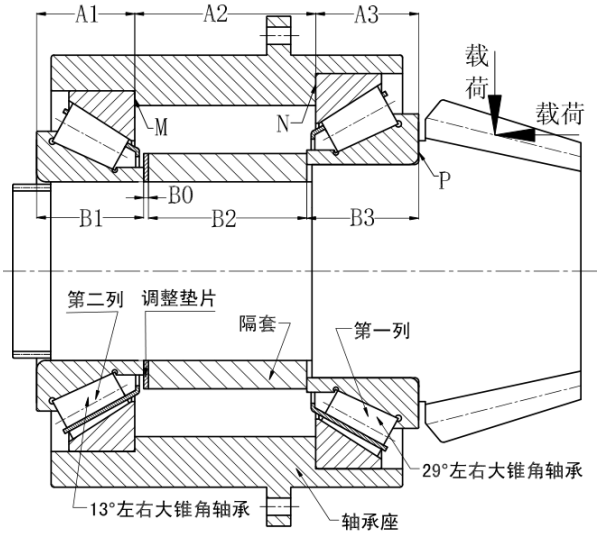


图 2　现有的主减速器调整垫片厚度 B0 的尺寸链构成图

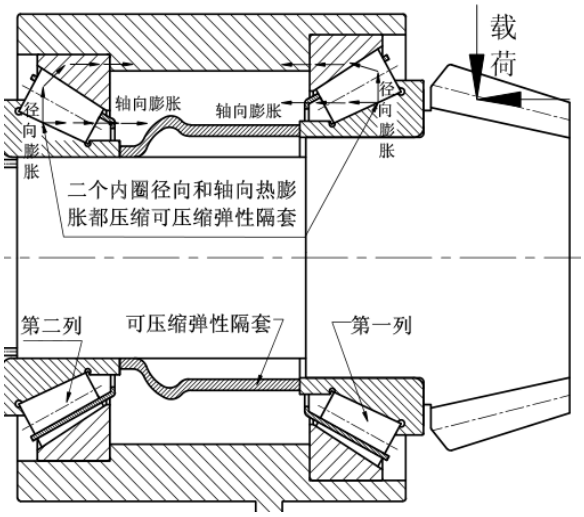


图 3　可压缩弹性隔套导致轴承卡死示意图

1.1.2 还没有实施就已经作废的国家标准

为了解决 B0 尺寸超差导致的游隙超差需要反复拆装返修这个世界级难题，各个国家的汽车厂和车桥厂孜孜不倦努力攻关，至今无解。国内的一汽、东风、上汽、江汽等联合美国德纳（DANA）、美桥（AAM）于 2018 年制定了汽车行业标准《QC/T 1099-2018 汽车主减速器总成可压缩弹性隔套技术条件》，制定该标准的目的，是用一个可压缩弹性隔套零件替代原有的隔套和调整垫片，在不反复更换调整垫片厚度的前提下，达到准确控制轴承游隙的目的。但是恰恰相反，这种可压缩弹性隔套不但达不到准确控制轴承游隙的目的，反而使轴承一工作就卡死（见图 3），理由如下：在装配的时候，先把二列轴承的外圈压装到轴承座内，把第一列轴承的内组件压装到齿轮轴上，齿轮轴上的台阶面就是第一列轴承内圈大端面的定位面，把可压缩弹性隔套套在齿轮轴上，再把轴承座套在齿轮轴上，最后把第二列轴承的内组件压装到齿轮轴上，由于压力机无法准确控制第二列轴承内组件的轴向位置，再加上弹性隔套在轴向上的可压缩性，导致在装配过后，二个轴承的游隙值无法控制，当二个轴承工作的时候，二个轴承内圈在径向和轴向上的膨胀量远大于外圈，由于弹性隔套在轴向上的可压缩性，二列轴承内圈的径向热膨胀使得二个内圈在轴向上从二个方向压缩可压缩弹性隔套，二列轴承的内圈受热膨胀在轴向上相向运动，同样导致二个轴承之间的游隙变小；所以如

果采用可压缩弹性隔套，无论二个轴承的内圈是径向热膨胀还是轴向热膨胀，结果都导致二个轴承之间的游隙变小，本来二个轴承在装配过后就处于游隙值无法控制状态，造成二个轴承工作过程中游隙依然无法控制。虽然这个国家标准早在 2018 年就颁布了，但是实践证明，到现在为止，所有工厂连试用都都失败了，造成该国家标准还没有实施就作废了。

1.1.3 两列轴承之间的距离设计得太长

由于国内的机动车主减速器都是从国外引进的，到现在国内的工厂都没有搞清楚为什么悬臂式齿轮轴上两列轴承之间的距离那么长，两个圆锥滚子轴承之间的游隙大小是根据实践经验得出的，如果两个轴承之间的距离太小，两个圆锥滚子轴承之间的游隙导致主锥齿轮的中心线径向偏移量δ_1太大（见图 4），

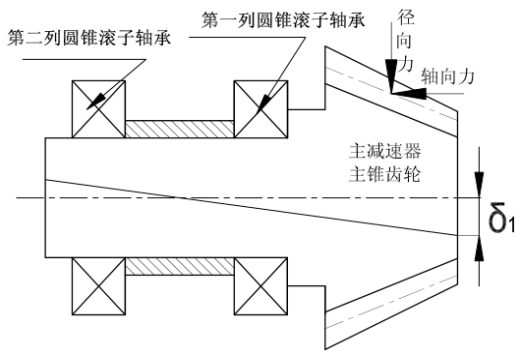


图 4　两个轴承的游隙和间距对齿轮副啮合影响示意图

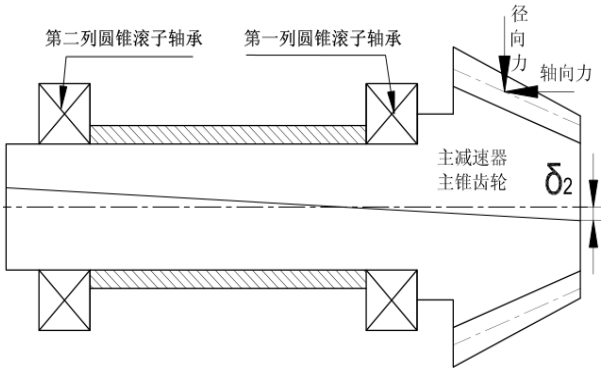


图 5　两个轴承的游隙和间距对齿轮副啮合影响示意图

这么大的偏移量无法保证齿轮轴的刚度，齿轮副也不能精密啮合；只有把两个轴承之间的距离加大，主锥齿轮在受到同样大小的径向负荷的时候，主锥齿轮的受力中心点就会偏移δ_2的距离（见图 5），和δ_1相比，δ_2变小了很多，这样即使勉强满足了主锥齿轮轴的刚度和齿轮副的精密啮合要求，也是治标不治本的解决方案。

1.1.4 传动效率低，发热量巨大，能源浪费严重

由 1.1.1、1.1.2 和 1.1.3 三节的分析可知，两列圆锥滚子轴承之间的游隙严重影响主减速器总成的性能，众所周知，0 游隙或者小游隙是轴承的理想工作状态，那为什么不能把主减速器齿轮轴上的二个轴承游隙调整到接近于 0 到微小正游隙范围呢？作者通过对二个轴承的受力分析找到了答案，由于第一列轴承既承受径向负荷 Q1（见图 6 左图），又承受轴向负荷 Q2（见图 6 右图），第二列轴承仅承受径向负荷，所以分析第一列轴承足以说明问题。

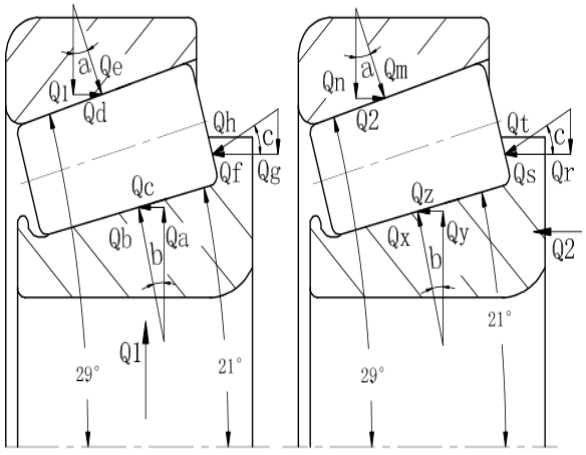


图 6　第一列圆锥滚子轴承受力分析示意图

表 1　第一列圆锥滚子轴承各个零件承受的负荷值

外圈滚道因Q1,Q2而承受的负荷		内圈滚道因Q1,Q2而承受的负荷		挡边因Q1,Q2而承受的负荷	
因径向力Q1而承受的负荷Qe（滚动摩擦）	因轴向力Q2而承受的负荷Qm（滚动摩擦）	因径向力Q1而承受的负荷Qb（滚动摩擦）	因轴向力Q2而承受的负荷Qx（滚动摩擦）	因径向力Q1而承受的负荷Qh（滑动摩擦）	因轴向力Q2而承受的负荷Qt（滑动摩擦）
1.14Q1	2.06Q2	1.14Qe1	2.06Q2	0.16Q1	0.29Q2

由于现有的第一列轴承既承受径向负荷，又承受轴向负荷，所以众多汽车厂第一列普遍采用 31300 系列大锥角的圆锥滚子轴承，其外滚道角度一般是 a=29°，内滚道角度一般是 b=21°，大挡边角度一般是 c=21.5°，第一列轴承内圈受到主锥齿轮施加的径向负荷 Q1 和轴向负荷 Q2，内圈把这两个负荷传递给滚子，滚子再传递给外圈，滚子在内外滚道和大挡边这三个力的作用下处于平衡状态，所以滚子在水平和垂直方向上受到的总负荷是 0。

（1）参见图 6 左图，第一列轴承承受 Q1 的径向负荷，滚子在内外滚道和大挡边力的作用下处于平衡状态，所以有：

Q1+Qg-Qa=0　　(1)

Qc+Qf-Qd=0　　(2)

其中 Q1=Qe*cosa, Qd=Qe*sina,Qa=Qb*cosb, Qc=Qb*sinb,Qf=Qh*cosc, Qg=Qh*sinc,

将这 6 个等式带入公式（1）和（2）并化简，得出：

Qb=Qe(sina*sinc+cosa*cosc)/(sinb*sinc+cosb*cosc)　　(3)

Qh=Qe(sina*cosb-cosa*sinb)/(sinb*sinc+cosb*cosc)　　(4)

把 a=29°、b=21°、c=21.5°代入（3）和（4）得到：

Qb=Qe*(sin29°*sin21.5°+cos29°*cos21.5°)/(sin21°*sin21.5°+cos21°*cos21.5°)

=Qe=Q1/cosa=Q1/cos29°=1.14Q1

Qh=Qe(sin29°*cos21°-cos29°*sin21°)/(sin21°*sin21.5°+cos21°*cos21.5°)

=0.14Qe=0.14Q1/cosa=0.14Q1/cos29°=0.16Q1

（2）参见图 6 右图，第一列轴承承受 Q2 的轴向力，滚子在内外滚道和大挡边力的作用下处于平衡状态，所以有：

Q2-Qz-Qs=0　　(5)

Qn+Qr-Qy=0　　(6)

其中 Q2=Qm*sina, Qn=Qm*cosa,Qz=Qx*sinb, Qy=Qx*cosb,Qs=Qt*cosc, Qr=Qt*sinc,

将这 6 个等式带入公式（5）和（6）并化简，得出：

Qx=Qm(sina*sinc+cosa*cosc)/(sinb*sinc+cosb*cosc)　　(7)

Qt=Qm(sina*cosb-cosa*sinb)/(sinb*sinc+cosb*cosc)　　(8)

把 a=29°、b=21°、c=21.5°代入（7）和（8）得到：

Qx=Qm*(sin29°*sin21.5°+cos29°*cos21.5°)/(sin21°*sin21.5°+cos21°*cos21.5°)

=Qm=Q2/sina=Q2/sin29°=2.06Q2

Qt=Qm(sin29°*cos21°-cos29°*sin21°)/(sin21°*sin21.5°+cos21°*cos21.5°)

=0.14Qm=0.14Q2/sina=0.14Q2/sin29°=0.29Q2

通过以上计算，把第一列轴承在承受径向负荷 Q1 和轴向负荷 Q2 时，轴承的内外圈滚道和大挡边承受的负荷列入表 1，由此表可知，第一列轴承无论承受的是径向负荷还是轴向负荷，内外圈滚道所承受的负荷都是一样的大小，而且都是滚动摩擦负荷，表明内外滚道的摩擦阻力、发热量、温升和热膨胀量是一样的；此外，内圈大挡边还分别承受 0.16Q1 和 0.29Q2 的滑动摩擦负荷；根据文献[1]《滚动轴承摩擦学简论》，滚动轴承的摩擦系数在 0.001~0.003 之间，比滑动轴承的摩擦系数（通常为 0.01~0.02，甚至 0.1~0.2）小 1~2 个数量级,按照中间值 1.5 个数量级计算，即大挡边承受 0.16Q1 滑动摩擦负荷，换算成滚动摩擦负荷为 15*0.16Q1=2.4Q1，表明轴承在承受径向负

荷 Q1 的时候，大挡边承受的滚动摩擦负荷 2.4Q1 远大于内外滚道的滚动摩擦负荷 1.14Q1，内滚道和大挡边承受总的滚动摩擦负荷是 2.4Q1+1.14Q1= 3.54Q1，是外滚道滚动摩擦负荷 1.14Q1 的 3 倍以上；同理，轴承承受 Q2 轴向负荷的时候，内圈大挡边承受的 0.29Q2 滑动摩擦负荷，换算成滚动摩擦负荷为 15*0.29Q2=4.35Q2，表明轴承在承担 Q2 轴向负荷的时候，大挡边承担的滚动摩擦负荷 4.35Q2 远大于内外滚道的滚动摩擦负荷 2.06Q2，内滚道和大挡边承受总的滚动摩擦负荷是 2.06Q2+4.35Q2=6.41Q2，是外圈的滚动摩擦负荷 2.06Q1 的 3 倍以上；更为严重的是，轴承在承受轴向负荷 Q2 的时候，内外滚道竟然承受 2.06Q2 的滚动摩擦负荷，以及大挡边承受 4.35Q2 的滚动摩擦负荷.再加上大挡边的工作面积远小于内外滚道，因此从理论上证明了主减速器轴承的失效都是从大挡边率先失效开始的。综上所述，无论第一列轴承承受的是径向负荷还是轴向负荷，内圈的负荷都是外圈的 3 倍以上，表明内圈的摩擦阻力、发热量、温升和热膨胀量都是外圈的 3 倍以上，其实内圈的实际热膨胀量远不止是外圈的 3 倍以上，因为内圈安装在齿轮轴上，齿轮轴处于主减速器的中心位置，内圈和齿轮轴上的热量只能通过飞溅的齿轮油甩到油池里面，再通过桥壳传递出去；而外圈安装在轴承座里面，轴承座外表面和空气接触，外圈上的热量很容易通过轴承座散发出去，轴承座随着机动车行驶和空气发生对流，散热效果更佳显著，因此内圈的温升和热膨胀量远大于外圈，为了防止轴承工作的时候卡死，在装配的时候必须留有足够大的游隙。

第二列圆锥滚子轴承虽然只承受径向负荷，由前面第一列圆锥滚子轴承承受的径向负荷 Q1 的计算可知，内圈的负荷是外圈的 3 倍以上，相应地摩擦阻力、发热量、温升和热膨胀量也是外圈的 3 倍以上，在装配的时候，第二列圆锥滚子轴承也必须留有足够大的游隙。

由于两个轴承内部滑动摩擦副的存在，产生了巨大的摩擦阻力，这些巨大的摩擦阻力 100%转化为热量，降低了传动效率，能源浪费非常严重；大游隙还造成整个主减速器和差速器的 NVH 超标，巨大的发热量还造成齿轮油快速蒸发、氧化、碳化，直至提前失效。

1.2 跨置式主减速器的设计缺陷和问题

对于重卡商用车而言，主减速器传递的负荷和力矩更大，主锥齿轮负荷更大，如果采用悬臂式主减速器，两个轴承承担的负荷也更大，因此两个轴承内部的摩擦阻力、发热量、温升和热膨胀量也更大，如果不继续增大游隙，两个轴承在工作的时候就有卡死的风险；如果继续增大游隙，则主锥齿轮的中心线偏移量变得更大，导致主、从动齿轮副一开始就处于非正常啮合状态，导致齿轮副和轴承的快速磨损和失效.因此，为了解决这个矛盾，国内外的工厂都采用跨置式主减速器（见图 7），在悬臂式结构的基础上，在主锥齿轮的小头增加一个导向轴承和支撑轴承座，由于增加了一个支撑，齿轮轴上安装了三个滚子轴承，齿轮轴的刚度大大增强，第一列和第二列轴承之间的距离也可以大幅度压缩；此外，原来由

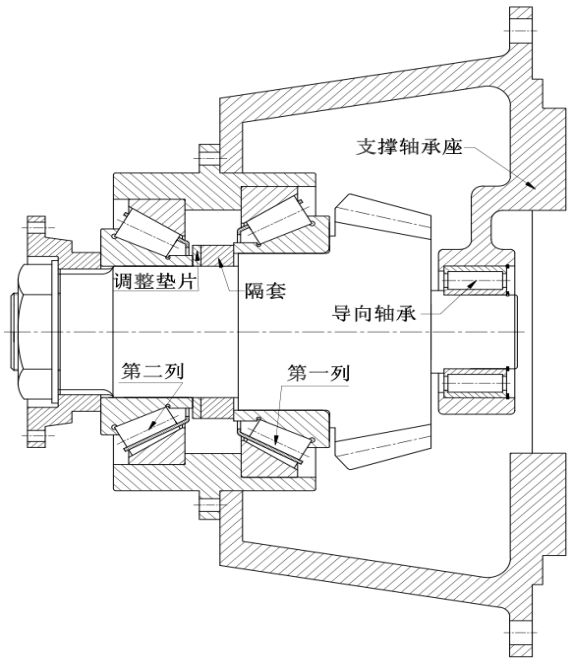


图 7　跨置式主减速器结构示意图

第一列和第二列轴承承担的负荷，虽然变成了三个轴承承担，但是增加的这个导向轴承仅仅分担部分径向负荷，而发热量和热膨胀量最多的滑动摩擦负荷依然由两列圆锥滚子轴承承担，所以轴承的游隙依然很大，这种跨置式结构依然是权宜之计，是治标不治本的方案。

2 创新机动车主减速器介绍

由前面的分析可知，现有两种机动车主减速器最大问题是轴承的内圈发热量和热膨胀量远大于外圈，而且内圈的散热效果远小于外圈，导致在装配的时候两个轴承必须有足够大的游隙，以及由此造成的齿轮轴刚度变差和齿轮副不能正常啮合。因此创新方案完全消除滑动摩擦，使得齿轮轴上的轴承只有滚动摩擦，在大幅度降低温升和热膨胀量的前提下，使得内外圈的温升和热膨胀量相同。

此创新主减速器总成里面的组合轴承单元总成包含一列圆柱滚子轴承和一列推力圆锥滚子轴承，其最大优势是消除了滑动摩擦和派生的负荷（见图 8），即组合轴承内部只有滚动摩擦，主锥齿轮把受到的径向负荷Q_1传递给圆柱滚子轴承，再由圆柱滚子轴承传递到轴承座上，具体的传递路径见图 8 的 A-B-C 所示，即径向载荷Q_1由主锥齿轮传递给齿轮轴，齿轮轴传递给圆柱滚子轴承的内圈，内圈传递给圆柱滚

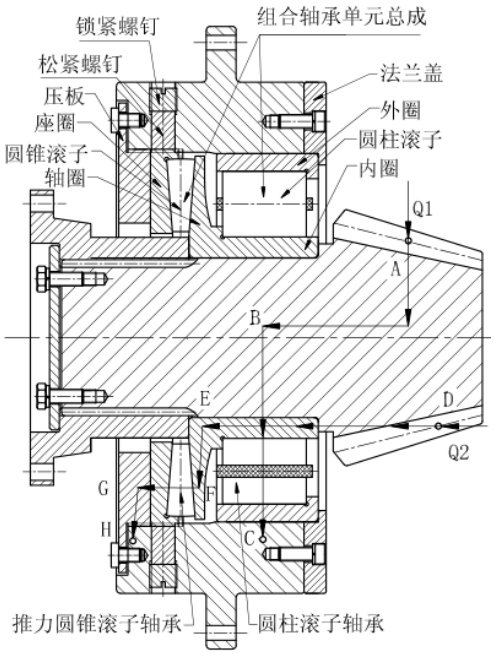


图 8　组合轴承单元总成方案主减速器结构示意图

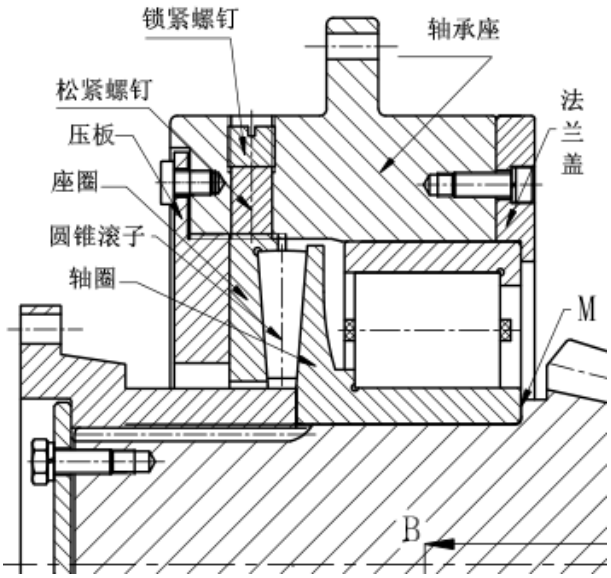


图 9　组合轴承单元总成在齿轮箱上的应用示意图

子，圆柱滚子传递给外圈，外圈传递给轴承座，由于轴承座固定在桥壳上，最终达到把径向载荷Q_1传递到固定不动的桥壳上的目的。由于圆柱滚子轴承在承受径向载荷的时候内部只有滚动摩擦，也没有了派生的轴向负荷，所以滚子和内外滚道之间的滚动摩擦负荷都是Q_1，总的滚动摩擦负荷就是 2Q_1，根据现有主减速器上两个轴承的工况和 1.1.4 节的计算，可以近似地等同为主锥齿轮给第一列轴承施加Q_1的径向负荷，即现有的第一列轴承在承担径向负荷Q_1的时候，其内部产生总的滚动摩擦负荷为 1.14Q_1 +1.14Q_1 +2.4Q_1 =4.68Q_1，两相比较，创新轴承内部总的滚动摩擦负荷只有现有的 43%（2Q1/4.68Q_1）。

主锥齿轮把受到的轴向载荷Q_2通过圆柱滚子轴承的组合内圈传递给推力圆锥滚子轴承，再由推力圆锥滚子轴承传递到轴承座上，具体的传递路径见图 8 的 D-E-F-G-H 所示，即轴向载荷Q_2由主锥齿轮传递给齿轮轴，齿轮轴传递给圆柱滚子轴承的内圈，内圈传递给和其一体结构的轴圈，轴圈传递给圆锥滚子，圆锥滚子传递给座圈，由于座圈和轴承座内孔之间是螺纹连接，轴向载荷一部分通过座圈外圆上的螺纹传递给轴承座，一部分通过压板传递到轴承座上，由于轴承座固定在桥壳上，最终达到把轴向载荷Q_2传递到固定不动的桥壳上的目的。由于第二列推力圆锥滚子轴承在承受轴向

载荷的时候内部几乎只有滚动摩擦，总的滚动摩擦负荷就是 $2Q_2$，根据 1.1.4 节的计算，主锥齿轮给现有的第一列轴承施加 Q_2 的轴向负荷的时候，其内部产生总的滚动摩擦负荷为 $2.06Q_2+2.06Q_2+4.35Q_2=8.47Q_2$，两相比较，创新轴承内部总的滚动摩擦负荷只有现有的 24%（$2Q_2/8.47Q_2$）。

组合轴承单元总成装配、定位和夹紧示意图见图 9，轴承座的内孔在推力圆锥滚子轴承的一端是螺纹孔，在加工螺纹孔之前，先在轴承座的圆周上加工出几个螺丝孔，根据螺丝孔的数量做相应数量的短圆柱销，短圆柱销和螺丝孔的底孔之间是小过盈配合，旋紧锁紧螺钉，推动短圆柱销在螺丝孔内移动，直到短圆柱销的端面稍微凸出轴承座的内孔，把轴承座的内孔加工出螺纹，短圆柱销也变成了里头有螺纹的松紧螺钉。装配过程如下：圆柱滚子轴承的外圆和轴承座的内孔之间是小间隙或者过渡配合，先把圆柱滚子轴承的外圈压入轴承座内孔，法兰盖内孔的台阶面是外圈的轴向定位面，再把圆柱滚子和保持器组件放入外滚道里面，然后把圆柱滚子轴承的内圈连同轴承座压装到齿轮轴上，齿轮轴的台阶面 M 是内圈轴向定位面；由于推力圆锥滚子轴承的轴圈和圆柱滚子轴承的内圈是一体的结构，齿轮轴的台阶面 M 也是推力圆锥滚子轴承轴圈轴向的定位面，把推力圆锥滚子轴承的圆锥滚子和保持器组件放入轴圈的滚道上，再把座圈的外螺纹面旋入轴承座的螺纹孔内，当旋不动的时候，旋紧锁紧螺钉，锁紧螺钉推动松紧螺钉向轴承座的内孔移动，松紧螺钉锁紧座圈的外螺纹，座圈的外螺纹面是座圈轴向定位面，再把压板台阶的外螺纹面旋入衬套螺纹孔内，旋不动的时候，压板的台阶端面和座圈的端面紧贴在一起，用螺栓把压板圈和轴承座夹紧在一起，装配完毕。

综上所述，因为组合轴承单元总成内部只有滚动摩擦，滚动摩擦阻力、发热量、能耗和温升都降低到极限程度，此组合轴承单元总成在装配过后，圆柱滚子轴承的径向游隙很小，推力圆锥滚子轴承的游隙是 0，每次运行都是从最佳状态开始，和现有的轴承开始工作的时候就处于大游隙的非正常状态形成鲜明对比；创新轴承的刚性和寿命大幅度提升，NVH 大幅度降低，大幅度延长齿轮油的寿命，制造成本大幅度降低。

3 创新组合轴承单元总成在差速器上的应用

由于主减速器的主锥齿轮把动力传递给差速器的盆齿轮，主锥齿轮工作的时候受到盆齿轮施加的径向负荷和轴向负荷，刚好分别和盆齿轮工作的时候受到主锥齿轮施加的轴向负荷和径向负荷相等，因此，现有的承担盆齿轮负荷的两个侧轴承自然而然的也是圆锥滚子轴承（见图 10），和主减速器给第一列圆锥滚子轴承施加巨大的径向负荷和轴向负荷引起内圈温升、热膨胀量远大于外圈一样，盆齿轮给差速器

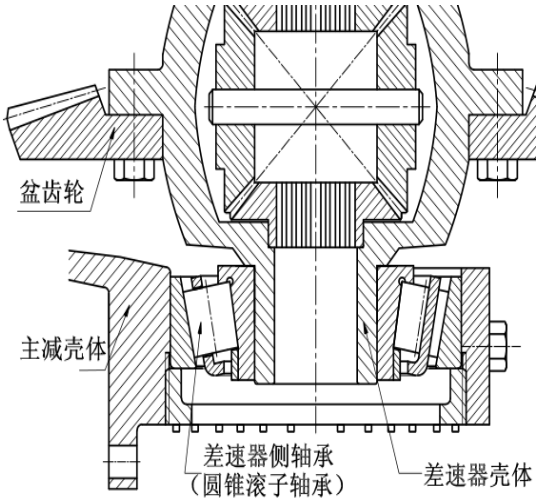


图 10　现有的差速器结构示意图

侧轴承施加巨大的径向负荷和轴向负荷，因此引起差速器侧轴承的内圈温升、热膨胀量远大于外圈，由于侧轴承内孔和差速器壳体连接，内孔和差速器壳体上的热量只能通过飞溅的齿轮油带到油池里，再通过桥壳传递出去，热传递效果很差，与此相反，由于外圈在主减壳体里，外圈上的热量很容易通过主减壳体传递出去；综上所述，差速器侧轴承工作的时候内圈的温升和热膨胀量远大于外圈，如果轴承的游隙不足够大，则有主、从动齿轮副和两个差速器侧轴承卡死的风险。

创新组合轴承单元总成和 2 节的组合轴承单元总成是同一个系列的组合轴承（见图 11），盆齿轮给组合轴承单元总成施加的径向负荷由圆柱滚子轴承承担和传递，给组合轴承单元总成施加的轴向负荷由圆推力圆锥滚子轴承承担和传递，此组合轴承单元总成工作的时候只有滚动摩擦，几乎没有滑动摩擦，更没有派生的载荷，因此提高了传动效率，节省了能耗，降低了 NVH，延长了各个转动零件的寿命。

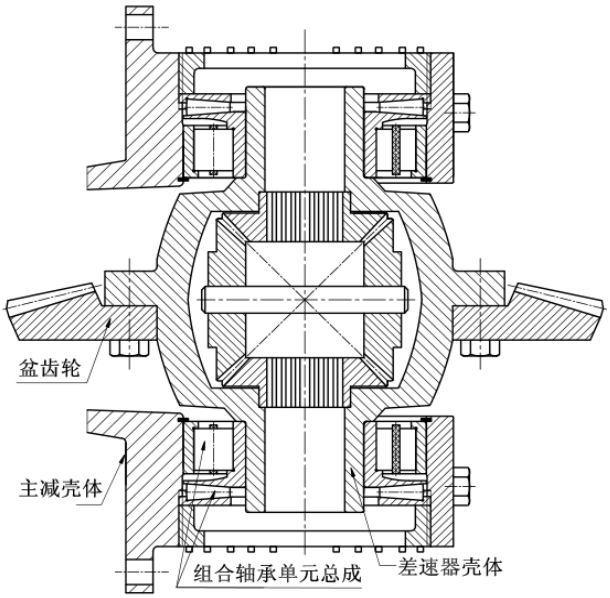


图 11　组合轴承单元总成方案差速器结构示意图

4 结束语

机动车主减速器和差速器的创新方案不但解决了困扰机动车主减速器行业百年的世界级难题，特别是组合轴承单元总成具有低驱动扭矩、低 NVH、低温升、低摩擦力矩、轻量化、集成化、节能化、始终免预紧 0 游隙、超长里程免维护、超长寿命、高力矩刚性、高可靠性、高稳定性等优势。这种颠覆性的创新设计使得主减速器的工艺大幅度优化和简化，制造难度大幅度降低，在大幅度提升质量的前提下，每年为工厂节约巨额制造成本；每年为每一位车主节省巨额能耗开支和维护保养费用，每年为国家节能减排、双碳和环境保护所创造的价值更是天文数字，能够大幅度减轻国家对进口石油的依赖。

参考文献：

[1]　杨晓蔚 滚动轴承摩擦学简论 轴承 2025 No.9

Yang Xiao Wei A Brief Introduction to the Tribology of Rolling Bearings Bearing 2025 No.9.

分布式驱动系统
功能安全 S/E/C 值量化分析与验证方法研究

刘家杰[1]，辛金奎[2]，许俊明[2]，许鑫[3]，任晔路[1]，陈亚玲[3]，刘瀚屿[3]，

安浩杨[1]，赵鼎晔[1]，陈运星[4]，郭翔宇[5]，奚文霞[6]，王念[3]

（1. 襄阳达安汽车检测中心有限公司；2 .岚图汽车科技股份有限公司；3. 东风汽车集团有限公司
4.湖北文理学院汽车与交通工程学院；5 .湖北隆中实验室 武汉理工大学襄阳示范区；
6.中汽芯（深圳）科技有限公司）

摘　要：针对分布式驱动控制系统功能安全 S/E/C 值缺少量化实证研究的问题，本文提出一种基于故障注入仿真与实车验证的量化分析方法。首先，结合分布式驱动各轮独立可控的架构特征，构建传感器、控制器、执行器三层故障注入模型，覆盖单轮与全局两类失效模式，并在严重度量化中引入横摆角速度修正项以表征单轮故障导致的车辆偏航风险。其次，以车辆纵向加速度、横摆角速度及速度变化量为响应指标，建立分布式驱动系统驱动加速失效下的动力学仿真模型。然后，基于多场景仿真结果提取 S/E/C 值的分布规律：ASIL 等级随车速升高呈阶梯式上升，单轮执行器故障导致可控性显著下降但严重度通常低于全局性故障，控制器卡滞场景中产生较高风险等级。进一步地，选取高速传感器偏置、城市控制器延迟及低速单轮执行器锁定三类典型场景开展实车测试验证，实测 S/E/C 等级与仿真结论基本一致。研究表明，该方法实现了从仿真量化到实车确认的闭环评估流程，为分布式驱动控制系统功能安全开发提供了具有工程可实施性的量化分析思路。

关键词：功能安全；分布式驱动；故障注入仿真；实车验证；S/E/C 量化；ISO 26262；ASIL

1 引言

1.1 研究背景

自动驾驶的快速发展推动车辆控制系统由传统机械结构向电控化、智能化方向演进。分布式驱动作为下一代电驱动系统的重要发展方向，通过在车辆各驱动轮处分别布置独立驱动电机及控制器，实现了各轮转矩的独立控制，显著提升了车辆的动力学控制自由度。然而，分布式驱动系统也因其电子元器件数量多、通信节点复杂、信号交互频繁等特征，引入更为严峻的功能安全风险。一旦系统发生故障，可能导致非预期加速、单轮驱动力异常、动力丧失或车辆跑偏等危险行为，严重威胁车辆行驶安全。因此，在分布式驱动控制系统开发过程中开展系统性的功能安全分析具有重要意义。

1.2 功能安全标准与理论基础

依据国际标准 ISO 26262:2018，功能安全开发流程划分为概念阶段、系统阶段、硬件阶段与软件阶段等多个环节。在概念阶段，通过相关项定义、危害分析与风险评估（Hazard Analysis and Risk Assessment, HARA）以及功能安全概念的建立，为后续开发提供基础性安全要求。在 HARA 过程中，通过严重度（Severity, S）、暴露率（Exposure, E）以及可控性（Controllability, C）三个参数对潜在危害进行评估，并结合标准中的 ASIL 判定矩阵确定汽车安全完整性等级（Automotive Safety Integrity Level, ASIL）。国家标准 GB/T 43254—2023《电动汽车用驱动电机系统功能安全要求及试验方法》规定了驱动电机系统的功能安全要求，安全目标涵盖防止电机非预期的输出驱动转矩过大、防止电机无法输出驱动转矩等七个方面。根据 ISO 26262-3:2018 的规定，当严重度、暴露度或可控性的分类难以确定时，应采取保守分类原则，即只要有合理理由怀疑，应选择更高的 S、E 或 C 等级。这

一原则虽然在安全完整性上具有保障作用，但也可能导致 ASIL 等级的过度估计，增加不必要的系统开发成本。

1.3 国内外研究现状

在 S/E/C 值量化评估方面，国内外学者开展了一系列探索。Khastgir 等以减速度、碰撞时间（TTC）等指标评估可控度，提出了基于驾驶员行为的可控性标定方法，但最终评级仍需专家综合判断[8,9]。尚世亮等采用实车测试获取驾驶员最大可控侧向加速度，客观性较强，但测试效率和安全性受限[13]。邹波等基于制动时序分解对 eBooster 系统开展可控度量化研究，建立了制动过程的时序分解模型[14]。郭靖等尝试将运行场景和 S/E/C 规则参数化，以提高整车控制系统 ASIL 判定的一致性[12]。陈志韬等基于 Simulation X 建立多轴转向系统仿真模型，通过故障注入评估故障的严重性、暴露度和可控性[20]。

总体来看，现有研究在 S/E/C 量化方法上已取得一定进展，但仍存在以下不足：一是多数研究面向集中式驱动或单一子系统（如线控制动、转向），针对分布式驱动各轮独立可控架构特征的 S/E/C 量化研究较少；二是严重度量化多以纵向动力学指标为主，未充分考虑单轮故障引起的横摆运动对伤害后果的影响；三是量化结果多停留在仿真层面，缺乏实车测试对仿真结论的一致性验证。针对上述不足，本文开展分布式驱动控制系统 S/E/C 值的量化分析与实车验证研究。

1.4 研究意义

本文提出一种基于故障注入仿真与实车验证的分布式驱动控制系统 S/E/C 值量化分析方法。该方法以整车动力学模型与分布式驱动系统模型为基础，通过在仿真环境中注入典型失效模式，获取车辆在不同工况下的动态响应数据，结合实车测试验证仿真结论，最终提炼形成分布式驱动控制系统的 S/E/C 值的分布规律。本文的主要具体贡献有：

1）提出一种面向分布式驱动控制系统的故障注入仿真 S/E/C 量化分析方法，在严重度量化中引入横摆角速度修正项，以表征单轮故障导致的车辆偏航风险，区分单轮故障与全局故障的风险特征差异。

2）构建覆盖多车速区间与多道路类型的典型运行场景，建立传感器、控制器、执行器三层故障注入模型，系统分析不同故障位置对车辆动力学响应的影响。

3）通过多场景仿真结果提取 S/E/C 值的分布规律，揭示车速水平、故障类型与 ASIL 等级之间的映射关系，并将评估结果与 GB/T 43254—2023 的安全目标要求进行对标。

4）选取典型场景开展实车测试验证，将仿真量化结果与实车测试结论进行一致性比对，形成仿真-实车闭环评估方法。

2 分布式驱动控制系统介绍

如图 1 所示，分布式驱动系统在各驱动轮处分别布置独立的驱动电机及其控制器，各轮转矩可独立控制。与集中电驱电桥式架构不同，分布式驱动架构中感知、控制与执行子系统的节点数量更多，故障传播路径更加复杂。单个传感器或执行器的故障可能仅影响单轮驱动力，导致车辆产生横摆力矩和行驶方向偏移；而控制器的全局性故障则可能导致整个驱动系统的协调控制失效，引发整车级危险事件。此外，分布式驱动对通信实时性和同步性提出了更高要求。

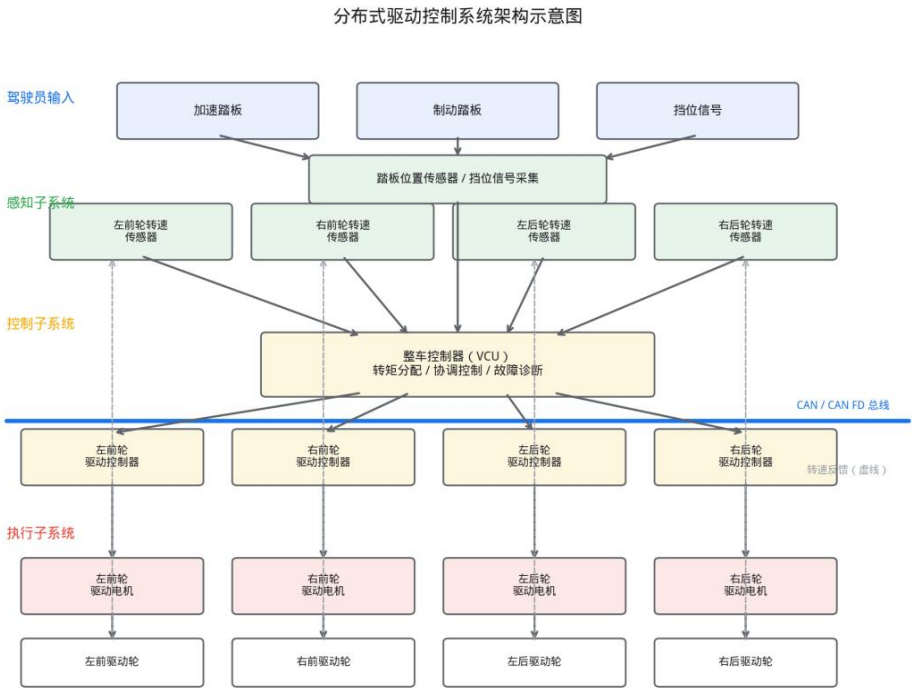


图 1　分布式驱动控制系统架构示意图

如表 1 所示，分布式驱动系统可划分为以下三个子系统：感知子系统包括各轮转速传感器、踏板传感器、挡位信号、状态感知等，负责采集驾驶员输入及各轮状态信息。控制子系统包括整车控制器 VCU、各轮驱动控制器及转速解算模块，用于处理感知数据并生成各轮独立控制指令。执行子系统包括各轮驱动电机、电机控制器及驱动轮，用于实现各轮驱动力的独立控制。

表 1　分布式驱动系统子系统组成与功能

子系统	核心组成部件	主要功能	故障影响范围
感知子系统	各轮转速传感器、踏板位置传感器、挡位信号采集模块、状态感知单元	采集驾驶员输入（踏板开度、挡位）及各轮转速、车辆状态等信息，为控制决策提供输入	单传感器故障→对应轮状态信息缺失；踏板传感器故障→驾驶员意图误判
控制子系统	整车控制器（VCU）、四轮独立驱动控制器、转速解算模块、通信接口	处理感知数据，进行转矩分配与协调控制，生成各轮独立控制指令，执行故障诊断与安全响应	VCU 全局故障→整车协调控制失效；单轮控制器故障→对应轮失控
执行子系统	四轮独立驱动电机、电机控制器、驱动轮	接收控制指令，实现各轮驱动力的独立输出与调节	单电机故障→单轮驱动力异常（横摆力矩）；多电机故障→整车动力丧失

注：通信子系统（CAN/CAN FD 总线）贯穿感知、控制、执行三层，负责各节点间的实时数据交互，其故障将影响跨子系统的信息传递。

分布式驱动系统的功能安全风险呈现详见表 2，单轮执行器故障时，由于左右驱动力不对称，车辆将产生横摆力矩，驾驶员需通过转向修正维持行驶方向，可控性显著降低；但当故障仅涉及单轮时，严重度通常低于全局性动力丧失的情形。控制器全局卡滞或通信链路完全中断时，车辆可能发生非预期持续加速，严重度和可控性均达到最高风险等级。

表 2　分布式驱动系统典型故障类型与风险特征对比

故障类型	故障表现	车辆动力学响应	严重度(S)	可控性(C)	风险等级特征
单轮执行器故障	单个驱动电机非预期输出或输出为零	左右/前后驱动力不对称→产生横摆力矩→车辆偏航	中（低于全局动力丧失）	低（需转向修正）	中风险：可控性降低但严重度有限
单轮传感器故障	单轮转速信号异常或丢失	VCU 转矩分配依据错误→可能导致误控制	中	中	中风险：取决于安全机制的检测与降级策略
控制器全局卡滞	VCU 输出固定转矩	非预期持续加速→	高	极低	高风险：严重度与可

	指令且不响应踏板	车速持续增长			控性均达最高等级
通信链路中断	CAN 总线完全失效→各节点失去通信	各轮控制器进入安全状态或保持最后指令→协调失控	高	低	高风险：系统级协调失效，可能引发整车危险
转矩方向反向	电机输出转矩方向与指令相反	非预期制动或反向加速→车辆行为突变	高	极低	高风险：驾驶员预期与车辆响应严重不符

如表 3 所示，依据 GB/T 43254—2023，驱动电机系统的功能安全要求应至少覆盖以下安全目标：防止电机非预期的输出驱动转矩过大（ASIL C）、防止电机转矩输出方向反向（ASIL C）、防止电机非预期的输出驱动转矩（ASIL C）、防止电机无法输出驱动转矩（ASIL A）等。其中，针对非预期输出驱动转矩过大的情形，驱动电机系统应检测信号的正确性和完整性，当检测到异常时执行合理的故障处理来避免违背安全目标，故障探测、响应、处理应在故障容错时间间隔（Fault Tolerant Time Interval, FTTI）内完成。FTTI 定义为在安全机制未被激活的情况下，从相关项内部故障发生到可能发生危害事件的最短时间间隔。本文所提出的 S/E/C 量化分析方法，其评估结果应与上述安全目标要求保持一致。

表 3　GB/T 43254—2023 驱动电机系统功能安全目标

序号	安全目标	ASIL 等级	故障处理要求
SG1	防止电机非预期的输出驱动转矩过大	ASIL C	检测信号正确性与完整性，异常时执行故障处理，在 FTTI 内完成
SG2	防止电机转矩输出方向反向	ASIL C	监测转矩方向与指令一致性，检测到反向时立即切断驱动输出
SG3	防止电机非预期的输出驱动转矩	ASIL C	监控电机实际输出转矩与指令偏差，超限时进入安全状态
SG4	防止电机无法输出驱动转矩	ASIL A	检测驱动能力丧失，执行跛行模式或告警，保障车辆可受控停靠

3 S/E/C 量化方法

ISO 26262-3:2018 在危害分析与风险评估（HARA）中，将严重度（S）、暴露率（E）、可控性（C）各划分为若干离散等级，并通过 ASIL 矩阵确定汽车安全完整性等级。标准对各等级给出了定性定义，但在工程实践中，"可能导致严重伤害""中等概率场景""一般可控"等定性表述依赖分析人员的主观判断，不同人员对同一故障场景可能给出不同的 S/E/C 评级，导致 ASIL 判定结果缺乏一致性和可复现性。为此，本文针对分布式驱动控制系统的典型危害事件（非预期加速、单轮驱动力异常）进行 S/E/C 值的量化分析。

3.1 S 值量化方法

在驱动加速场景中，典型危险事件为非预期加速或单轮驱动力异常导致的车辆偏航，其风险本质来源于车辆动力学失控。S 的量化围绕车辆加速度 a、车辆速度变化量Δv、作用时间 t 三个核心物理量展开，其中车辆速度变化量Δv 如公式(1)所示：

$$\Delta V = a \cdot t \tag{1}$$

其中，a 表示非预期加速度，t 表示持续时间。

交通事故伤害程度与碰撞动能强相关，可定义碰撞能量指标 E_k如公式(2)所示：

$$E_k = \tfrac{1}{2} m (v_0 + a \cdot t)^2 \tag{2}$$

其中，m 表示车辆质量，v_0表示初始车速，$v_0+a\cdot t$ 表示碰撞瞬时速度，按故障持续期间未采取有效制动的最坏情况假设。

为了与 ISO 26262 中的 S 等级对应，引入归一化严重度指标如公式(3)所示：

$$Sc = \alpha \cdot (\Delta v / v_f) + \beta \cdot (a / a_f) + \delta \cdot (E_k / e_f) \tag{3}$$

其中，α、β、δ表示权重系数，满足三者之和为 1，本文依据经验取值：α=0.35,β=0.30,δ=0.35,vf、af、ef 为参考指标，本文依据经验取值：$v_f = 50$ km/h，$a_f = 6$ m/s²，$e_f = 1.0\times10^6$ J。权重系数的取值参考 SAE J2980 中关于碰撞速度与伤害严重度关系的建议：Δv 项反映碰撞速度增量，是伤害程度的直接预测因子，取较高权重 0.35；加速度项反映碰撞激烈程度，取权重 0.30；碰撞能量项综合质量与速度，取权重 0.35。为验证权重取值对 S 等级判定的影响，本文对α、β、δ分别进行±20%范围的

敏感性分析，在各权重独立波动±20%时，7 个仿真工况的 Sc 值最大变化幅度为 8.3%，且所有工况的 S 等级判定结果均未发生变化，表明权重取值具有较好的鲁棒性，结果见表 4。

表 4　敏感性分析表

工况	基准 Sc	α±20%时 Sc 范围	β±20%时 Sc 范围	δ±20%时 Sc 范围	S 等级是否变化
OS1-F1	0.78	0.73–0.83	0.75–0.81	0.72–0.84	否（均 S3）
OS2-F2	0.85	0.80–0.90	0.82–0.88	0.79–0.91	否（均 S3）
OS3-F3	0.52	0.48–0.56	0.49–0.55	0.47–0.57	否（均 S2）
OS4-F4	0.28	0.25–0.31	0.26–0.30	0.24–0.32	否（均 S1）
OS5-F5	0.22	0.19–0.25	0.20–0.24	0.18–0.26	否（均 S1）
OS3-F6	0.45	0.41–0.49	0.42–0.48	0.40–0.50	否（均 S2）
OS1-F7	0.62	0.57–0.67	0.59–0.65	0.56–0.68	否（均 S2）

通过将连续量映射为离散严重度等级，得到 S 的量化指标如公式(4)所示：

$$S0,0\le Sc<0.2；S1,0.2\le Sc<0.4；S2,0.4\le Sc<0.7；S3,\ 0.7\le Sc<1 \tag{4}$$

其中 S 值通过碰撞物理量的对应关系进行数值化：$Sc<0.2$ 对应各物理量均远低于参考值，故障引起的速度增量和碰撞能量不足以造成伤害，对应 S0（无伤害）；0.2–0.4 对应碰撞能量低于 4×10^4 J（相当于<25 km/h 碰撞速度），对应 S1（轻度和中度伤害）；0.4–0.7 对应碰撞能量 4×10^4–7×10^4 J（相当于 25–37 km/h 碰撞速度），对应 S2（严重伤害）；≥0.7 对应碰撞能量≥7×10^4 J（相当于≥37 km/h 碰撞速度），对应 S3（危及生命的伤害）。

对于分布式驱动架构，单轮驱动力异常除纵向加速度外还会产生横摆角速度，导致车辆偏航。横摆角速度过大可能引发侧碰或车辆失控，其伤害后果不同于单纯的纵向碰撞。因此，S 量化中需在归一化指标中引入横摆角速度项。修正后的严重度指标如公式(5)所示：

$$Sc' = \alpha\cdot(\Delta v/v_f) + \beta\cdot(a/a_f) + \delta\cdot(E_k/e_f) + \varepsilon\cdot(\omega/\omega_f) \tag{5}$$

其中，本文依据经验取值：α=0.3,β=0.25,δ=0.3, ω为故障引起的横摆角速度，ωf 为参考横摆角速度（取 20°/s）。该取值依据为：根据车辆动力学研究，普通驾驶员在直线行驶中可有效修正的横摆角速度上限约为 15°/s，超过该值车辆将明显偏离车道；20°/s 对应车辆已进入失控边缘状态，此时发生侧碰或冲出道路的概率显著增加，与 S3（危及生命的伤害）的严重度等级相对应。ε取 0.15，横摆项权重低于纵向动力学指标，原因是单轮故障引起的横摆运动在多数情况下可通过 ESP 等稳定控制系统部分抑制，其对严重度的贡献小于纵向非预期加速。

3.2 E 值量化方法

本文遵循暴露度 E 在 ISO 26262 标准中的定义，潜在危害事件所对应的运行场景在实际驾驶中发生的频率，其本质是对“驾驶员处于该场景的时间比例”的度量，与系统本身的故障率无关，以场景在自然驾驶数据中的时间占比作为 E 的量化依据。本文所研究的危害事件（非预期加速、单轮驱动力异常）仅在驱动加速工况下显现，因此运行场景由"车速区间+道路类型+加速工况"共同定义，本文基于中国自然驾驶数据研究项目的统计结果[19]，计算各场景下车辆处于加速状态的时间占比。该数据集采集于 2019—2021 年，覆盖国内 10 余个城市的高速公路、城市快速路、城市道路及一般道路，累计采集车辆约 50 辆、总行驶里程约 120 万公里。加速状态定义为纵向加速度大于 0.5 m/s² 且持续时间大于 0.5 s 的行驶片段。需说明的是，受数据可得性限制，表中场景时间占比 Pi 和加速时间占比 ri 为基于该数据集统计结果的工程取整值，用于方法验证；在实际项目应用中，应采用目标车型对应的自然驾驶数据重新统计。场景 i 的暴露概率 Pi 如公式(6)所示：

$$Pi = Ti/Tt \tag{6}$$

其中，Ti 表示车辆处于场景 i（由车速区间与道路类型定义，包含加速、匀速等全部驾驶状态）中的总行驶时间，Tt 表示自然驾驶数据库中的总行驶时间。

由于危害事件仅在加速工况下显现，需进一步考虑场景内加速状态的时间比例。场景 i 中加速状态的时间比例 ri 定义为：

$$ri = Ti\_acc / Ti \tag{7}$$

其中，T_i_acc 表示场景 i 中车辆处于加速状态的时间。则危害事件对应的有效暴露概率为：

$$Pi' = Pi \times ri \tag{8}$$

定义统一暴露度评分 Ec 如公式(9)所示：

$$Ec = Pi' / Pr \tag{9}$$

其中，Pr 为参考暴露概率，取自然驾驶数据中驱动加速工况的基准暴露概率（即所有场景下加速状态时间占总行驶时间的比例，本文 NDS 统计值 Pr≈3.5%）。Ec 表征该场景的有效暴露概率相对于整体基准的倍数。

则 E 量化指标如公式(10)所示：

$$E0,0\le Ec<0.1；E1,0.1\le Ec<0.3；E2,0.3\le Ec<0.6；E3,0.6\le Ec<1；E4,1\le Ec \tag{10}$$

E0 对应有效暴露概率不足基准的 10%，在车辆使用寿命内几乎不可能出现；E1 对应 10%–30%，很低概率；E2 对应 30%–60%，低概率；E3 对应 60%–100%，中等概率；E4 对应≥100%（即不低于整体基准暴露概率），高概率。基于 NDS 数据统计，各运行场景的暴露概率计算结果见表 5。

表 5 各运行场景暴露概率统计（基于 NDS 数据）

场景编号	道路类型	车速区间	Pi(场景时间占比)	ri(加速时间占比)	Pi'(有效暴露概率)	Ec	E 等级
OS1	高速公路	≥100 km/h	15.0%	30%	4.50%	1.29	E4
OS2	高速/城市快速路	60–100 km/h	20.0%	35%	7.00%	2.00	E4
OS3	城市道路	40–80 km/h	35.0%	25%	8.75%	2.50	E4
OS4	一般道路	20–40 km/h	15.0%	25%	3.75%	1.07	E4
OS5	停车场/狭窄道路	<20 km/h	12.0%	30%	3.60%	1.03	E4

3.3 C 值量化方法

在非预期加速或单轮驱动异常情况下，是否可控取决于驾驶员是否有足够时间感知并反应、制动系统是否能在有限距离内抑制车速增长、车辆动态是否超出稳定控制边界。对于分布式驱动系统，单轮驱动异常引起的横摆运动对可控性影响显著，驾驶员需同时进行转向修正和制动操作。

驾驶员从危险发生到有效控制的总延迟如公式(11)所示：

$$t_d = t_r + t_c \tag{11}$$

其中，t_r 表示驾驶员反应时间，t_c 表示系统响应延迟。根据 ISO 26262 可控性评估中关于驾驶员反应时间的参考数据，根据经验，取 t_r =0.4s,t_c=0.2s。

速度增长如公式(12)所示：

$$v_p = v_0 + a \cdot t_d \tag{12}$$

其中，a 表示非预期加速度，v_0表示初始车速。

驾驶员开始制动后所需的最小制动距离如公式(13)所示：

$$d_b = v_p^2/(2a_b) \tag{13}$$

其中，a_b表示最大制动减速度（取 2.44 m/s²，依据 GB 21670—2025 主回路失效时机械后备制动减速度要求）。

定义控制指标如公式(14)所示：

$$C_c = d_s/(d_b + v_0 \cdot t_d) \tag{14}$$

其中，分母表示反应阶段位移与制动距离之和。C_c越大，表示可用安全距离相对于需求距离越充裕，驾驶员越有能力通过制动避免碰撞，可控性越高。 d_s表示可用安全距离，定义为从故障发生

时刻起，车辆在当前车道内可用于采取制动措施以避免碰撞的最大纵向距离。其物理意义是：在当前行驶环境下，车辆前方可供利用的净空距离，包括与前车的跟车距离、车道剩余长度或试验场可用直线段长度等。在工程评估中，d_s可根据道路类型与交通状态按式(15)进行估算：

$$d_s = v_0 \cdot t_{hw} + d_{ma} \quad (15)$$

其中，t_{hw}为典型跟车时距，反映驾驶员在当前道路类型下习惯保持的安全时间间隔；d_{ma}为附加安全裕量，用于考虑感知延迟、制动系统非线性等因素。不同道路类型的 t_{hw}与 d_{ma}推荐取值见表 6。在实车测试中，d_s 可直接通过测量故障注入时刻车辆前方可用距离获得（见 5.1 节）。

表 6　不同道路类型下 ds 的推荐取值

场景编号	道路类型	t_{hw}(s)	d_{ma}(m)	ds 计算示例（以该场景典型车速）
OS1	高速公路	2	10	v_0=110 km/h≈30.6 m/s，ds≈30.6×2.0+10=71.2 m
OS2	高速/城市快速路	1.8	8	v_0=80 km/h≈22.2 m/s，ds≈22.2×1.8+8=48.0 m
OS3	城市道路	1.5	5	v_0=60 km/h≈16.7 m/s，ds≈16.7×1.5+5=30.0 m
OS4	一般道路	1.2	3	v_0=30 km/h≈8.3 m/s，ds≈8.3×1.2+3=13.0 m
OS5	停车场/狭窄道路	1	2	v_0=15 km/h≈4.2 m/s，ds≈4.2×1.0+2=6.2 m

注：表中 thw 取值参考了自然驾驶跟车行为统计数据，dma 为根据工程经验设定的保守裕量。实际应用中可根据具体道路和交通条件调整。

则 C 量化指标如公式(16)所示：

$$C0, C_c \geq 1.5；\ C1,\ 1.0 \leq C_c < 1.5；\ C2,\ 0.5 \leq C_c < 1.0；\ C3,\ C_c < 0.5 \quad (16)$$

对于分布式驱动单轮故障场景，可控性还需考虑横摆修正能力。若驾驶员可通过转向修正维持车辆在车道内行驶，可控性可提升一级；若横摆角速度超出驾驶员修正能力范围（通常认为超过 15°/s 时普通驾驶员难以有效修正），可控性等级降为 C3。

3.4 ASIL 等级判定规则

在获得严重度 S、暴露度 E 与可控性 C 的量化结果后，对 S、E、C 进行等级分类，见表 7。依据 ISO 26262-3:2018 ASIL 矩阵，结合 S/E/C 等级即可确定相应的汽车安全完整性等级。本研究所采用的 ASIL 确定矩阵见表 8，该表直接引用 ISO 26262-3:2018 Table 4，但按本文场景范围略去了 S0、E0 与 C0 所对应的 QM 组合。

表 7　S/E/C 等级分类

严重度等级	描述	暴露度等级	描述	可控性等级	描述
S0	无伤害	E0	不可能	C0	可控
S1	轻度伤害	E1	很低概率	C1	一般可控
S2	严重伤害	E2	低概率	C2	难以控制
S3	致命伤害	E3	中等概率	C3	不可控
—	—	E4	高等概率	—	—

依据 ISO 26262 标准中的风险分类原则，构建 ASIL 量化评估函数如公式(17)所示：

$$ASIL = M(S, E, C) \quad (17)$$

表 8　ASIL 等级确定

	E1			E2			E3			E4		
	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3
S1	QM	QM	QM	QM	QM	QM	QM	QM	A	QM	A	B
S2	QM	QM	QM	QM	QM	QM	QM	A	B	A	B	C
S3	QM	QM	QM	QM	A	B	A	B	C	B	C	D

4 S/E/C 值规律发现

4.1 仿真系统架构

仿真系统采用分层建模思想，由故障注入层、控制执行层、车辆动力学层、评价层构成。故障注入层对驱动系统的扭矩请求信号、各轮驱动控制器输出、电机执行环节注入异常信号。控制执行层分布式驱动控制算法接收异常输入，输出各轮异常驱动力。车辆动力学层基于纵向-横向耦合动力学模型计算车辆速度、加速度、横摆角速度与位移变化。评价层提取关键参数如 a、ΔV、ω、d、t，计算 S/E/C 量化指标。

在驱动加速过程中，车辆纵向动力学可简化如公式(18)所示：

$$m \cdot dv/dt = F_d - F_r \tag{18}$$

其中，F_d表示驱动系统输出牵引力，F_r 表示行驶阻力。在短时加速仿真中，可近似认为F_r 为常数，突出故障引起的加速度变化。

分布式驱动车辆各轮驱动力与电机输出扭矩关系如公式(19)所示：

$$Fdi = (T_{mi} \cdot i_{gi} \cdot \eta_i)/r_i,\ i = 1,2,3,4 \tag{19}$$

其中，T_{mi}表示第 i 个驱动电机扭矩，i_{gi}表示第 i 轮传动比，η_i表示第 i 轮传动效率，r_i表示第 i 轮车轮半径。

4.2 仿真参数设置

根据真实分布式驱动车辆参数设置仿真参数，具体仿真参数见表 9。

表 9　仿真参数设置

参数名称	数值
车辆质量	1500 kg
单轮最大扭矩	125 Nm
传动比	单级减速
轮半径	0.3 m
传动效率	0.9
仿真步长	0.01 s
仿真时长	5 s
轮距	1.55 m
质心高度	0.52 m

4.3 仿真场景构建

结合分布式驱动系统的运行特点，本文从车辆行驶环境、车速范围及驾驶状态等维度出发，将运行场景按照车速与道路类型进行划分，构建典型场景集合，如表 10 所示。为简化分析，本文作如下假设：车辆在正常交通环境下行驶，无极端天气，道路附着条件良好，无严重打滑，驾驶员处于

正常操作状态，不考虑突发极端交通事件。为保证可控性评估的一致性，仿真中对各场景的可用安全距离d_s按表 6 取值

表 10　场景集合

场景编号	场景描述	车速范围	道路类型
OS1	高速稳定行驶	≥100 km/h	高速公路
OS2	中高速行驶	40–100 km/h	高速/城市快速路
OS3	城市正常行驶	40–80 km/h	城市道路/城乡道路
OS4	低速行驶	<40 km/h	一般道路
OS5	低速机动	<20 km/h	停车场/狭窄道路

4.4 故障注入模型设计

在功能安全概念阶段，为实现对分布式驱动系统潜在风险的量化评估，本文面向系统关键组成单元构建典型故障模型，并通过故障注入仿真方法开展系统级影响分析。故障注入策略覆盖传感器、控制器与执行器三个层级，同时考虑单轮局部故障与整车全局故障两类失效模式。

针对传感器环节，主要考虑信号丢失与信号偏置故障。信号丢失用于模拟传感器通信中断或供电异常导致的测量值不可用情况；信号偏置用于表征传感器在长期漂移或标定异常情况下产生的系统性误差。在分布式驱动架构中，各轮转速传感器均有独立的信号链路，单轮传感器故障可被其他轮速信息交叉校验所识别，但加速踏板传感器的偏置故障将影响整车级驱动力请求。

针对控制器模块，引入卡滞故障与延迟故障。卡滞故障用于描述控制指令输出被冻结在某一固定值，导致驱动系统持续输出恒定扭矩；延迟故障用于表征控制决策存在时间滞后，影响闭环控制实时性与稳定性。在分布式驱动系统中，整车控制器 VCU 的全局性故障将导致各轮驱动控制指令异常，而单轮驱动控制器的局部故障仅影响对应车轮。

针对执行器，驱动电机及其驱动单元考虑输出响应的滞后与异常保持特性，以刻画动力输出失真或响应失配等工程失效模式。在分布式驱动架构中，单轮执行器输出锁定是特有的故障模式，左右轮驱动力不对称将引起车辆偏航。

结合场景与故障类型组合设计仿真工况，仿真工况组合设计见表 11。

表 11　仿真工况组合设计

工况编号	故障类型	故障位置	故障范围	描述
OS1-F1	偏置	传感器	整车级	高速下加速踏板信号偏置
OS2-F2	卡滞	控制器	整车级	高速控制器持续输出高扭矩
OS3-F3	延迟	控制器	整车级	城市工况控制响应滞后
OS4-F4	丢失	传感器	单轮级	低速下左前轮转速信号丢失
OS5-F5	输出锁定	执行器	单轮级	低速机动时单轮持续驱动
OS3-F6	延迟	控制器	单轮级	城市工况单轮控制延迟
OS1-F7	输出锁定	执行器	单轮级	高速单轮输出锁定

4.5 仿真结果与规律分析

仿真结果如表 12 所示。仿真结果表明，在不同故障场景下，分布式驱动控制系统的 S/E/C 值呈现以下分布规律：

1）车速主导的严重度分级规律。在整车级故障场景中，当车速≥100 km/h 时，严重度达到 S3；当车速在 40–80 km/h 区间时，严重度一般为 S2；当车速<40 km/h 时，严重度为 S1。严重度等级与车速水平呈阶梯式正相关。

2）故障范围决定严重度上限。在本研究所覆盖的仿真场景范围内，单轮级故障的严重度上限为S2，而整车级故障的严重度上限可达 S3。即使单轮输出锁定导致显著的横摆角速度（OS1-F7 中ω_max达 8.5°/s），其严重度仍低于整车级非预期加速（OS2-F2 中 S3）。这一结论的适用边界为：车辆处于正常直线行驶工况、路面附着良好、驾驶员未失去对车辆的基本控制能力。在极端情况下（如高速单轮抱死导致侧翻），单轮故障的严重度可能突破 S2 上限，后续研究将对此类极端场景进一步分析。

3）单轮故障显著降低可控性。在低速单轮输出锁定场景（OS5-F5）中，虽然车速较低、严重度仅为 S1，但横摆角速度达 6.5°/s，驾驶员需同时进行转向修正和制动操作，可控性降至 C2。

4）控制器卡滞导致最高风险等级。无论处于何种场景，控制器卡滞故障均产生 ASIL D 的最高风险等级，表明控制器持续输出特性是最危险的功能失效模式。

5）暴露度 E 在各场景中均为 E4。由于驱动加速工况在自然驾驶中占比高，各场景的暴露度均达到最高等级 E4。在 E4 条件下，ASIL 等级主要由 S 和 C 的组合决定。

6）高速单轮故障风险介于低速单轮与整车级故障之间。OS1-F7 中高速单轮输出锁定的 ASIL 等级为 C，低于整车级故障的 D 级但高于低速单轮故障的 A 级。

7）与 GB/T 43254—2023 的对标分析。本文 ASIL 评定结果与 GB/T 43254—2023 中“防止电机非预期的输出驱动转矩过大”的安全目标（ASIL C）进行对标：整车级故障（OS1-F1、OS2-F2）评为 ASIL D，高于标准要求，表明分布式驱动系统在整车级故障场景下需要比通用标准更高等级的保护；城市工况整车级延迟故障（OS3-F3）评为 ASIL B，与标准要求基本相当；单轮级故障（OS4-F4、OS5-F5）评为 ASIL A 或 B，低于标准要求的 C 等级，这是因为单轮故障的后果扩散范围有限，系统可通过冗余设计实现容错。

表 12　仿真结果与 S/E/C 评估

工况	故障类型	故障范围	a_max (m/s²)	Δv (km/h)	ω_max (°/s)	S	E	C	ASIL	说明
OS1-F1	偏置	整车级	2.5	12	0.8	S3	E4	C3	D	高速传感器偏置，不可控
OS2-F2	卡滞	整车级	3.2	16	1.2	S3	E4	C3	D	控制器卡滞，最危险场景
OS3-F3	延迟	整车级	1.5	8	0.5	S2	E4	C2	B	城市工况响应滞后
OS4-F4	丢失	单轮级	1.0	5	3.0	S1	E4	C2	A	单轮信号丢失，局部风险
OS5-F5	输出锁定	单轮级	1.8	3	6.5	S1	E4	C2	A	低速单轮驱动，车辆偏航
OS3-F6	延迟	单轮级	1.2	6	2.5	S2	E4	C2	B	城市单轮迟滞
OS1-F7	输出锁定	单轮级	2.0	10	8.5	S2	E4	C2	C	高速单轮锁定，可控性降低

为保证仿真结果的可信度，本文从以下三个方面进行了评估：

1）模型精度验证。将仿真模型在无故障条件下的纵向加速响应与实车测试数据进行对比，加速度误差控制在±5%以内。驾驶员反应时间参数取自 ISO 26262 可控性评估的参考数据。故障注入模型的时序精度经与硬件在环测试结果对标验证，故障触发时刻误差小于 10ms。

2)重复性验证。对表 11 所列的 7 个仿真工况各进行 10 次独立重复仿真，每次仿真随机种子不同但故障参数保持不变。结果表明，各工况下关键指标（a、Δv、ω）的标准差均小于均值的 2%，10 次仿真中 S/E/C 等级判定结果完全一致，无等级偏差。

3)参数敏感性分析。对驾驶员反应时间、系统响应延迟、最大制动减速度进行敏感性分析。灵敏度分析表明，驾驶员反应时间对可控性评级影响最为显著（灵敏度与初始车速成正比），系统响

应延迟次之，最大制动减速度影响相对较小。据此，工程应用中建议取驾驶员反应时间的保守估计值（tr= 0.4 s），以确保 ASIL 评级不因参数波动而被低估。

5 实车验证对比

5.1 实车测试场景与方法

为验证仿真分析所得 S/E/C 值规律的有效性，本文选取三个典型场景开展实车测试：

场景 V1（高速传感器偏置）：对应仿真工况 OS1-F1，测试车辆在高速公路以≥100 km/h 行驶时注入加速踏板信号偏置故障。

场景 V2（城市控制器延迟）：对应仿真工况 OS3-F3，测试车辆在城市道路以 40–80 km/h 行驶时注入控制器输出延迟故障。

场景 V3（低速单轮执行器锁定）：对应仿真工况 OS5-F5，测试车辆在停车场低速机动时注入左前轮执行器输出锁定故障。

试验车辆为某分布式驱动纯电动乘用车（整备质量 1500 kg，四轮独立轮毂电机驱动，单轮峰值功率 30 kW，峰值扭矩 125 Nm）。测试在封闭试验场进行，路面附着系数μ≈ 0.85，环境温度 25±3°C。采用 CANoe 工具通过整车 CAN 总线注入故障信号，故障注入时刻由测试脚本精确控制。数据采集系统以 100 Hz 采样率记录车辆纵向加速度、横摆角速度、车速及 CAN 总线信号。

实车测试依据 GB/T 43254—2023 中功能安全验证和确认的要求执行。测试在模拟环境下进行，影响测试对象功能并与测试结果相关的所有设备均处于正常运行状态。测试通过注入故障的方式进行，注入的故障所引起的非预期输出驱动转矩值包括低于安全阈值、达到安全阈值和高于安全阈值三个类型。测试对驱动电机系统进入安全状态的过程（安全阈值、时间、状态切换、报警信息）进行监控。

实车测试中，可用安全距离d_s的确定方法如下：在封闭试验场的直线测试路段上，于故障注入点前方按仿真设定值布设锥桶或反光标记作为虚拟障碍物，标记位置与故障注入点的纵向距离即为该场景下的d_s。例如，场景 V1（高速传感器偏置）中，在故障注入点前方 70 m 处设置标记，模拟高速公路可用安全距离；场景 V2（城市控制器延迟）中，前方 30 m 处设置标记；场景 V3（低速单轮执行器锁定）中，前方 6 m 处设置标记。

同时，测试车辆搭载的前向毫米波雷达或激光雷达在故障注入时刻实时记录前方最近障碍物距离，用于与预设标记距离进行交叉验证。若两者偏差小于±5%，则以预设标记距离作为 d s 参与计算；否则需检查标记位置或传感器状态。该方法确保了d_s的测量客观、可重复，并与仿真设定保持一致。

5.2 测试结果与 S/E/C 值对比结果

三个场景的实测数据与仿真结果对比汇总见表 13。综合仿真分析与实车测试结果，分布式驱动控制系统功能安全 S/E/C 值呈现以下已验证规律：

1）严重度 S 随车速升高呈阶梯式上升。高速场景（≥100 km/h）下 S 达到 S3，城市工况（40–80 km/h）下 S 为 S2，低速场景（<40 km/h）下 S 为 S1。实车测试 V1、V2、V3 的严重度等级分别验证了 S3、S2、S1 三个层级的正确性。

2）单轮故障的严重度低于同场景下整车级故障。V3 中单轮执行器锁定虽然引起横摆角速度达 7.2°/s，但严重度仍为 S1，低于 V1 中整车级传感器偏置的 S3 等级。这表明分布式驱动的冗余拓扑结构有效限制了单点故障的后果扩散。

3）可控性 C 受故障范围与场景共同影响。高速场景下整车级故障的可控性为 C3（不可控），城市和低速场景下的可控性为 C2（难以控制）。驾驶员在低速场景中有充足时间感知异常并采取制动措施，但单轮驱动引起的偏航仍需要一定的转向修正能力。

4）故障影响范围决定 ASIL 等级上限。整车级故障的 ASIL 可达到 D 级，单轮级故障的 ASIL 上限为 C 级（高速场景）或更低等级（低速为 A 级）。该规律在仿真和实车测试中得到一致性验证。

5）偏差分析与模型可信度。三个场景中，V1 场景纵向加速度 a_max 的仿真值为 2.5 m/s²、实测值为 2.3 m/s²，偏差约 8%；V3 场景横摆角速度ω_max 的仿真值为 6.5°/s、实测值为 7.2°/s，偏差约

11%；V2 场景控制器延迟的仿真设定值为 180 ms、实测值为 200 ms，偏差约 11%。且未导致任何场景的 S/E/C 等级判定发生变化。

表 13　实车测试与仿真结果对比

场景	参数	仿真值	实测值	偏差	S	E	C	ASIL	一致性
V1	a_max (m/s²)	2.5	2.3	8%	S3	E4	C3	D	一致
V2	延迟 (ms)	180	200	11%	S2	E4	C2	B	一致
V3	ω_max (°/s)	6.5	7.2	11%	S1	E4	C2	A	一致

6 研究结论

本文围绕分布式驱动控制系统驱动加速场景下的非预期加速和单轮驱动异常风险，建立了从故障注入仿真到实车验证的 S/E/C 量化分析闭环。主要结论如下：

1）在严重度量化中引入横摆角速度修正项，可有效区分单轮局部故障与整车全局故障的风险特征。仿真结果表明，在正常直线行驶、路面附着良好的条件下，单轮故障的严重度上限为 S2，而整车级故障可达 S3。该结论的适用边界需在后续极端工况研究中进一步验证。

2）车速是严重度分级的主导因素，S 等级随车速升高呈阶梯式上升：≥100 km/h 对应 S3，40–80 km/h 对应 S2，<40 km/h 对应 S1。控制器卡滞故障在所有场景下均产生 ASIL D 的最高风险等级，是分布式驱动系统最危险的功能失效模式。

3）暴露度 E 在本文定义的 5 类宽泛场景下均为 E4，ASIL 等级主要由 S 和 C 决定。这一结果提示，在驱动加速工况下进行功能安全分析时，应将研究重点放在严重度和可控性的精确量化上，同时可通过更细粒度的场景划分提升 E 的区分度。

4）三个典型场景的实车测试验证了仿真结论的有效性，动力学响应指标偏差在 8%–11%范围内且未引起等级变化。仿真-实车闭环评估方法可为分布式驱动系统及其他线控系统的功能安全开发提供可复用的量化分析流程。

7 不足与展望

本文研究存在以下不足：

1）场景覆盖有限。本文仅覆盖驱动加速工况和良好附着路面（μ≈0.85），未涉及制动与驱动耦合工况、弯道行驶、低附着路面（冰雪、湿滑）以及横坡/纵坡等复杂场景。在这些场景下，单轮故障引起的车辆响应可能更为剧烈，严重度上限可能突破本文得出的 S2 结论。

2）暴露度量化区分度不足。本文定义的 5 类运行场景下 E 值均为 E4，未能体现不同驾驶模式下暴露概率的差异。主要原因是场景划分粒度较粗，未区分拥堵跟车、匝道汇入、红灯起步等加速子模式。

3）权重系数依赖经验取值。严重度量化模型中α、β、δ、ε等权重系数参考 SAE J2980 和工程经验确定，虽经敏感性分析验证鲁棒性，但缺乏基于大规模交通事故数据的统计标定。

4）实车验证场景较少。受测试安全和成本限制，仅开展了 3 个场景的实车验证，且未涉及高速单轮执行器锁定（OS1-F7）等高风险场景的实车测试，该类场景的仿真结论尚未经实车确认。

5）未考虑多故障耦合。本文仿真均为单故障注入，未分析传感器与执行器同时故障、通信中断叠加控制器故障等多故障耦合场景，而此类场景在实际运行中可能产生更严重的后果。

后续研究可从以下方向展开：

1）极端工况下的 S/E/C 量化。重点研究高速单轮抱死导致侧翻、低附着路面单轮驱动失控等极端场景，验证单轮故障严重度 S2 上限的适用边界。

2）细粒度场景划分与 E 值区分。基于自然驾驶数据采用聚类方法划分加速子模式，提升暴露度 E 的量化区分度。

3）多故障耦合分析。引入故障树分析（FTA）和失效模式与影响分析（FMEA），研究多故障同时发生时的系统级风险。

4）权重系数的数据驱动标定。基于真实交通事故数据（如 CIDAS、NASS-CDS）采用回归分析方法标定严重度量化模型的权重系数，提升模型的统计可信度。

参考文献：

[1] ISO 26262-1:2018, Road vehicles — Functional safety — Part 1: Vocabulary.

[2] ISO 26262-3:2018, Road vehicles — Functional safety — Part 3: Concept phase.

[3] ISO 26262-9:2018, Road vehicles — Functional safety — Part 9: Automotive Safety Integrity Level (ASIL)-oriented and safety-oriented analyses.

[4] SAE J2980_201804, Considerations for ISO 26262 ASIL Hazard Classification.

[5] GB/T 43254—2023, 电动汽车用驱动电机系统功能安全要求及试验方法.

[6] GB/T 34590.1—34590.12—2022, 道路车辆 功能安全.

[7] GB 21670—2025, 乘用车制动系统技术要求及试验方法.

[8] Khastgir S, Birrell S, Dhadyalla G, et al. Calibration of controllability for ISO 26262 based on driver behavior[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2017.

[9] Khastgir S, Birrell S, Dhadyalla G, et al. Towards increased reliability by objectification of Hazard Analysis and Risk Assessment (HARA) of automated automotive systems[J]. Safety Science, 2017, 99: 166-177.

[10] 汪璟, 滕晓涛. 基于 ISO 26262 的线控转向系统功能安全概念设计[J]. 汽车电器, 2025(2): 81-86.

[11] 李明磊, 吴浩然, 封彦康, 等. 基于 MAB 的 ADAS 系统功能安全故障注入研究[J]. 上海汽车, 2025(11): 4-10.

[12] 郭靖, 黎中有, 甘自学, 等. 整车控制系统功能安全风险评估量化方法探究[J]. 汽车实用技术, 2024: 174-178.

[13] 尚世亮, 张茨, 等. 基于实车测试的驾驶员最大可控侧向加速度评估方法[J]. 汽车工程, 2022, 44(5): 728-735.

[14] 邹波, 王斌, 等. 基于制动时序分解的 eBooster 可控度量化研究[J]. 中国公路学报, 2023, 36(8): 245-254.

[15] GB/Z 42285-2022, 道路车辆 电子电气系统 ASIL 等级确定方法.

[16] 荣苓, 吴晓东, 许敏. 基于 ISO 标准的道路车辆线控转向系统的功能安全概念设计[J]. 汽车安全与节能学报, 2018, 9(3): 250-257.

[17] 田江, 王远波, 张宝平, 等. 基于 ISO 26262 标准的巡航功能安全概念阶段设计[J]. 汽车电器, 2025(5): 129-131.

[18] 杨晓彤, 何放, 黄德健. 基于 ISO 26262 的电子换挡系统功能安全概念阶段研究[J]. 企业科技与发展, 2019(9): 125-128.

[19] 中国汽车技术研究中心. 中国自然驾驶数据研究项目报告[R]. 天津: 中国汽车技术研究中心, 2022.

[20] 陈志韬, 周怡, 刘相新, 等. 基于 Simulation X 的多轴转向系统功能安全仿真分析[J]. 山东科学, 2025, 38

[21] 朱仲文, 陆阳, 王维志, 等. 基于功能安全的整车控制器转矩监控策略研究[J]. 汽车工程, 2024, 46

基于轮心响应的路面纵向不平度识别与服役评价

姜晓来[1, 2]，伊斯武[1]，郑巍[1]，刘双[1]，蒋梁源[1]，魏洋文[2]，史培龙[2]

（1. 武汉达安科技有限公司[武汉]，湖北 武汉 430056；2. 长安大学 汽车学院，陕西 西安 710064)

摘　要：【目的】针对传统路面纵向不平度直接测量依赖专用设备、检测成本较高且难以满足长期连续监测需求的问题，提出一种基于车辆轮心动态响应的路面纵向不平度识别与服役状态评价方法。【方法】通过实车道路试验同步采集四轮轮心等效垂向位移、垂向加速度及对应路面纵向不平度数据，并以独立完整道路试验为基本单位划分训练集、验证集与测试集。针对轮心响应与路面纵向不平度之间的非线性时序映射关系，构建双层堆叠长短期记忆网络，实现由轮心动态响应到四轮路面纵向不平度的端到端预测；在此基础上，将预测不平度信号进行谱域表征，结合 GB/T 7031—2005 功率谱分级特征，构建以初始状态为基准的相对谱变化指标，并采用四轮中位数融合获得路段代表值。【结果】结果表明，所建模型能够有效重构路面纵向不平度的主要变化特征，预测结果与实测结果具有较好一致性，并在未参与模型训练与参数优化的独立重复试验数据上保持较稳定的预测精度；同一路段跨年度重复检测结果表明，相对谱变化指标能够反映路面相对于基准状态的服役演化趋势。【结论】该方法在模型训练与基准路面谱构建完成后，无需重复开展路面轮廓直接测量，仅利用车辆轮心位移与加速度响应即可实现路面纵向不平度识别及服役状态定量评价，可为路面长期监测与养护决策提供参考。

关键词：汽车工程；路面纵向不平度识别；长短期记忆网络；路面服役状态评价；车辆轮心动态响应；功率谱密度

中图分类号：U418　　**文献标志码：**A

Longitudinal Pavement Roughness Identification and Service Evaluation Based on Wheel-Center Responses

Jiang Xiaolai[1,2], Yin Siwu[1], Zhen Wei[1], Liu Shuang[1], Jiang Liangyuan[1],

Wei Yangwen[2],Shi Peilong[2]

(1. Wuhan Da'an Technology Co., Ltd. [Wuhan],Wuhan,Hubei 430056,China;
2.School of Automotive Engineering, Chang'an University,Xi'an,Shaanxi 710064,China)

Abstract:[Objective]To address the limitations of conventional direct measurement of longitudinal pavement roughness, including reliance on dedicated equipment, high testing cost, and poor suitability for long-term continuous monitoring, a method for longitudinal pavement roughness identification and service condition evaluation based on vehicle wheel-center dynamic responses was proposed.[Method]Full-scale road tests were conducted to synchronously collect four-wheel equivalent vertical wheel-center displacement, vertical acceleration, and the corresponding longitudinal pavement roughness data, and independent complete road tests were used as the basic units for dividing the data into training, validation, and test sets. To characterize the nonlinear temporal mapping between wheel-center responses and pavement roughness, a two-layer stacked long short-term memory network was constructed to achieve end-to-end prediction of four-wheel longitudinal pavement roughness from wheel-center dynamic responses. On this basis, the predicted roughness signals were further represented in the spectral domain. By

combining the power spectral density grading characteristics of GB/T 7031—2005, a baseline-referenced relative spectral change index was constructed, and the section-level representative value was obtained by median fusion of the four wheels.[Result]The results show that the proposed model can effectively reconstruct the principal fluctuation features of pavement roughness, with good agreement between predicted and measured results, and maintains stable prediction accuracy on independent repeated-test data that were not involved in model training or parameter optimization. For the same road section, repeated inspections conducted across different years showed that the relative spectral change index increased with service time, reflecting the progressive evolution of pavement service condition.[Conclusion]After model training and baseline pavement spectrum construction, repeated direct measurement of pavement profiles is no longer required. Longitudinal pavement roughness identification and quantitative service condition evaluation can then be achieved using only wheel-center displacement and acceleration responses, providing a reference for long-term pavement monitoring and maintenance decision-making.
Key words: Automotive Engineering; Longitudinal Pavement Roughness Identification; Long Short-Term Memory Network; Pavement Service Condition Evaluation; Wheel-center Dynamic Response; Power Spectral Density

0 引言

路面纵向不平度是表征路面服务性能的重要指标，其演化特征直接反映路面由完好向劣化的服役过程，并影响车辆行驶安全性、舒适性及结构耐久性[1]。受连续监测条件与工程实施限制，传统基于路面轮廓的直接测量方法难以满足长期动态评估需求，因此有必要利用神经网络对车辆轮心动态响应中的路面信息进行学习，实现路面纵向不平度的间接预测，并为路面服役状态评价提供基础数据支撑。

目前，路面纵向不平度识别研究主要围绕数据驱动、视觉感知及车辆动力学反演等技术路径展开。梁冠群等基于 LSTM 网络建立车辆响应与路面不平度之间的时序映射关系，实现了路面纵向不平度辨识[2]，表明数据驱动方法在复杂非线性时序特征提取方面具有一定优势。沈兴奎等采用车载视觉感知方法，通过图像特征与几何模型实现路面不平度识别[3]，但其检测效果易受环境条件、视觉设备性能及计算平台影响，不利于复杂环境下的长期连续监测。基于车辆动力响应的间接识别方法则通过提取车辆振动响应中所包含的路面激励信息实现不平度反演[4-6]。陈凯等采用车辆动力学模型结合自适应卡尔曼滤波进行路面不平度识别[7]。张青霞等通过构建车辆脉冲响应模型，实现车辆响应与路面纵向不平度之间的映射[8]。该类方法具有较明确的物理意义，但识别精度较依赖车辆模型及参数准确性，对复杂非线性动力响应关系的表征仍存在一定局限。

在路面不平度识别基础上，现有研究进一步结合不平度相关指标开展路面服役状态评价[9]。李海莲等基于多年度检测数据确定预防性养护时段，并采用多目标加权灰靶决策进行养护方案优选[10]；Yamany 等采用国际粗糙度指数（IRI）对路面状态进行分级评价[11]。总体而言，现有研究多侧重于路面不平度识别或基于绝对指标的状态判定，对不同初始路面条件下同一路段服役状态相对演化的量化表征仍显不足。

针对现有路面纵向不平度识别与服役状态评价方法在工程应用中的局限性，本文提出一种基于车辆轮心多通道动态响应的路面纵向不平度识别与服役状态评价方法。该方法通过长短期记忆网络直接学习轮心位移与加速度响应与路面纵向不平度之间的非线性关系，降低了路面长期监测过程中对专用路面检测设备及复杂车辆参数建模的依赖；进一步以路面初始状态为基准，引入相对谱能量变化指标对服役演化程度进行量化表征，从而克服绝对不平度或粗糙度评价在不同初始路面条件如

比利时路，坑洼路下易产生失真的问题，实现路面服役状态的统一尺度评价。

1 路面纵向不平度数据集构建

在试验方案设计中，本文对车辆不同测点的动力响应特性进行了对比分析。结果表明，相比车身或悬架等位置，轮心测点更接近轮—路激励输入端，对路面纵向不平度变化具有更直接的响应关系。轮心位移与轮心加速度分别表征车辆对路面激励的低频位移特征和中高频振动特性，二者在时频信息表征上具有互补优势。基于此，选取四轮轮心位移与加速度作为模型输入，并与对应路面纵向不平度数据配对构建神经网络训练所需的监督样本。

1.1 试验方案设计

为建立车辆动力响应与路面纵向不平度之间的映射模型，本文基于标准试验车辆构建实车道路行驶试验方案。在载荷条件保持一致的前提下，试验车辆以恒定车速分别在比利时路和坑洼路等典型路面工况下行驶，同步获取车辆动力响应信号及对应的路面纵向不平度数据。

考虑到车辆轮心动态响应同时受到路面激励和行驶速度影响，为减小车速变化对车辆响应与路面纵向不平度映射关系的干扰，并保证各次重复试验工况的一致性，本文统一选取 25km/h 作为基准试验车速。本文主要验证固定车辆及工况条件下基于轮心动态响应识别路面纵向不平度的可行性，所建立模型主要适用于与训练阶段车速及载荷状态相同或相近的工况。



图 1　试验车辆

Fig 1　Experimental Vehicle

试验过程中，如图 2 所示，在四个车轮对应悬架位置布置 WFS-1000-G15-41V0 型位移传感器，传感器沿悬架运动方向安装，并与减振器或弹簧近似平行，其量程为 1000mm，测量精度为 FS±1%，用于获取悬下部件的垂向位移响应。考虑到悬下部件与轮心在垂向方向具有直接的运动关联，本文将所测悬下垂向位移等效表征为轮心垂向位移，后文简称为轮心位移。同时，在各车轮悬下轴头位置安装 KISTLER 8396A050ATTA00 型电容式加速度传感器，其量程为 50g，测量精度为 FS±1%，用于采集轮心垂向加速度响应。各通道信号采用统一采样系统进行同步采集，为后续车辆动态响应特征提取及路面纵向不平度预测提供基础数据。

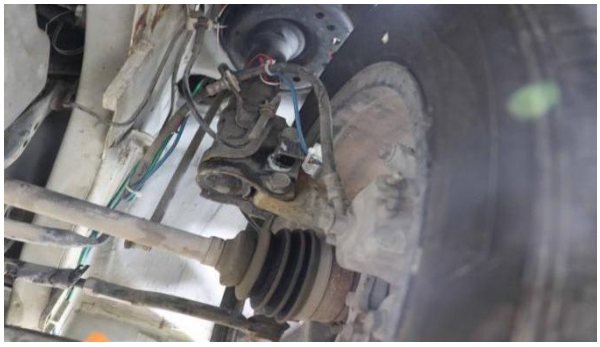


图 2　传感器安装位置

Fig 2　Sensor Mounting Location

基于上述试验方案，本文以四轮轮心位移与轮心加速度作为模型输入变量，并与对应的路面纵向不平度数据构建监督学习样本，用于后续神经网络模型训练及路面纵向不平度预测与服役状态评估。

1.2 数据集构建

为保证模型训练与测试数据之间的独立性，本文以单次完整道路试验数据作为数据集划分的基本单位。各次道路试验数据分别独立保存，在时间窗口构建之前，首先按照 8：1：1 的比例将独立试验文件划分训练集、验证集和测试集。其中，训练集用于模型参数学习，验证集用于训练过程监控及模型选择，测试集仅用于模型训练完成后的性能评价。训练集、验证集和测试集对应的原始试验数据相互独立，不存在同一次连续道路试验数据跨数据集分布的情况。

在完成训练集、验证集和测试集划分后，分别在各独立试验文件内部采用固定长度的滑动时间窗口构建时序样本。每个样本以四轮轮心垂向位移和垂向加速度作为输入，共包含 8 个特征通道，以对应时间窗口最后一个采样时刻的四轮路面纵向不平度作为输出。相邻时间窗口沿时间方向以 1 个采样点为步长依次滑动。为保证训练集、验证集和测试集之间相互独立，时间窗口仅在单个完整试验文件内部构建，不进行跨文件连续取样，从而避免因窗口重叠造成不同数据集之间的信息交叉。

为便于统一进行时域信号处理与模型辨识，将以里程或空间坐标表征的路面纵向不平度及对应轮心响应数据通过试验车速映射至统一时间坐标，实现多通道数据同步对应。

1.3 试验数据处理

为消除不同特征量纲及数值范围差异[12]，本文对输入与输出数据均采用 Z-score 标准化处理。其一般形式如式(1)所示，其中通过特征维度数 d 的不同取值统一描述输入与输出数据的标准化过程。

$$\tilde{U}_{ij}=\frac{U_{ij}-\mu_j}{\sigma_j},\ j=1,2,...,d \tag{1}$$

其中，当 $U_{ij}=x_{ij}$ 且 $d=8$ 时，表示轮心位移与加速度的标准化；当 $U_{ij}=y_{ij}$ 且 $d=4$ 时，表示路面纵向不平度的标准化；μ_j,σ_j 分别表示第 j 个特征在训练数据集上的均值与标准差。

为避免标准差为 0 引起的数值问题，当 $\sigma_j=0$ 时，将其取值为 1。

本文未对原始数据进行额外的滤波及去趋势处理，多通道数据同步后直接采用 Z-score 方法进行标准化。

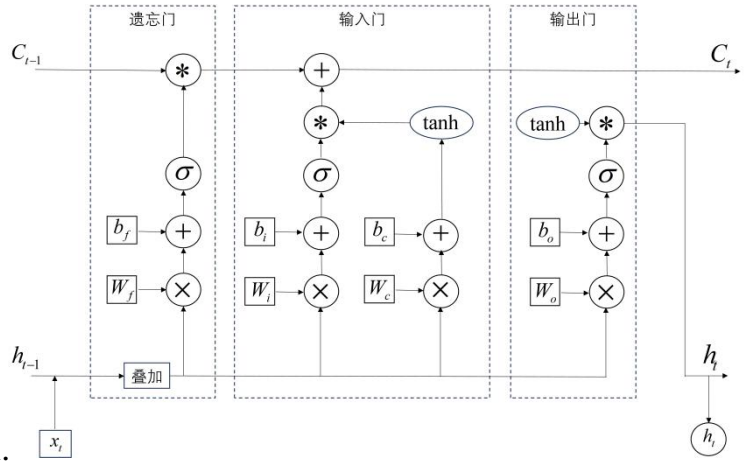
2 LSTM 神经网络模型

轮心位移与加速度响应属于多通道强时序相关的车辆动力学数据，其状态受历史激励持续影响。前馈神经网络难以建模时间依赖关系，卷积神经网络对长期时序关联刻画不足，普通循环神经网络易出现梯度消失问题[13-14]。长短期记忆网络具备长期记忆能力，更适合用于本文路面纵向不平度预测任务[15-16]。

2.1 LSTM 网络框架

2.1.1 LSTM 网络结构

如图 3 所示的 LSTM 单元结构，通过遗忘门、输入门、输出门等门控机制，能够更有效地捕捉时序依赖关系，从而显著改善传统 RNN 因梯度消失而难以学习长期依赖的缺陷[17]。



61.

图 3　LSTM 神经网络结构

Fig 3　LSTM Neural Network Topology

图 3 中：W_f 表示遗忘门的权重；W_i 、W_c 表示输入门的权重；W_o 表示输出门的权重；b_f 表示遗忘门的偏置；b_i 、b_c 表示输入门的偏置；b_o 表示输出门的偏置；叠加表示将两个数组合并为一个；σ 为 Sigmoid 激活函数； tanh 为双曲正切激活函数； * 表示逐元素乘法（Hadamard 积）； + 表示元素相加。

在时间步 t ，定义车辆轮心动力响应输入向量：

$$x_{t,i} = [z_{1,i}(t), z_{2,i}(t), z_{3,i}(t), z_{4,i}(t), a_{1,i}(t), a_{2,i}(t), a_{3,i}(t), a_{4,i}(t)]^T \in R^8 \tag{2}$$

其中， z_{b_i}, a_{b_i} 分别表示经过 Z-score 标准化处理后的第 d 个车轮的轮心垂向位移与轮心垂向加速度。

对应监督输出为四轮路面纵向不平度向量：

$$y_i = [y_{i1}, y_{i2}, y_{i3}, y_{i4}]^T \in R^4 \tag{3}$$

其中， y_{id} 表示 Z-score 标准化处理后的第 d 个车轮的路面纵向不平度。

网络的输出定义为四个车轮对应的路面纵向不平度预测值向量：

$$\hat{y}_i = [\hat{y}_{i1}, \hat{y}_{i2}, \hat{y}_{i3}, \hat{y}_{i4}]^T \in R^4 \tag{4}$$

其中， $\hat{y}_{id}$ 表示第 d 个车轮的预测的路面纵向不平度。

将当前输入 x_t 与上一隐藏状态 h_{t-1} 进行拼接，得到增广向量 $\left[h_{t-1,i}, x_{t,i}\right]^T$ ，LSTM 通过三个门控机制对信息进行调控，其计算均基于该增广向量进行不同的线性变换与激活。

遗忘门决定从上一细胞状态中丢弃哪些信息。其通过 Sigmoid 激活函数将输出值压缩到区间(0,1)内，数值越接近 0 表示遗忘的信息越多，越接近 1 表示保留的信息越多。

$$f_t = \sigma(W_f \cdot \left[h_{t-1,i}, x_{t,i}\right]^T + b_f) \tag{5}$$

输入门控制当前输入 x_t 中的哪些新信息（如当前时刻的路面激励）将存储到细胞状态中。同时生成候选细胞状态 $\tilde{C}_t$ 。

$$i_t = \sigma(W_i \cdot \left[h_{t-1,i}, x_{t,i}\right]^T + b_i) \tag{6}$$

$$\tilde{C}_t = \tanh(W_C \cdot \left[h_{t-1,i}, x_{t,i}\right]^T + b_C) \tag{7}$$

细胞状态更新有选择地融合历史记忆和当前新信息，承载了从序列开始到时间步 t 的完整信息。

$$C_t = f_t * C_{t-1} + i_t * \tilde{C}_t \tag{8}$$

输出门控制当前细胞状态 C_t 的哪些信息需要输出，当前隐藏状态 $h_t = o_t * \tanh(C_t)$ 并传递给下一个时间步。

$$o_t = \sigma(W_o \cdot \left[h_{t-1,i}, x_{t,i}\right]^T + b_o) \tag{9}$$

最终，当前时间步的细胞状态 c_t 和隐藏状态 h_t 将传递至下一个时间步 $t+1$ 序列依此递推计算直至结束。

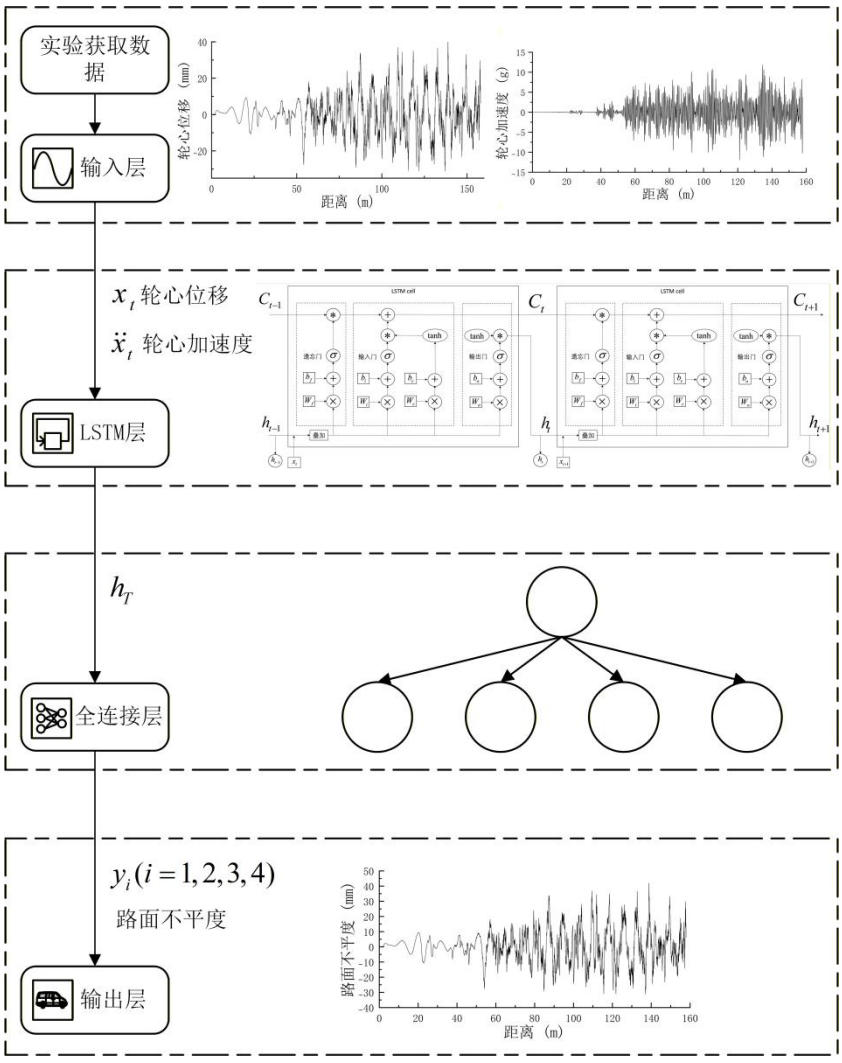


图 4　时序输入到结果输出的全网络架构

Fig 4　The Full Network Architecture for Sequence-to-output Modeling

在完成 LSTM 时序特征提取后，网络进一步引入全连接层（Fully Connected Layer），用于实现从高维隐含特征空间到目标物理量空间的映射。

全连接层通过对 LSTM 输出特征进行线性加权求和并引入偏置项，实现特征维度的变换，其数学表达式为：

$$\hat{y}_i = W h_{T,i} + b \tag{10}$$

其中，$h_{T,i}$ 表示第 i 个样本在 LSTM 层最终时间步的输出特征向量，W,b 分别为全连接层的权重

矩阵和偏置向量，y 为网络的输出向量。

由此，模型实现了由 LSTM 提取的时序特征向路面纵向不平度的直接映射，在保留时序信息的同时完成多通道轮心响应的综合表征。随后，通过反向传播对网络参数进行迭代更新，以减小预测误差并完成模型训练。

2.1.2 LSTM 反向迭代

为建立车辆轮心动力响应与路面纵向不平度之间的映射关系，网络训练以预测误差为驱动，通过最小化损失函数对模型参数进行迭代更新。

考虑到本文以轮心位移与轮心加速度构成的多通道时序信号作为输入，并以四轮路面纵向不平度作为输出，采用均方误差 ϑ 作为损失函数以量化预测误差，其定义为：

$$\vartheta = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{4}(\hat{y}_{ij} - y_{ij})^2 \tag{11}$$

其中，N 表示一个批次内的样本数量，$\hat{y}_{ij}, y_{ij}$ 分别表示第 i 个样本中第 j 个车轮对应的路面纵向不平度预测值与实测值。

在该损失函数基础上，根据链式法则可直接得到全连接层参数的梯度表达式。对于权重矩阵 W 与偏置向量 b，其梯度分别为：

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial W} = \frac{2}{N}\sum_{i=1}^{N}(\hat{y}_i - y_i)h_{T,i}^{T} \tag{12}$$

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial b} = \frac{2}{N}\sum_{i=1}^{N}(\hat{y}_i - y_i) \tag{13}$$

由此，最终时间步的预测误差通过全连接映射关系反向传递至 LSTM 网络。误差信息进一步沿时间维度通过反向时间传播机制向前扩散，对于任一时间步 t，其隐藏状态对应的梯度可统一表示为：

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial h_{t,i}} = \frac{\partial \vartheta}{\partial h_{T,i}}\prod_{k=t+1}^{T}\frac{\partial h_{k,i}}{\partial h_{k-1,i}} \tag{14}$$

上述表达式表明，最终时刻的路面纵向不平度预测误差经由全连接层回传至 LSTM，并在门控机制与细胞状态的共同作用下沿时间维度逐步分配至各历史轮心响应输入，从而刻画轮心动力响应对路面纵向不平度形成的时序累积影响。

在参数更新过程中，本文采用 Adam 自适应优化算法对梯度信息进行处理[18]。Adam 算法通过对梯度一阶矩和二阶矩的联合估计，实现对学习率的动态调整，有效提升了网络训练过程的稳定性与收敛速度。其参数更新形式可表示为：

$$\theta_t = \theta_{t-1} - \alpha\frac{\beta_1 m_{t-1} + (1-\beta_1)g_t}{\sqrt{\beta_2 v_{t-1} + (1-\beta_2)g_t^2} + \varepsilon} \tag{15}$$

式中，m_t, v_t 分别表示当前时间步的梯度的指数加权平均与当前时间步的梯度平方的指数加权平均，g_t 为时间步的梯度值，β_1, β_2 分别为一阶矩的衰减率，二阶矩的衰减率，通常均接近 1，α 为学习率，$\hat{m}_t, \hat{v}_t$ 分别为一阶矩的偏差修正与二阶矩的偏差修正，ε 为一个极小的常数，用于防止除零错误。

通过上述反向传播与参数更新过程，网络能够逐步降低预测误差，实现对多通道时序输入与四轮路面纵向不平度之间非线性映射关系的有效学习。

2.2 神经网络训练

鉴于 LSTM 网络在时序信号特征建模方面的优势，本文将其引入车辆轮心加速度与位移响应序列的学习过程中，从而实现对路面纵向不平度信息的在线辨识。基于该思路，构建了一套完整的路面纵向不平度辨识框架，其总体流程如图所示。

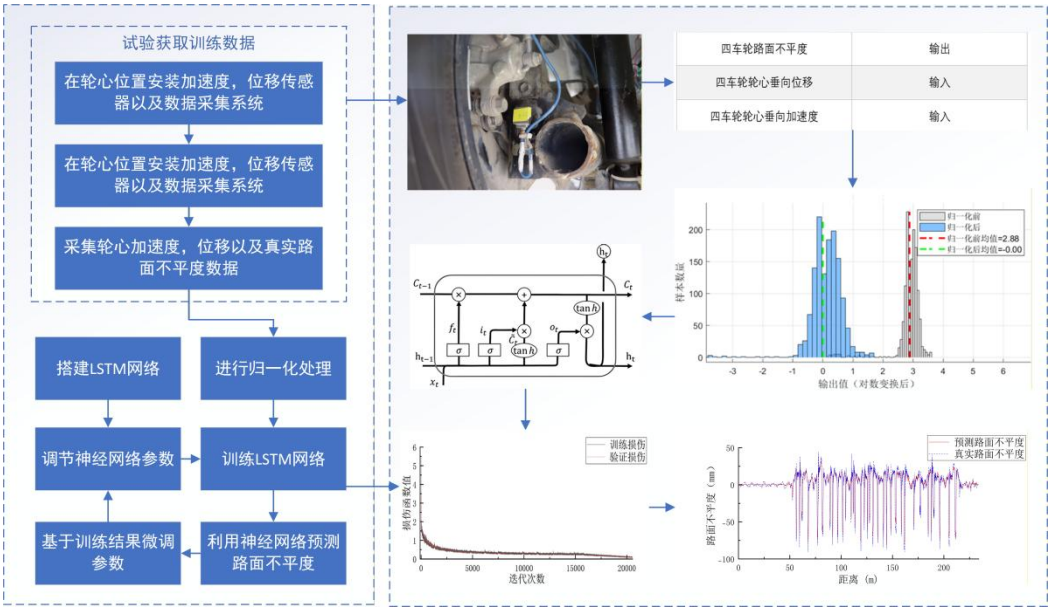


图 5　路面纵向不平度辨识流程

Fig 5　Longitudinal Road Profile Identification Workflow

网络结构与训练参数根据车辆轮心动力响应信号的时序特性及路面纵向不平度预测任务进行统一配置。模型输入由四个车轮的轮心位移与加速度信号构成，共 8 个特征维度，输出为对应的四轮路面纵向不平度。LSTM 网络采用双层堆叠结构，并结合正则化机制以抑制过拟合；时间窗口长度依据车辆动力响应的主要时间尺度确定。网络训练过程中采用自适应优化算法，并配合学习率调节与早停策略，保证模型训练的收敛稳定性并降低过拟合风险。

在试验条件下获取了坑洼路与比利时路的路面纵向不平度数据，并同步采集标准车辆在相应路面条件下行驶时的轮心位移与加速度响应信号，采样频率为 512Hz。为消除不同信号幅值差异对模型训练的影响，所有输入数据在送入网络前均进行了标准化处理。试验数据覆盖多种典型路面工况，用以构建神经网络训练数据集；两类路面对应的网络参数配置见表 1。

表 1　多种路面神经网络参数选取

Table　1 Selection of Neural Network Hyperparameters for Multiple Road Surface Types

参数名称	比利时路	坑洼路
时间窗口长度	200	78
神经元层数	2	2
首、次层单元数	首层：128 次层：64	首层：128 次层：64
首、次层丢弃率	首层：0.3 次层：0.2	首层：0.3 次层：0.2
最大训练轮次	150	150
批大小	128	128
初始学习率	0.001	0.001
学习率下降周期	10	10
学习率下降因子	0.5	0.5
早停阈值	0.2	0.1

注：时间窗口长度以采样点数（samples）计；批大小以样本数计；学习率下降周期以训练轮次（epoch）计；其余参数均为无量纲。

试验数据由多组相互独立的完整道路试验组成。模型训练前以独立试验文件为单位划分训练集、验证集和测试集，其中测试集不参与网络训练及参数选择。数据标准化所需均值和标准差仅由训练

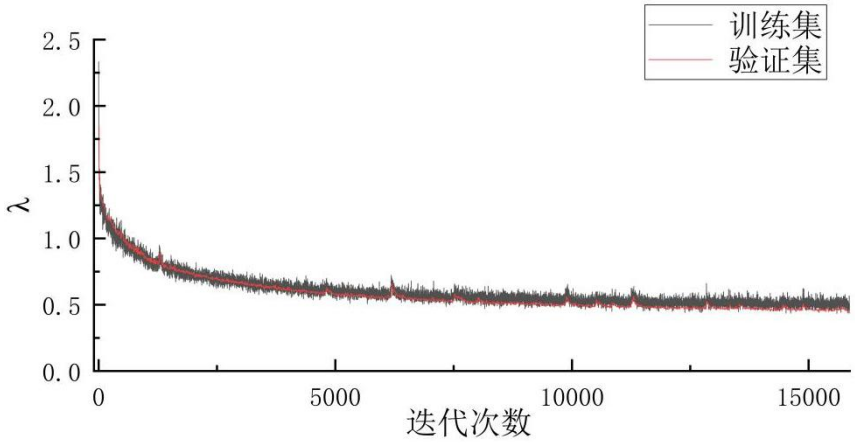
集计算，并统一用于验证集和测试集，以避免测试信息泄漏。

λ 表征预测值与真实路面纵向不平度的物理偏差（单位：mm），其计算基于标准化前的原始数据，直接反映模型工程精度：

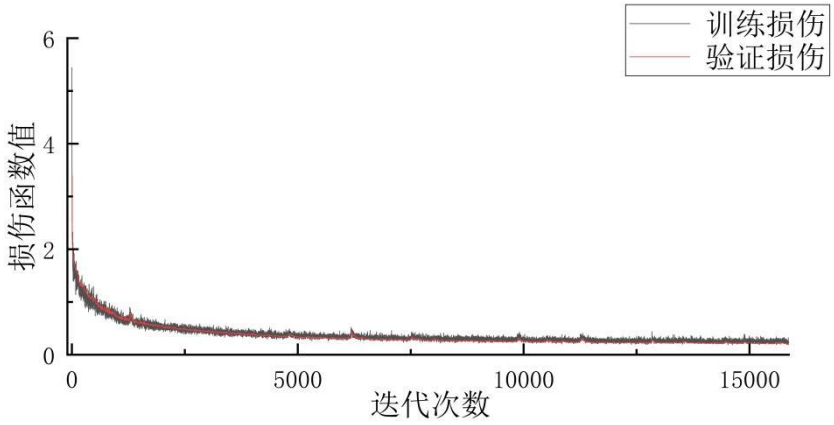
$$\lambda = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(y_i - \hat{y}_i)^2} \tag{16}$$

损失函数则采用均方误差 ϑ，作为反向传播的优化目标，体现模型在特征空间的拟合状态。

神经网络训练过程整体呈现出较为清晰的阶段性收敛特征。训练初期，损失函数快速下降，表明模型能够有效捕捉轮心动力响应与路面纵向不平度之间的基础关系；训练中期，训练集与验证集损失同步平稳下降，误差指标 λ 持续减小，模型在验证集上的预测性能逐步稳定；训练后期，ϑ 与 λ 变化幅度显著减小，当验证集损失达到预设早停阈值时，训练过程自动终止。



a. λ 训练迭代曲线



b.损失训练迭代曲线

图 6　LSTM 算法训练与验证

Fig 6　Training and Validation of the LSTM Model

2.3 模型验证

在模型训练完成后，基于已保存的最优神经网络参数对测试集进行预测分析。测试集数据在输入模型之前采用与训练阶段相同的标准化方法进行处理，随后输入神经网络获得预测输出。为确保结果在物理意义上的一致性，对预测输出进行反标准化，使其恢复至原始量纲：

$$\hat{y}_{ij} = y'_{ij} \times \sigma_j + \mu_j \tag{17}$$

其中，y'_{ij} 表示神经网络输出为标准化空间中的预测结果，$\hat{y}_{ij}$ 表示通过反标准化映射至原始量纲空间的预测值，并将预测值通过速度映射转换至空间域中。

通过计算预测值与实测值之间的决定系数 R^2，对模型预测性能进行定量评价，以衡量预测结果与真实值之间的线性相关程度，并进一步分析其相对误差与绝对偏差。

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{j=1}^{n}(y_j - \hat{y}_j)^2}{\sum_{j=1}^{n}(y_j - \bar{y}_j)^2} \tag{18}$$

其中，$y_j, \hat{y}_j, \bar{y}_j$ 分别表示第 j 个数据点的真实值，预测值以及真实值的均值

四轮预测结果整体变化趋势及预测精度基本一致，为避免重复展示，本文选取左前轮作为典型结果进行分析，相关预测结果如图所示，模型预测相对误差在 5%以内。验证所构建的神经网络具有较高的预测精度。测试集由未参与模型训练及参数选择的独立道路试验数据构成，在相同试验车辆和测试工况下，模型对独立重复试验数据仍具有较稳定的预测精度。因训练集与测试集采用相同车辆及相近试验工况，本文结果主要反映模型在既定工况下的独立重复试验预测能力，跨车型、跨车速及跨载荷条件下的适用性仍需进一步验证。

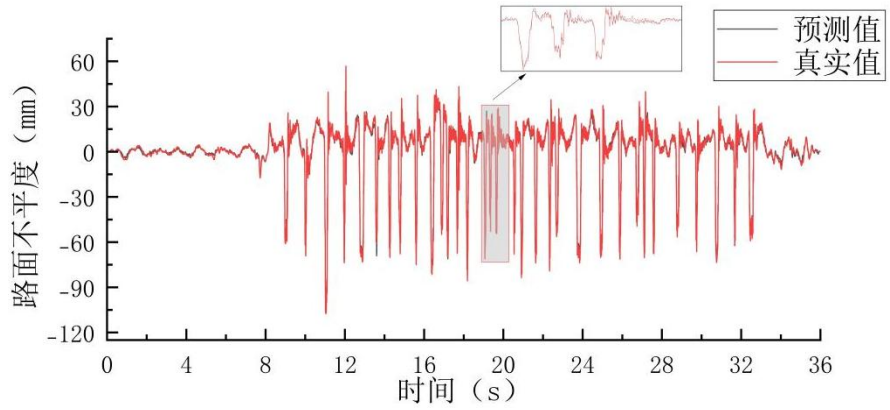


图 7　坑洼路左前轮预测结果对比

Fig 7　Left Front Wheel Prediction Results on the Pothole Road

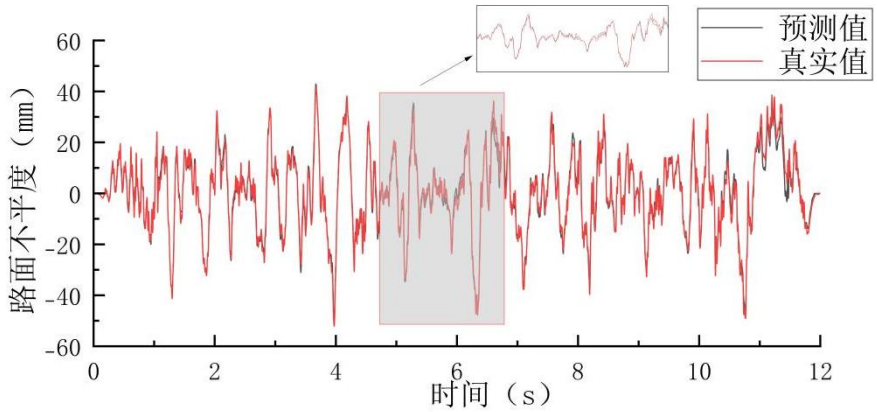


图 8　比利时路左前轮预测结果对比

Fig 8　Left Front Wheel Prediction Results on the Belgian Road

2.4 工况适用性分析

车辆轮心动态响应除受路面纵向不平度影响外，还与车辆行驶速度及载荷状态有关。对于空间

频率为 n 的路面不平度，当车辆以速度 v 行驶时，其对应的时间激励频率 f 满足

$$f = vn \tag{19}$$

因此，车速变化会改变路面空间激励向时间域激励的频率映射关系，使相同路面在不同车速下产生不同的轮心响应特征，从而可能影响基于固定车速样本建立的预测模型精度。同时，载荷变化会引起车辆质量及悬架工作状态变化，进而改变路面激励至轮心响应之间的垂向动力学传递特性，使轮心响应与路面不平度之间的映射关系发生偏移。

因此，本文模型目前主要适用于与训练阶段车辆类型、车速及载荷状态相同或相近的测试工况。对于较大车速变化、载荷变化及不同车型条件，仍需通过补充相应工况样本进行进一步训练与验证。

3 路面服役状态评价方法

本文以比利时路与坑洼路两类典型路面为研究对象，提出了一种基于车辆轮心动态响应的路面损伤状态定量判定方法。在路面初始完好状态下，采用标准试验车辆在既定工况条件下行驶，采集轮心位移与加速度响应信号及对应的路面纵向不平度数据，用于神经网络模型的训练。在路面服役阶段，保持车辆类型与测试工况一致，仅需采集轮心动态响应信号，即可实现当前路面纵向不平度的预测。通过将预测得到的不平度结果与初始标准路面状态下的不平度进行对比分析，提取参考空间频率处的功率谱密度特征参数，从而实现对路面纵向不平度演化特征及损伤状态的量化表征。

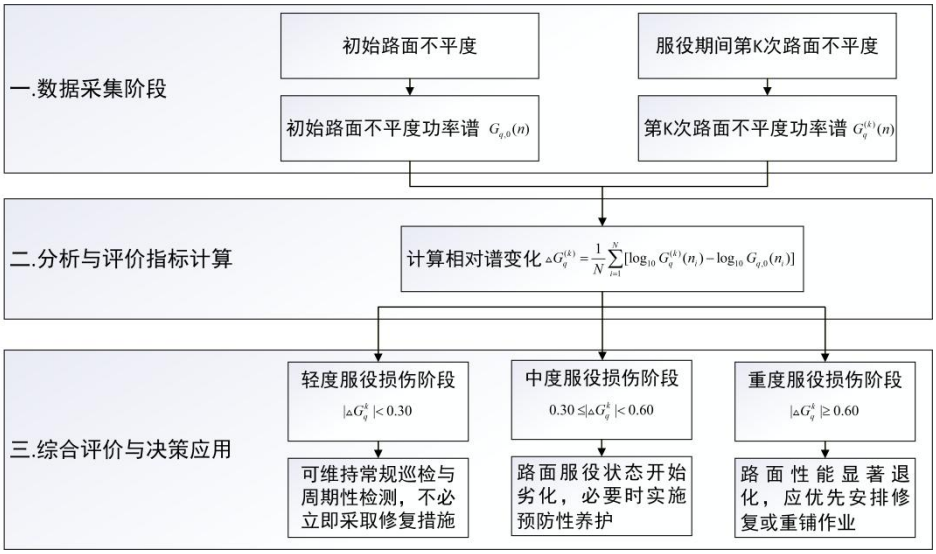


图 9　评价方法流程图

Fig 9　Flowchart of the Evaluation Methodology

在此基础上，进一步构建了一种以路面空间功率谱密度为核心指标的路面损伤判定方法。该方法以参考空间频率 $n_0 = 0.1m^{-1}$ 处的路面谱值作为路面状态评价指标，并通过构建损伤路面与标准路面谱值之间的比值关系[19]，实现对路面损伤程度的定量判定，同时保持与现有路面纵向不平度分级标准在评价尺度上的一致性。

3.1 基于标准路面谱分级的路面服役状态评价指标

为刻画同一路段在服役过程中的不平度演化特征，避免绝对谱等级受初始路面状况影响较大的问题，本文未直接采用标准等级作为判定依据，而是引入相对谱变化量作为路面服役损伤表征指标。

设路面在初始检测时刻，即标准路面对应的纵向不平度功率谱为 $G_{q,0}(n)$，第 k 次检测时获得的功率谱为 $G_q^k(n)$，则定义相对谱变化指标 $\triangle G_q$ 为：

$$\triangle G_q^k = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}[\log_{10} G_q^k(n_i) - \log_{10} G_{q,0}(n_i)] \tag{20}$$

其中，n_i 为选取的空间频率采样点，N 为参与计算的频点数量。

上述指标反映当前路面相对于初始状态在目标空间频带内的整体谱变化，其本质为当前谱与基准谱比值的几何平均变化。在谱形变化不显著时，可近似表示为参考空间频率处谱值比值的对数形式：

$$\triangle G_q^k \approx \log_{10}(\frac{G_q^k}{G_{q,0}}) \tag{21}$$

由于 $\triangle G_q$ 采用对数差形式，其符号直接表征路面纵向不平度谱能量的演化方向，当 $\triangle G_q = 0$ 时，表明当前路面纵向不平度谱整体水平与初始状态基本一致，路面服役性能未发生显著变化；当 $\triangle G_q > 0$ 时，表明路面纵向不平度谱能量整体增大，路面起伏程度加剧，通常对应裂缝扩展、结构性损伤发展或平整度劣化等服役退化过程；当 $\triangle G_q < 0$ 时，表明路面纵向不平度谱能量整体减小，路面表观趋于平坦。

需要指出的是，谱能量降低并不必然意味着路面服役性能改善。对于高摩擦磨耗层，块状铺装路面等部分路面类型，长期磨耗可能导致表面纹理削弱、抗滑性能下降，其服役性能仍呈退化趋势[20]。因此，本文在损伤判定中采用 $|\triangle G_q|$ 作为路面服役演化幅值指标。

3.2 基于标准路面谱分级的路面服役状态评价方法

根据 GB/T 7031—2005《路面不平度功率谱密度函数的表示方法》，路面纵向不平度采用参考空间频率 $n_0 = 0.1m^{-1}$ 处的功率谱密度值 $G_q(n_0)$ 作为评价指标，并将其划分为 $A \sim H$ 共 8 个等级，如表 2 所示。

表 2　路面等级划分

Table 2　Road Condition Classification

路面等级	下限值	几何平均值	上限值
A		16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8193	16384	32768
G	32768	65536	131072
H	131072	262144	

标准中以几何平均值作为各等级的标称谱水平，并通过给定上下限的方式限定该等级内允许的谱值波动范围。由标准分级表可知，相邻等级几何平均值之间呈现严格的等比关系，其比值约为 4；而同一等级内，上、下限相对于几何平均值的偏移幅度均为 2 倍，故 4 倍变化对应等级跃迁尺度，2 倍变化对应等级内部允许波动尺度，对应到本文相对谱变化指标的对数尺度，2 倍和 4 倍的谱值变化分别对应约 0.30 和 0.60，可作为路面服役状态变化程度的量化依据。

依据 GB/T 7031—2005 路面谱分级体系的对数等比特性，在对数域中可得到如下结论，同一等级内，谱能量相对于几何平均值的允许波动范围为 $\pm\log_{10} 2 \approx 0.30$，相邻等级几何平均值之间的对数间距为 $\log_{10} 4 = 2\log_{10} 2 \approx 0.60$，由此可将标准中原本用于静态路面等级划分的对数区间，自然映射为表征路面服役演化程度的相对变化尺度，从而建立基于 $\triangle G_q$ 的服役损伤分级判定方法。

考虑四轮对应不同轮迹，局部病害及偶发测量扰动可能导致单轮指标异常偏离。相比算术平均值，中位数受单个极端值影响较小，因此本文采用四轮相对谱变化指标的中位数作为路段代表值，以降低局部异常对评价结果的影响，提高判定稳健性。

$$\triangle G_q^k = median(\triangle G_{q_{LF}}^k, \triangle G_{q_{RF}}^k, \triangle G_{q_{LR}}^k, \triangle G_{q_{RR}}^k) \tag{22}$$

其中 $\triangle G_{q_{LF}}^k, \triangle G_{q_{RF}}^k, \triangle G_{q_{LR}}^k, \triangle G_{q_{RR}}^k$ 分别表示左前轮，右前轮，左后轮，右后轮的相对功率谱计算值。并以 $|\triangle G_q^k|$ 作为分级判定依据，从而建立路面服役损伤分级判定方法。

基于上述分析，本文将路面服役状态划分为以下三个阶段：

当 $|\triangle G_q^k| < 0.30$ 时，路面处于轻度服役损伤阶段，不平度变化幅度处于初始等级的允许波动范围内，表明路面结构与功能性能基本稳定，尚未出现显著的服役损伤，其整体使用性能与初始状态保持一致，可维持常规巡检与周期性检测，不必立即采取修复措施；

当 $0.30 \le |\triangle G_q^k| < 0.60$ 时，路面处于中度服役损伤阶段，表明路面纵向不平度已发生明显演化，其变化幅度接近一个标准等级尺度，路面服役性能开始劣化，应结合抗滑性能、结构响应指标及表观病害调查结果进行综合分析，必要时实施预防性养护；

当 $|\triangle G_q^k| \ge 0.60$ 时，路面处于重度服役损伤阶段，表明路面纵向不平度演化已超过一个完整等级尺度，对应谱能量变化达到 4 倍及以上，路面性能显著退化，应优先安排修复或重铺作业，以避免性能进一步快速衰减。

3.3 基于标准路面谱分级的路面服役状态评价方法验证

为验证本文提出的路面服役状态评价方法在长期监测场景下的可重复性与演化一致性，本文对同一路段开展了一次基准检测和两次服役期复测，检测跨度为四年。基准检测用于获取标准路面纵向不平度功率谱并训练预测模型；服役期复测分别在第二年和第四年进行。由此共获得三个时段的路面功率谱，其中以基准功率谱为参照，分别计算第二年和第四年的相对功率谱变化值。

选用同一辆标准试验车辆，在选定的标准未损伤路面上以恒定车速行驶。按照 1.1 节所述传感器布置方案同步采集轮心位移与垂向加速度响应信号。同时，采用路面扫描装置对试验路段进行整体测量，获取标准路面的纵向不平度原始数据。

在标准路面条件下，通过对采集得到的路面纵向不平度数据进行频域分析，计算其对应的纵向不平度功率谱密度 $G_{q,0}(n)$，并以此作为基准路面谱特征。进一步地，将标准路面纵向不平度数据与同步采集的车辆轮心位移与加速度响应数据共同作为训练样本，构建并训练神经网络模型，以建立路面纵向不平度与车辆动力响应之间的传递关系。

在路面服役阶段，本文以两年为间隔，采用同一标准试验车辆以恒定车速 $25 km \cdot h^{-1}$ 对目标路段进行重复检测，每两年检测一次，共四年，同步采集轮心垂向加速度与位移响应信号。基于各次检测获取的轮心响应数据，利用已训练完成的神经网络模型预测对应时刻的路面纵向不平度，进一步计算第 k 次检测条件下的纵向不平度功率谱密度 $G_q^{(k)}(n)$，并通过公式（20）与公式（22）得到相对谱变化指标 $|\triangle G_q^k|$。

以基准检测结果为参照，第二年和第四年两次服役期复测得到的相对功率谱变化值分别为 0.2887 和 0.3108，呈现随服役年限增加而上升的趋势。具体来说，第二年相对功率谱值为 0.2887，处于本文分级判据对应的轻度服役损伤状态区间，表明该阶段路面谱特征与基准状态差异较小，服役性能总体保持稳定；第四年相对功率谱值上升至 0.3108，相较第二年增加了 7.11%，表明路面状态从轻度损伤进一步演变为更高损伤等级，路面纵向不平度谱能量有所抬升，表明路面逐步劣化。

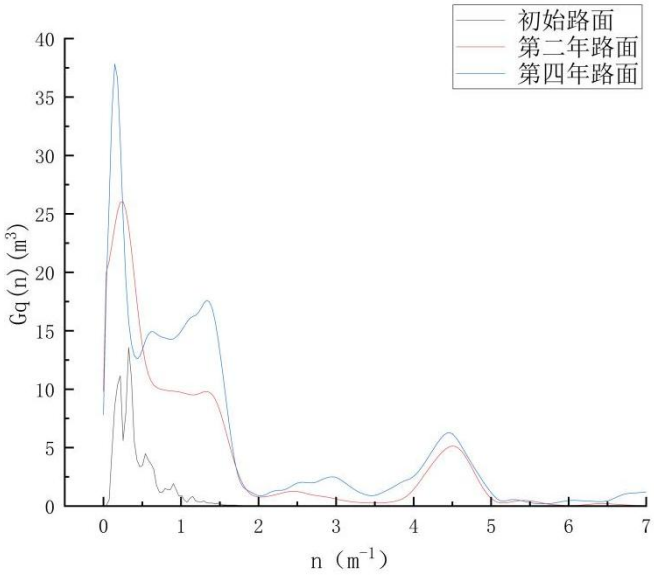


图 10　不同时期路面纵向不平度的空间功率谱密度对比

Fig 10　Comparison of the Spatial Power Spectral Density of Road Roughness at Different Service Periods

三个检测时点的相对谱变化指标随服役年限增加呈上升趋势，评价结果表现出由轻度损伤向中度损伤逐步演化的规律，未出现与服役时间相悖的反向变化，表明本文相对谱变化指标能够有效表征同一路段跨年度服役状态的演化趋势。

3.3.1 噪声敏感性分析

考虑到第二年和第四年的指标均接近 0.3010 分级阈值，为分析谱估计扰动对状态评价结果的影响，以两次检测得到的相对谱变化指标为基准，分别设置 1%、3%、5%和 10%的扰动水平。设谱比受到幅值为α 的乘性扰动，则扰动后的相对谱变化指标为

$$\Delta G'_q = \Delta G_q + \log_{10}(1+\varepsilon) \tag{23}$$

式中，ΔG_q为原始相对谱变化指标，ε 为扰动量，满足

$$-\alpha \le \varepsilon \le \alpha \tag{24}$$

计算不同扰动水平下第二年和第四年的指标变化范围，并依据 0.3010 分级阈值分析状态判定稳定性，结果见表 3。

表 3　不同扰动水平下相对谱变化指标敏感性分析

Table 3 Sensitivity Analysis of the Relative Spectral Change Index under Different Perturbation Levels

噪声水平%	第二年指标范围	第四年指标范围	判断情况
0	0.2887	0.3108	原始状态
1	0.2843～0.2930	0.3064～0.3151	稳定
3	0.2755～0.3015	0.2976～0.3236	临界
5	0.2664～0.3099	0.2885～0.3320	临界
10	0.2429～0.3301	0.2650～0.3522	临界

由表 3 可知，1%扰动下两次检测结果均未跨越 0.3010 分级阈值，评价结果保持稳定；当扰动达到 3%及以上时，指标变化范围开始跨越分级阈值，表明阈值附近的评价结果对较大扰动较为敏感。

4 结论

本文围绕“由车辆轮心多通道动态响应预测路面纵向不平度，并据此表征路面服役演化”这一目标，基于实车道路试验多工况数据建立了从数据集构建、网络建模到服役状态评价的完整技术流程。通过将预测得到的不平度与基准期不平度进行谱域对比，本文进一步构造了可用于描述相对演化程度的指标体系，为后续的路面状态分级与养护决策提供了可计算的量化依据。

(1) 基于实车道路行驶试验数据，构建了以四轮轮心位移与加速度为输入、以四轮路面纵向不平度为输出的时序监督学习数据集，并提出了统一的 Z-score 标准化流程以提升训练稳定性；

(2) 建立了双层堆叠 LSTM 预测模型，实现车辆轮心多通道响应到路面纵向不平度的端到端映射；测试集结果表明模型能够较好重构不平度变化特征，具备较高预测精度；

(3) 结合 GB/T 7031—2005 的谱分级等比特性，提出相对谱能量对数变化指标 $\left|\Delta G_q^k\right|$ 及其分级判据，用于表征路面相对于基准状态的服役演化程度。

本文方法对直接路面轮廓测量和复杂车辆参数建模的依赖较低，适用于同一路段长期连续监测与服役状态跟踪。但本研究主要基于特定试验车辆、典型路面及固定工况开展，模型对不同车型、不同速度及复杂工况的适应性仍需进一步验证；后续可结合更丰富试验样本和长期实测数据，进一步提升方法的泛化能力与工程适用性。

参考文献（References）：

[1] 陈凯,史少阳,程姗姗,等.基于 ReliefF-RBF 的路面不平度识别算法研究[J].汽车工程学报,2024,14(01):49-59.
CHEN Kai, SHI Shaoyang, CHENG Shanshan, et al. Research on Pavement Unevenness Recognition Algorithm Based on ReliefF-RBF[J]. Transactions of the Society of Automotive Engineers, 2024, 14(01): 49-59.

[2] 梁冠群,赵通,王岩,等.基于 LSTM 网络的路面不平度辨识方法[J].汽车工程,2021,43(04):509-517+628.
LIANG Guanqun, ZHAO Tong, WANG Yan, et al. Method for Identifying Pavement Unevenness Based on LSTM Network [J]. Automotive Engineering,2021,43(04):509-517+628.

[3] 沈兴奎.路面不平度实时识别及主动悬架控制研究[D].重庆：重庆交通大学,2025.
SHEN Xingkui. Real-time Identification of Pavement Roughness and Active Suspension Control [D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University,2025.

[4] LIU L,GUO X,YANG X,et al. Combined Identification of Vehicle Parameters and Road Surface Roughness Using Vehicle Responses. Applied Sciences. 2024, 14, 10310.

[5] 李杰,郭文翠,赵旗,等.基于车辆响应的路面不平度识别方法[J].吉林大学学报(工学版),2019,49(06):1810-1817.
LI Jie, GUO Wencui, ZHAO Qi, et al. Method for Pavement Roughness Identification Based on Vehicle Response [J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition),2019,49(06):1810-1817.

[6] 刘浪,张志飞,鲁红伟,等.基于增广卡尔曼滤波并考虑车辆加速度的路面不平度识别[J].汽车工程,2022,44(02):247-255+297.
LIU Lang, ZHANG Zhifei, LU Hongwei, et al. Recognition of Road Surface Unevenness Based on Augmented Kalman Filter and Considering Vehicle Acceleration[J]. Automotive Engineering,2022,44(02):247-255+297.

[7] 陈凯,程姗姗,史少阳,等.基于车辆动力学响应的自适应卡尔曼滤波路面不平度特征估计[C]// 中国汽车工程学会.2022 中国汽车工程学会年会论文集（3）北京：机械工业出版社,2022:108-114.
CHEN Kai, CHENG Shanshan, SHI Shaoyang, et al. Estimation of Adaptive Kalman Filtered Pavement Unevenness Characteristics Based on Vehicle Dynamics Response[C]// China Society of Automotive Engineers. Proceedings of the 2022 Annual Conference of the China Society of Automotive Engineers (3). Beijing: China Machine Press, 2022:108-114.

[8] 张青霞,侯吉林,安新好,等.基于车辆脉冲响应的路面不平度识别方法[J].吉林大学学报(工学版),2023,53(06):1765-1772.
ZHANG Qingxia, HOU Jilin, AN Xinhao, et al. Method for Identifying Road Surface Unevenness Based on Vehicle Impulse Response[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition),2023,53(06):1765-1772.

[9] Rana S, Asaduzzaman. Vibration based pavement roughness monitoring system using vehicle dynamics and smartphone

with estimated vehicle parameters[J]. Results in Engineering, 2021, 12: 100294.

[10] 李海莲,司金忠,贾卫东,等.基于三级养护标准的沥青路面预养护方案多目标加权灰靶决策[J].北京工业大学学报,2024,50(05):591-599.
LI Hailian, SI Jinzhong, JIA Weidong, et al. Multi-objective Weighted Gray Target Decision-Making for Asphalt Pavement Pre-maintenance Scheme Based on Three-level Maintenance Standards[J]. Journal of Beijing University of Technology,2024,50(05):591-599.

[11] Yamany, M.S., Elshaboury, N., Abdelaty, A. et al. Pavement Roughness Prediction on Local Roads: Machine Learning Models and Classification Granularity. Int. J. Pavement Res. Technol. (2025).

[12] Chen, Luchuan, et al. Improved model for pavement performance prediction based on recurrent neural network using LTPP database. International Journal of Transportation Science and Technology (2024).

[13] Kaiyuan LIAO, Xiwei XUAN, Kwan-Liu MA. Deep learning for time series forecasting: a survey of recent advances. Front. Comput. Sci., 2026, 20(11): 2011359.

[14] Zhao, Jingyuan, et al. "A survey of transformer networks for time series forecasting." Computer Science Review 60 (2026): 100883.

[15] Hou C, Wang H, Guan W, et al. Road pavement performance prediction using a time series long short-term memory (LSTM) model[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2025, 26(5): 424-437.

[16] Zhang, Tianjie, et al. "LSTM+ MA: A Time-Series Model for Predicting Pavement IRI." Infrastructures 10.1 (2025): 10.

[17] Krichen, M.; Mihoub, A. Long Short-Term Memory Networks: A Comprehensive Survey. AI 2025, 6, 215. https://doi.org/10.3390/ai6090215.

[18] Cui, Jianfeng, et al. "Research on Road Surface Recognition Algorithm Based on Vehicle Vibration Data." Sensors 25.18 (2025): 5642.

[19] Xu, Juncai, and Xiong Yu. "Pavement roughness grade recognition based on one-dimensional residual convolutional neural network." Sensors 23.4 (2023): 2271.

[20] Wu, Xiaosheng, et al. "Investigating the deterioration of pavement skid resistance using an accelerated pavement test." Materials 16.1 (2023): 422.

智能动力制动系统车型高原降级问题分析研究

李跃，方金容，黄飞，王锋，焦会松

比亚迪汽车工业有限公司，广东省深圳市 518000

摘　要：在整车开发过程中，制动性能以及其安全性十分关键。本文结合某配备智能动力制动系统产品新能源车型，在高原区域出现的制动 P-V 监控降级问题，来阐述在高原高海拔地区、高原非铺装路况制动 P-V 优化试验的方案制定和实施。根据试验结果数据分析从而得出高原制动实际 P-V 模型表现，进而从控制策略端对 P-V 监控模型进行优化，为配备智能动力制动系统产品新能源车型在高原降级改进和优化提供试验数据支持。

关键词：智能动力制动系统；高原降级；P-V；控制策略

Analysis And Research On Vehicle Degradation In Plateau With Intelligent Dynamic Braking System

Yue Li，Jinrong Fang，Fei Huang，Feng Wang，Huisong Jiao

BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen, 518000, China

Abstract: In the process of vehicle development, braking performance and its safety are very important. In this paper, combined with a new energy vehicle equipped with intelligent dynamic braking system, the brake P-V monitoring degradation problem occurred in the plateau area, to elaborate the formulation and implementation of the brake P-V optimization test scheme in the plateau high altitude area and plateau unpaved road conditions. According to the data analysis of the test results, the actual P-V model performance of plateau braking is obtained, and then the P-V monitoring model is optimized from the control strategy end, which provides test data support for the improvement and optimization of new energy vehicles equipped with intelligent dynamic braking system products in plateau degradation.

Keywords: Intelligent dynamic braking system; Plateau demotion;P-V; Control strategy

前言

随着社会不断的进步，人们物质生活水平的不断高，汽车作为传统出行交通工具，在生活中扮演着越来越重要的角色。其从以往的普通出行定位逐渐向自驾游玩、追求诗和远方发展。与此同时用户对汽车性能、安全性要求也越来越高。本文通过对市场上出现的智能动力制动系统车型高原降级问题进行深入分析、试验、数据采集，得出高海拔下制动系统 P-V 情况以及颠簸路路况 P-V 实际表现，进而对制动 P-V 模型进行优化，为行业规避高原降级问题提供分析方向与数据支撑。

1 智能动力制动系统车型组成及工作原理

1.1 智能动力制动系统车型组成

智能动力制动系统车型组成包含：智能动力制动系统总成、制动液壶、制动踏板、前制动器、后制动器、制动软管、制动硬管。如图 1 所示。

其中智能动力制动系统总成包含：踏板模拟器、电控单元 ECU、电机驱动液压单元、备份液压回路[1]。如图 2 所示。

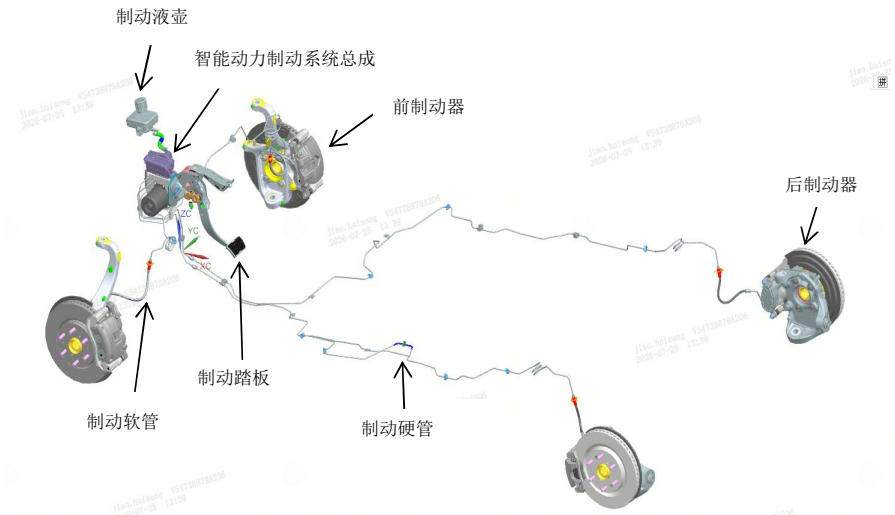


图 1　智能动力制动系统车型布置图

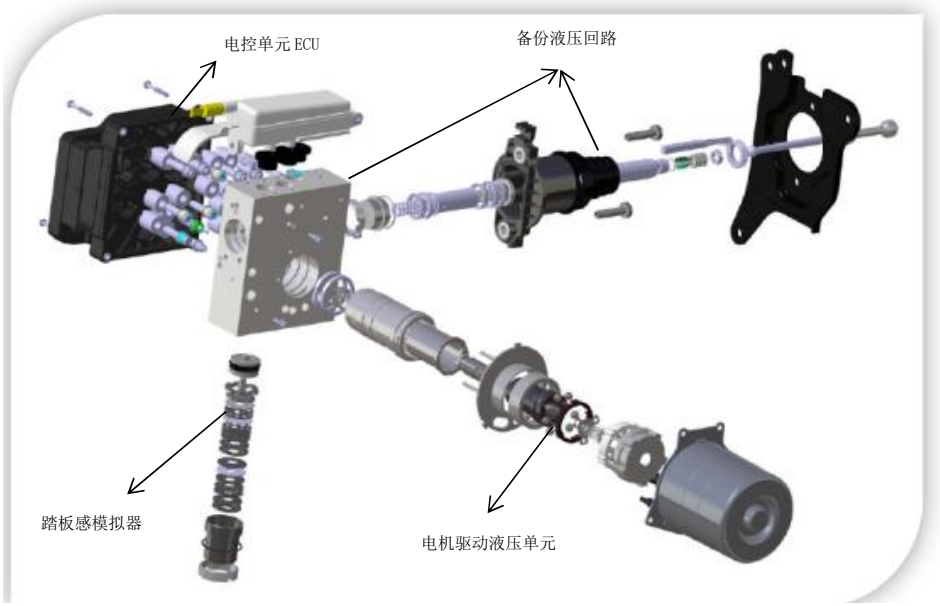


图 2　智能动力制动系统总成爆炸图

1.2 智能动力制动系统车型工作原理

驾驶员踩下制动踏板，制动踏板模拟器将机械位移转化为电信号，传输至 ECU。同时轮速传感器、惯性测量单元等提供车辆状态参数。ECU 基于制动需求模型计算目标减速值，再结合电子稳定程序 ESP 与再生制动协同策略，分配各轮制动力，产生液压制动力、电机制动力。在轻度制动时，优先使用电机再生制动回收能量。紧急制动时，液压制动迅速介入，制动液使制动器产生制动力。在此过程中压力传感器会实时反馈至 ECU，调节 PID 参数，直至压力误差小于标定量[1]。如图 3 所示。

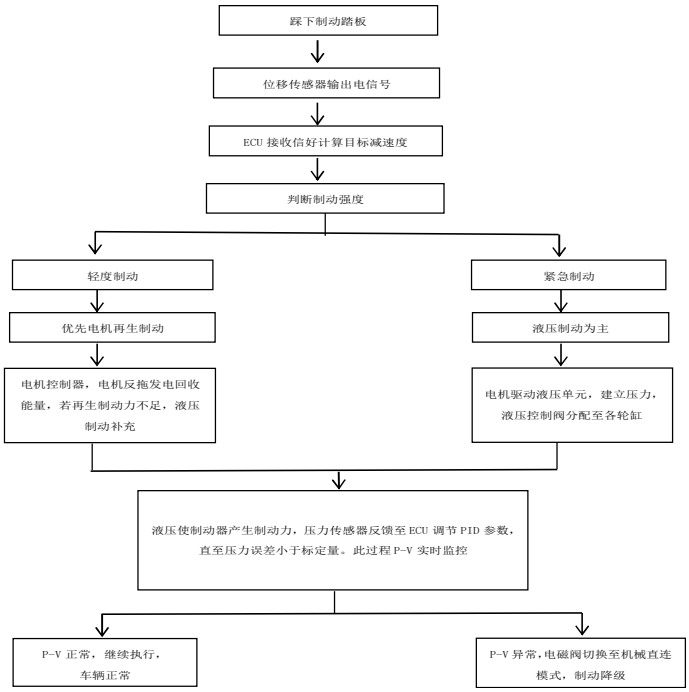


图 3　工作原理图

P-V 监控主要处于此过程中的液压压力调节环节，实时对车辆状态做出判断，确保制动系统正常或制动降级提醒用户进行安全检查。

2 智能动力制动系统 P-V 监控

2.1 智能动力制动系统 P-V 绝对值监控及报警原理

智能动力制动系统中，P-V 监控指“压力-体积监控”，即通过实时监测制动液压力与体积流量的对应关系，评估系统健康状态与制动效能。通过实时采集主缸及各轮缸的制动液压力，由电机转速、活塞位移或流量传感器，计算制动液体积变化。

车辆制动过程中，智能动力制动系统将制动液推出进入四轮轮缸中进行建压制动，推出制动液的液量为 V1，实际参与车辆制动所需的制动液液量为 V2。在理想状态下，液量 V1 应该全部作用于制动，即 V2=V2，但实际情况下，制动系统内会存在一定程度的误差，即 V1＞V2，使推出的制动液无法全部作用于各个轮缸。P-V 监控便是为了确认 V1 与 V2 之间的差异，最后根据标定的理想 P-V 曲线，对比实际 P-V 曲线，以确认制动系统是否存在异常。引起误差异常通常包括：制动管路泄漏、管路堵塞、管路内部气阻、制动器需液量设计公差等。

在整车制动性能标定时，P-V 标定曲线通常为车辆在静止状态下所测得曲线。其会考虑到误差情况，在标定的理想 P-V 曲线会设定一个报警门限，其门限的组成为：T=T1+T2+T3；其中 T1 为制动系统的基础门限，包括卡钳需液量、摩擦片压缩率、管路膨胀量、盘片温度、动态转向等门限，T2 为压力补偿门限；T3 为最低泄露门限。

T1 因素原理：卡钳需液量指制动时推动活塞使摩擦片贴合制动盘所需排入的制动液体积。需液量越大，相同压力下系统消耗的液体体积越多，导致 P-V 曲线斜率刚度降低曲线右移。主要影响因素包括活塞直径、密封圈变形及活塞回位量、盘片间隙等。如单个浮动式卡钳需液量公式为

$$V_{\mathrm{cal}} = 2 \times \pi \times \left(\frac{D}{2} \right)^2 \times \left(X_{\mathrm{gap}} + X_{\mathrm{wear}} \right) \tag{1}$$

式中：V_{cal} 为单卡钳需液量；D 为活塞直径；X_{gap} 为制动盘与制动片静态间隙；X_{wear} 为刹车片允许最大磨损补偿行程；

摩擦片材料在压力下会发生弹性、塑性压缩。压缩率越高，相同压力下摩擦片厚度减小量越大，需额外补液维持贴合，导致 P-V 曲线斜率降低。温度升高热膨胀与材料软化会加剧压缩率变化。

制动管路，橡胶软管或硬管在液压下会径向膨胀，增加系统容积。膨胀量越大，压力建立时需额外液体填充管路，导致 P-V 曲线滞后且斜率降低。橡胶管膨胀量远大于硬管，是影响低压力段 P-V

特性的主要因素。盘片温度会使制动液热膨胀，液体积膨胀后系统压力升高，等效于 P-V 曲线左移。

转向过程中，车轮偏转导致制动管路扭曲、卡钳位置变化，如浮动卡钳轴向偏移，引起制动液回流或额外排液。动态转向会引入 P-V 曲线的瞬态波动或滞后环，尤其在低压力段明显。

T2 因素压力补偿门限，制动系统在 P-V 曲线中设定一个阈值点，当压力或体积变化超过该门限时，补偿机制启动，以维持目标压力或流量稳定。当实际值偏离预设门限,如压力低于下限或高于上限，控制器调整阀开度或泵排量，补偿偏差，确保系统响应线性度和稳定性[2]。

T3 因素最低泄露门限，IPB 电机活塞做定容积推液建压，采集 P-V 变化曲线，对比无泄漏标准 P-V 斜率，判定液压回路泄漏；最低泄露门限值等于 ECU 能可靠识别为真实泄漏、又不会把系统液压弹性形变、制动钳间隙、制动液压缩性误判泄漏的临界泄漏流量、压降阈值。

T=T1+T2+T3 综合构成报警 P-V 曲线。如图 4 所示。绿色为标定的理想 P-V 曲线，红色为报警 P-V 曲线。

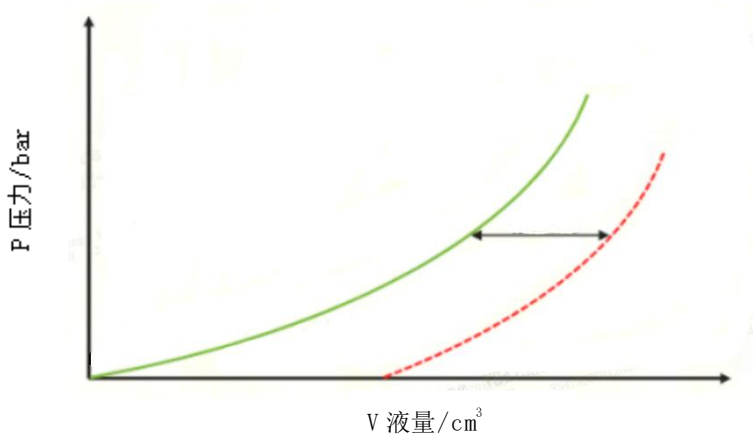


图 4　P-V 报警曲线图

2.2 智能动力制动系统 P-V 监控降级问题分析排查

通过收集市场上同类车型在高原制动管路泄漏、管路堵塞、制动器需液量、制动管路膨胀量均无异常情况下，出现 P-V 监控降级报警的问题。识别出两大影响因素，高原高海拔和非铺装路，其中非铺装路占比 90%，非铺装加铺装路占比 10%。如图 5 所示。

图 5　高原问题车统计图

因素一，高原高海拔、气压、真空度影响，随着海拔的升高，大气压会降低，如标准大气压公式为

$$P(h)=P_0\times\left(1-\frac{L\times h}{T_0}\right)^{\frac{gM}{RL}} \tag{2}$$

式中：P 为海平面标准大气压；h 为海拔高度；L 为对流层温度递减率；T_0 为海平面基准温度；

g 为重力加速度；M 为干空气摩尔质量；R 为通用气体常数。

制动液中空气溶解度会随大气压的降低而减小，当制动管路里局部压力下降到低于空气分离压时，溶解在制动液中的空气就会被析出。如亨利定律公式为[3]

$$P_i = H_X \times X_i \tag{3}$$

式中：P_i 为该气体在液面上方的平衡分压；H_x 为亨利系数，只和温度、气体有关；X_i 为气体溶解在液体里的摩尔分数。

高原气压低，制动液的沸点会随之下降。当制动系统频繁工作时如长下坡、急刹车，制动液温度容易超过其实际沸点，产生气阻现象。同时不同牌号制动液的物理特性不同，主要为干湿沸点带来的影响。干沸点，指全新、未吸收水分的制动液在标准大气压下沸腾的温度。是制动液出厂时的原始沸点，干沸点越高，制动液在高温下抵抗气阻的能力越强，制动系统更安全。湿沸点，指制动液吸收一定量水分，通常为 3.5%质量分数后的沸腾温度。原因为制动液具有吸湿性，长期使用后会吸收空气中的水分，导致沸点显著下降。湿沸点越低，制动液越容易因高温产生气阻，导致制动性能降低。各牌号制动液干、湿沸点性能如表 1 所示。

表 1　制动液干、湿沸点性能表

牌号	干沸点/℃	湿沸点/℃
HZY3/DOT3	≥205	≥140
HZY4/DOT4	≥230	≥155
HZY5/DOT5/DOT5.1	≥260	≥180
HZY6	≥250	≥165

通过模拟将 3.5%含水量制动液注入制动管路和单个卡钳中，将其放置在不同真空度的真空箱模拟高原环境测试，如图 6 所示。得出模拟测试数据，空气含量随着海拔、真空度变化程递增趋势，制动管路和单个卡钳在 5200m 海拔，变化 0.8cm³，如表 2 所示。



图 6　真空箱模拟图

表 2　真空箱试验结果表

对应海拔/m	模拟真空度/kpa	空气含量/cm³
1100	12.6	0.25
3300	34.4	0.6
5200	48.4	0.8

因素二，非铺装路影响。在液压制动系统中，当驾驶员松开制动踏板后，制动主缸活塞在回位弹簧作用下回位，制动液从轮缸流回主缸。制动钳内的活塞依靠活塞密封圈的弹性变形或回位弹簧实现回位，使制动片脱离制动盘，消除制动间隙[4]。制动器卡钳需液量设计会考虑到盘片间隙、活塞密封槽结构和回位量、摩擦片压缩率、活塞面积和数量等因素影响。其中影响最大的盘片间隙是依靠活塞回位量设计保证的,回位量如公式为

$$S_{deg} = \sum\left(u_j + n_i\sigma_j\right) \tag{4}$$

式中：S_{deg} 为设计活塞回位量；j 为第 j 个尺寸链组成环，如密封槽倒角尺寸、密封圈截面、活塞外径、槽深等每一个零件尺寸项；u_j 为第 j 个尺寸环的均值；n_j 为正态分布统计倍数；σ_j 第 j 个尺寸环的标准差。

在非铺装路、高强颠簸路时会出现打破活塞回位量的稳定结构，使得密封槽回位不良，盘片间

隙非稳定波动，进而导致 P-V 动态变化。活塞回位原理如图 7 所示。

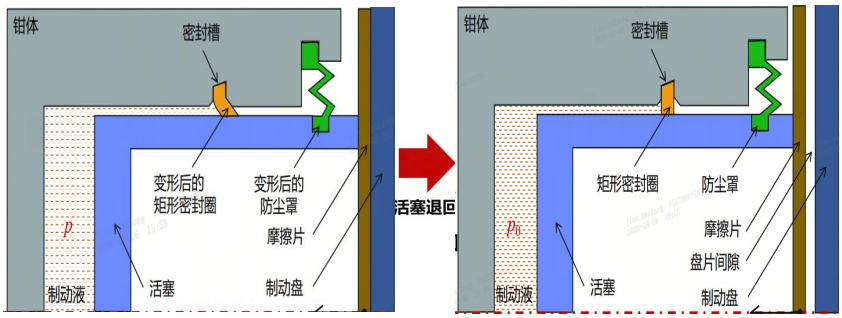


图 7　活塞回位原理图

通过模拟测试、理论分析，高原高海拔和非铺装路对 P-V 确实存在一定影响，需进行进行高原试验策划。

3 高原降级试验方案

3.1 试验场地

智能动力制动系统车型高原降级问题试验场地选取西藏，海拔高度覆盖 1100m-5200m，地形覆盖铺装路及西藏特有的非铺装路。非铺装路包含高强颠簸炮弹坑路和搓板路。

试验地区如表 3 所示，非铺装路如图 8、图 9 所示。

表 3　西藏高原试验表

地点	海拔/m	大气压/bar	真空度/kpa
墨脱	1100	0.887	12.6
波密	3300	0.669	34.4
班戈	5200	0.529	48.4



图 8　炮弹坑路图



图 9　搓板路图

3.2 试验方法

将车辆磨合完成，智能动力制动系统总成软件为最新状态，制动各零部件满足设计要求，整车制动液牌号为 DOT4，液量为 1.3±0.1L，含水量检测为 3.5%。

静态 P-V 试验，第一步热车处理，整车在铺装路提速至 25km/h 至 30km/h，D 档切换至 N 档，滑行一段距离后进行制动，制动主缸液压 15bar 至 20bar，制动时间控制在 3S 至 4S，重复操作进行 10 次制动，里程控制在 1.5km 至 2km。

第二步热车处理，整车在铺装路提速至 20km/h 至 25km/h，D 档维持车速滑行 1.5Km 至 2Km，最后整车 N 档滑停。

第三步 OBD 连接数采设备，整车在铺装路缓慢踩下制动踏板,进行 0-100bar 整车静态 P-V 测试。

按照上述操作步骤，分别测试整车在 0m 海拔铺装路的标定 P-V 数值，以及高原不同海拔、50℃盘温、300℃盘温 P-V 数值。

动态 P-V 试验，通过在西藏非铺装路 60km/h 车速缓慢踩下制动踏板，测试整车在 25bar 压力下动态 P-V 波动量。

记录 P-V 信号，如图 10 所示。

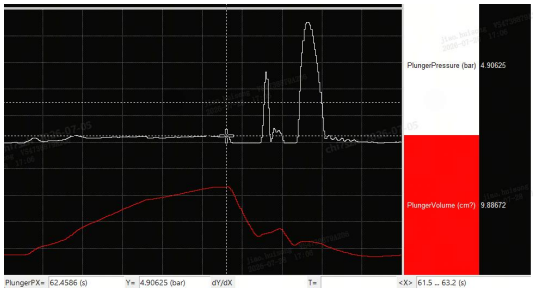


图 10　P-V 信号图

4 高原降级实验结果

4.1 高原不同海拔测试实验结果

通过对西藏 1100m、3300m、5200m 不同高度海拔，50℃、300℃不同盘温静态 P-V 测试，录取出不同数值表现,不同海拔、盘温对 P-V 表现存在一定影响。

测试数据当盘温 50℃时候，随海拔升高 P 平衡分压下降，H 亨利系数不变，X 气体溶解度下降。P-V 曲线表现为随海拔递增、大气压下降而逐渐增加，在 25bar 压力时，5200m 海拔对应 V 液量增加最多，较标定量增加 1.27cm^3。在 100bar 压力时，同样 5200m 海拔对应 V 液量增加最多，较标定量增加 2.1cm^3。如表 4、图 11 所示。

表 4　高原 50℃盘温静态 P-V 表现

P 压力/bar	0	10	25	40	60	80	100
0m 海拔标定 V 液量/cm^3	0	3.7	5.25	6.98	8.8	10.35	12.1
1100m 海拔 V 液量/cm^3	0	4	5.7	7.57	9.7	11.6	13.1
3300m 海拔 V 液量/cm^3	0	4.3	6.4	8.15	10.35	12.2	14
5200m 海拔 V 液量/cm^3	0	4.35	6.52	8.32	10.46	12.35	14.2

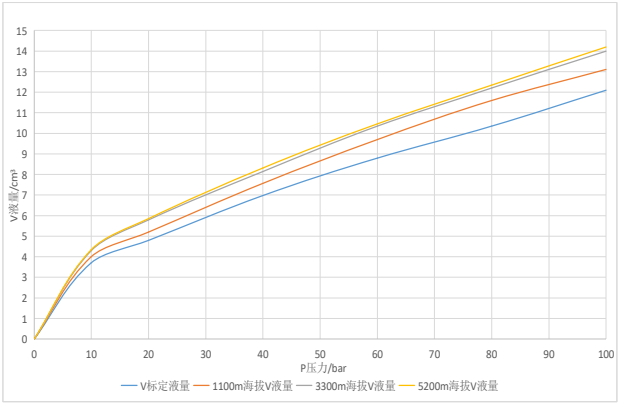


图 11　高原 50℃盘温静态 P-V 曲线图

在长下坡频繁制动、激烈驾驶路况。制动系统卡钳油温升高可达 300℃，制动液沸点会随着海拔的升高而降低，当制动液温度超过其沸点时，便会产生气液两相流现象。

测试数据当盘温 300℃时候，亨利系数较 30℃时 H 亨利系数变大，P 相同平衡分压下，X 气体溶解度下降。P-V 曲线同样随海拔、温度的增加而逐渐增加，在 25bar 压力时，5200m 海拔对应 V 液量增加最多，较标定量增加 1.8cm³。在 100bar 压力时，同样 5200m 海拔对应 V 液量增加最多。较标定量增加 3.05cm³。如表 5、图 12 所示。

表 5　高原 300℃盘温静态 P-V 表现

P 压力/bar	0	10	25	40	60	80	100
0m 海拔标定 V 液量/cm³	0	3.7	5.25	6.98	8.8	10.35	12.1
1100m 海拔 V 液量/cm³	0	4.6	6.66	8.3	10.4	12.25	14
3300m 海拔 V 液量/cm³	0	5	6.96	8.8	10.9	12.85	14.9
5200m 海拔 V 液量/cm³	0	5.12	7.05	8.94	11.05	13	15.15

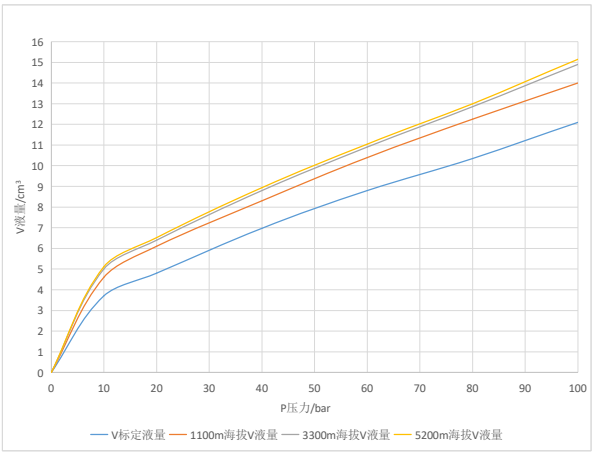


图 12　高原 300℃盘温静态 P-V 曲线图

4.2 高原不同路况测试实验结果

通过对西藏炮弹坑路、搓板路测试，颠簸特点炮弹坑路表现为低频、大振幅、间断式重击，冲击感极强。搓板路表现为持续不间断的高频震动，全车共振。导致活塞回位不良，需液量增加进而 P-V 发生波动变化。

测试 25bar 压力下动态 P-V 较标定 P-V 最大波动量，炮弹坑路为 3.35cm³,搓板路为 3.74cm³。如

图 13 所示。

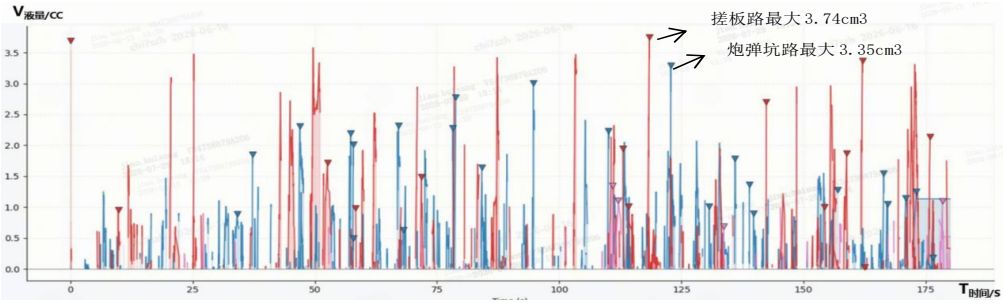


图 13　高原 60km/搓板路动态 P-V 波动图

4.3 高原优化验证结果

通过对报警 P-V 曲线模型 T=T1+T2+T3 进行优化，增加 T4 制动液在不同海拔高度，制动系统中空气析出 P-V 变化情况。增加 T5 高强颠簸、非铺装路况 P-V 波动变化量。反向对市场高原 P-V 降级车辆测试累计里程 5000km，问题未复现，说明优化方案有效。

5 结论

配备智能动力制动系统车型在设定 P-V 标定曲线、监控降级等控制策略，除需考虑常规 T1 卡钳需液量、摩擦片压缩率、管路膨胀量、盘片温度、动态转向等门限；T2 压力补偿门限；T3 最低泄露门限外。还需考虑不同牌号制动液在不同海拔高度，制动系统中空气析出 P-V 变化情况；以及高强颠簸、非铺装路况 P-V 波动变化量。进而优化 P-V 控制策略，解决高原降级问题。

参考文献：

[1]　罗伯特·博世有限公司.博世 IPB（智能动力制动系统）技术白皮书[R].斯图加特: 罗伯特·博世有限公司, 2022.

[2]　王伟. 线控制动系统液压控制策略研究[J]. 汽车工程,2023, 45(3): 256-263.

[3]　傅献彩,沈文霞,姚天扬,等.物理化学[M]. 5 版.北京:高等教育出版社, 2005: 210-215.

[4]　余志生. 汽车理论[M]. 第 6 版.北京: 清华大学出版社, 2018.

硬派越野车振动与隔振性能机理研究

李跃，方金容，廖银生，黄飞，林威承

比亚迪汽车工业有限公司，广东 深圳 518000

摘　要：为了保证优秀的越野性能，越野车一般为非承载式车身设计，相比承载式车身车型，越野车由于多了大车架，再加上越野车的“硬派风格”，衬套、悬架一般都偏硬，为乘坐舒适性设计带来更大的挑战。本文搭建了越野车 4 体 2 维运动机理模型，进行了越野车舒适性影响因素仿真，又建立了整车 ADAMS 仿真模型，通过 KC、舒适性仿真对标，模型精度高达 80%。通过与越野车 2 舒适性主、客观数据对标，明确了某越野车舒适性存在的问题；为了提高舒适性，基于理论模型及 ADAMS 模型进行了仿真分析，提出了碎振及冲击工况优化方案。通过样件制作及实车验证，碎振提升约 50%，前轴冲击感与越野车 2 相当，后轴余振优化约 50%，整体舒适性提升明显。

关键词：越野车；行驶平顺性；ADAMS 仿真；减振器阻尼；车身悬置

Research on Ride Comfort Mechanism of Off-road Vehicle

Yue Li，Jinrong Fang，Yinsheng Liao，Fei Huang，Weicheng Lin

BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen, 518000, China

Abstract： To ensure superior off-road performance, off-road vehicles typically adopt a body-on-frame design. Compared with unibody vehicles, the presence of a separate ladder frame, combined with the "rugged style" of off-road vehicles, results in stiffer bushings and suspension systems, posing significant challenges to ride comfort. This study established a 4-body 2-degree-of-freedom (4-DOF) dynamic model to simulate factors influencing off-road vehicle comfort, and further developed a full-vehicle ADAMS simulation model. Through correlation of Kinematics and Compliance (KC) characteristics and ride comfort simulations, the model achieved an accuracy of up to 80%. By comparing subjective and objective comfort data of a target off-road vehicle (Vehicle 2), existing comfort issues were identified. To enhance ride comfort, simulation analyses were conducted based on both the theoretical and ADAMS models, leading to optimized solutions for vibration induced by rough roads and impact conditions. Prototype components were manufactured and validated on actual vehicles. The results demonstrated approximately a 50% reduction in rough-road vibration, impact sensation on the front axle comparable to that of Vehicle 2, and about a 50%.

Keywords: Off-road vehicle; Ride comfort; ADAMS simulation; Shock absorber damping; Body mount

前言

随着汽车工业的高速发展，汽车也在不断地影响及改变人们的生活方式，而人们对汽车的操控性能、舒适性能、NVH 性能等要求也越来越高。

越野车一般行驶在山地、破损路面等工况较差的路面，以前对越野车的设计主要是越野时通过性能、操纵稳定性能优秀，从而牺牲了行驶平顺性，但是随着我国道路质量整体提升，以及高速公

路的飞快覆盖，越野车不仅要用于越野，越来越多的人们将越野车作为日常代步工具，在城市道路上行驶的时间越来越多，人们也开始更多的关注越野车的行驶平顺性。随着市面上汽车的细分赛道越野车车型越来越多，厂商竞争也越来越激烈，在满足人们越野需求同时，对乘坐舒适性也越来越严苛，为了提升市场竞争力，各大厂商都在越野车乘坐舒适性方面进行了大量的研发投入。

汽车乘坐舒适性一般指行驶平顺性，是汽车性能要求中相当重要的性能，汽车在不同的行驶工况下，会不可避免的出现振动与冲击，平顺性就是要求这些振动冲击对车内人的舒适度干扰被控制在合理范围内。另外，汽车平顺性需要在样车设计完成后通过测试得到，作为汽车量产并进入市场最后一项重要的人机工程认证指标，俨然成为了决定汽车品质与市场受欢迎程度的关键要素。因此，对越野车行驶平顺性研究迫在眉睫。

汽车平顺性的评价方法主要有主观评价和客观评价两类，主观评价一般为专业的调校工程师在不同的路面上行驶，不同的速度、不同的操作方式人的主观感受。客观评价一般为测试车内地板、座椅、方向盘等人能接触到的位置加速度信号，经过数据处理得到相关振动指标，来客观反映平顺性的优劣。国外对平顺性评价方法上的研究开展较早，以及相当成熟，1931 年 Reiher 和 Meister 选择了十位志愿者在振动试验台上进行了振动试验，标志着平顺性评价研究的开始。之后经过几十年的发展，国际标准化组织 ISO 在 1974 年颁布了 ISO2631-1974（E），然后经过多次修订，推出了 ISO2631-1985《人体承受全身振动的评价指南》，在 1997 年公布了 ISO2631-1:1997（E）《人体承受全身振动评价-第 1 部分：一般要求》。国内也在 1985 年参考 ISO2631-1985，制定了 GB T4970-1985《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》。

对于平顺性的研究，国内研究普遍采用多质量系统模型来模拟车辆的振动系统，在这些简化模型中，通过调整悬架刚度、阻尼、质量比等参数，分析它们对平顺性指标的影响。基于建立的模型，国内研究重点在于寻找最优的悬架参数（刚度、阻尼、质量分配），以在特定行驶条件下获得最佳的平顺性。多体动力学仿真软件（如 ADAMS， Carsim 等）国外研究在平顺性机理模型的基础理论上更为系统和深入，例如对随机振动理论、半功率带、操作空间频率等概念有更严谨的处理。模型构建上追求更高程度的精细化和对标实车，甚至进行整车多体动力学与有限元的联合仿真。

1 越野车型舒适性设计

1.1 乘用车舒适性设计流程

车辆在行驶时，不平的地面会激起轮胎振动，轮胎通过悬架传递至大车架，大车架通过车身悬置传递至车身、方向盘、座椅，振动被人体感知。因此，在舒适性设计的过程中，需要重点考虑影响因素最大的因素，其中有悬架刚度、阻尼、轮胎、动力总成悬置、车身悬置、座椅、方向盘模态等。舒适性设计流程如图 1 所示。

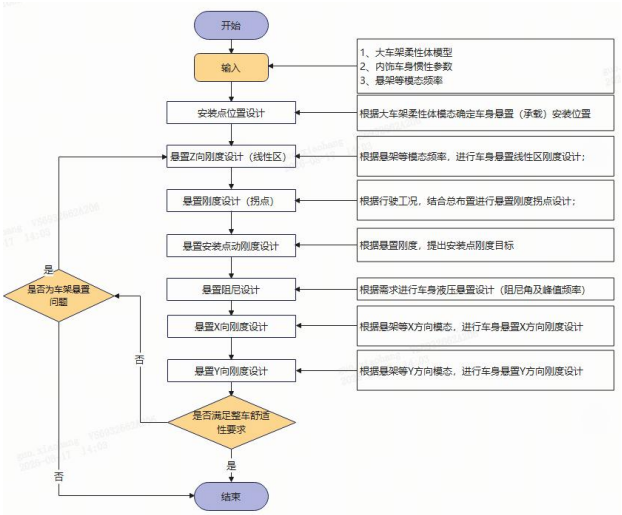


图 1　越野车舒适性设计流程

1.2 越野车舒适性理论建模

为了更好的进行越野车舒适性分析，经简化搭建了半车理论数学模型，此理论模型为 4 体 2 维运动模型，其中，车身与大车架各有 3 个自由度（x，z，phi），前后轮各有 2 自由度（x，z，前后轮不考虑俯仰运动自由度）一共 10 自由度，半车简化模型如图 2 所示。

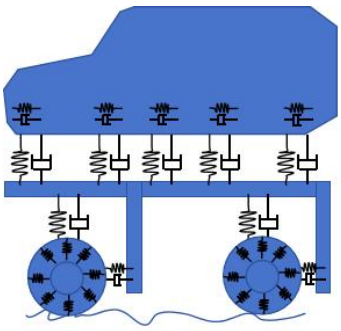


图 2　越野车型 10 自由度理论模型示例

车身上受力一般是大车架通过车身悬置对车身的作用力，以及车身自身受到的重力。对于车身进行受力分析可得：

$$\ddot{x}=\frac{1}{m_{body}}\sum\nolimits_{i=1,2,3,4,5}F_{bush,x,i} \tag{1}$$

$$\ddot{z}=\frac{1}{m_{body}}\sum\nolimits_{i=1,2,3,4,5}F_{bush,x,i}-g \tag{2}$$

$$\ddot{\phi}=\frac{1}{I_{yy,body}}\sum\nolimits_{i=1,2,3,4,5}\overrightarrow{r_{b2b,i}}\overrightarrow{F_{bush,i}} \tag{3}$$

其中：$\overrightarrow{F_{bush,i}}=(F_{bush,x,i}, F_{bush,z,i})$，$\overrightarrow{r_{b2b,i}}$ 为车身质心指向衬套力作用位置的向量，衬套力包含弹簧力与阻尼力。

大车架受到悬架以及车身的作用力，同理对大车架进行受力分析可得：

$$\ddot{x}=\frac{1}{m_{frame}}(\sum\nolimits_{i=1,2,3,4,5}F_{bush,x,i}+\sum\nolimits_{i=1,2}F_{sus,x,i}) \tag{4}$$

$$\ddot{z}=\frac{1}{m_{frame}}(\sum\nolimits_{i=1,2,3,4,5}F_{bush,z,i}+\sum\nolimits_{i=1,2}F_{sus,z,i})-g \tag{5}$$

$$\ddot{\phi}=\frac{1}{I_{yy,frame}}(\sum\nolimits_{i=1,2,3,4,5}\overrightarrow{r_{f2b,i}}\overrightarrow{F_{bush,i}}+\sum\nolimits_{i=1,2}\overrightarrow{r_{f2s,i}}\overrightarrow{F_{sus,i}}) \tag{6}$$

其中：$\overrightarrow{r_{f2b,i}}$ 为大车架质心指向衬套力作用位置，$\overrightarrow{r_{f2s,i}}$ 为大车架质心指向悬架力作用位置（这里近似为轮心位置）的向量，相比车身，大车架受力多两个悬架施加的力 $\overrightarrow{F_{sus,i}}$。

对于车轮（簧下）进行受力分析可得：

$$\ddot{x}=\frac{1}{m_{sus}}(\sum\nolimits_{i=1,2}F_{sus,x,i}+F_{ground,x}) \tag{7}$$

$$\ddot{z}=\frac{1}{m_{sus}}(\sum_{i=1,2}F_{sus,z,i}+F_{ground,z})-g \tag{8}$$

大车架通过车身悬置向车身传递激励力，悬置力分为弹簧力和阻尼力，以衬套 1 举例。

$$\overrightarrow{p_{body,1}}=(x_{body},z_{body})^T+R(\phi_{body})\overrightarrow{r_{b2b,1}} \tag{9}$$

$$\overrightarrow{p_{frame,1}}=(x_{frame},z_{frame})^T+R(\phi_{frame})\overrightarrow{r_{f2b,1}} \tag{10}$$

其中：旋转矩阵 $R(\phi)=\begin{bmatrix}\cos\phi & -\sin\phi\\ \sin\phi & \cos\phi\end{bmatrix}$，衬套 1 连接车身的点 $\overrightarrow{p_{body,1}}$ 和大车架的点 $\overrightarrow{p_{frame,1}}$。

衬套 1 对车身的弹簧力为：

$$\overrightarrow{F_{bush,spr,1}}=-\begin{bmatrix}k_x & 0\\ 0 & k_z\end{bmatrix}(\overrightarrow{p_{body,1}}-\overrightarrow{p_{frame,1}}-\overrightarrow{p_{0,1}}) \tag{11}$$

衬套 1 对车架的弹簧力为：

$$\overrightarrow{F_{bush,spr,1}}=\begin{bmatrix}k_x & 0\\ 0 & k_z\end{bmatrix}(\overrightarrow{p_{body,1}}-\overrightarrow{p_{frame,1}}-\overrightarrow{p_{0,1}}) \tag{12}$$

其中：$\overrightarrow{p_{0,1}}$ 为衬套 1 的初始位移，k_x，k_z 分别为 x 和 z 方向的弹性劲度系数（若弹簧非线性则改为查表）。

同理，车身悬置阻尼力计算：

$$\overrightarrow{v_{body,1}}=(\dot{x}_{body},\dot{z}_{body})^T+\dot{\phi}_{body}R(\phi_{body}+\frac{pi}{2})\overrightarrow{r_{b2b,1}} \tag{13}$$

$$\overrightarrow{v_{frame,1}}=(\dot{x}_{frame},\dot{z}_{frame})^T+\dot{\phi}_{frame}R(\phi_{frame}+\frac{pi}{2})\overrightarrow{r_{f2b,1}} \tag{14}$$

衬套 1 对车身的阻尼力为：

$$\overrightarrow{F_{bush,dam,1}}=-\begin{bmatrix}c_x & 0\\ 0 & c_z\end{bmatrix}(\overrightarrow{v_{body,1}}-\overrightarrow{v_{frame,1}}) \tag{15}$$

衬套 1 对车架的阻尼力为：

$$\overrightarrow{F_{bush,dam,1}}=\begin{bmatrix}c_x & 0\\ 0 & c_z\end{bmatrix}(\overrightarrow{v_{body,1}}-\overrightarrow{v_{frame,1}}) \tag{16}$$

实车状态下，需要考虑悬架摩擦力；悬架相互作用力与衬套相似，考虑悬架摩擦力时需要在阻尼力和弹簧力之外增加一项摩擦力。

$$\overrightarrow{F_{sus,i}}=\overrightarrow{F_{sus,spr,i}}+\overrightarrow{F_{sus,dam,i}}+\overrightarrow{F_{sus,fri,i}} \tag{17}$$

$$\overrightarrow{F_{sus,fri,i}}=-\mathrm{sgn}(\overrightarrow{v_{tire,i}}-\overrightarrow{v_{frame,i}})\begin{bmatrix}F_{f0,x,i} & 0\\ 0 & F_{f0,z,i}\end{bmatrix} \tag{18}$$

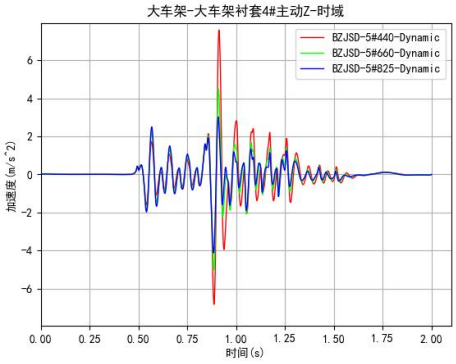
其中，摩擦力 $\overrightarrow{F_{sus,fri,i}}$ 为库伦摩擦力；$F_{f0,x,i}$ 和 $F_{f0,z,i}$ 为摩擦力常量。

1.3 越野车舒适性机理仿真结果

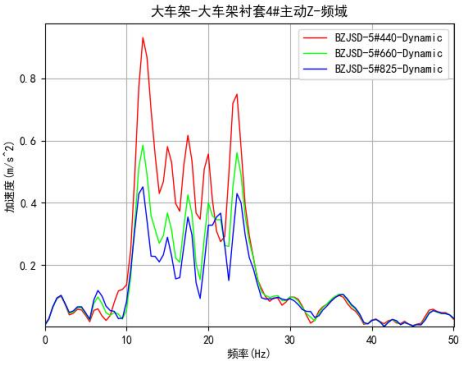
基于上述 10 自由度半车舒适性机理模型，对后轴过减速带的 Z 向余振问题以及随机路面隔振差的问题进行仿真分析。

1.3.1 车身悬置刚度对后轴余振的影响

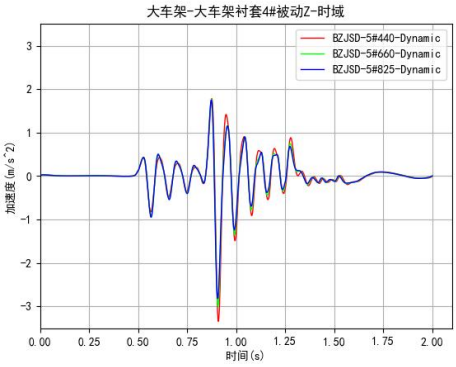
仿真工况设置为标准减速带，调整 5 号悬置刚度依次为基础值、基础值的 1.5 倍和基础值的 2 倍，后轴塔顶（4 号悬置主动端）和导轨（4 号悬置被动端）的振动响应如图 3 所示。



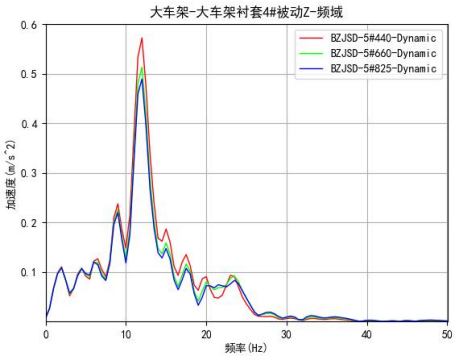
（a）塔顶时域响应



（b）塔顶频域响应



（c）导轨时域响应



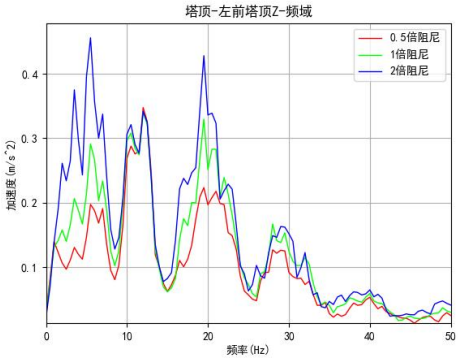
（d）导轨频域响应

图 3　余振问题仿真结果

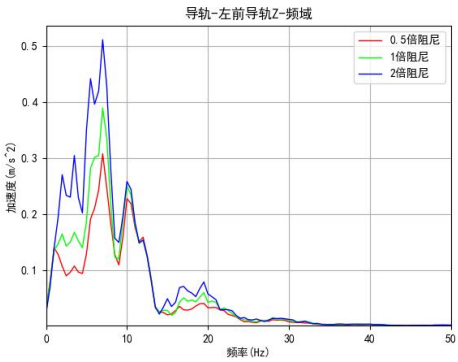
从图中可看出，随着悬置刚度增加，塔顶和导轨的振动幅值减小。根据上述仿真结果进行 OMA 模态提取，得到不同悬置刚度对应的大车架模态频率依次为 12.33Hz、14.83Hz 和 15.49Hz。综合上述结果，随 5 号悬置刚度增加，车架模态频率增加，而轮心激励频率通常为 10~14Hz，悬置刚度的提升实现了车架模态和轮心激励的避频，因此提高 5 号悬置刚度对余振问题有所优化。

1.3.2 悬架阻尼和摩擦对隔振的影响

仿真工况设置为水泥路面，分别调整悬架减振器阻尼和摩擦力，塔顶和导轨的振动响应如图 4、图 5 所示。从图中可以看出，阻尼和摩擦减小，0~30Hz 的振动加速度频谱幅值明显减小，隔振效果优化。

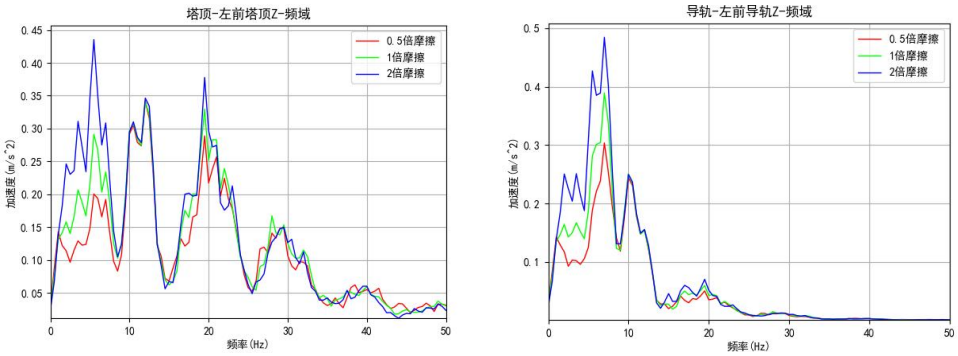


（a）塔顶频域响应



（b）导轨频域响应

图 4　阻尼对隔振的影响



（a）塔顶频域响应　　（b）导轨频域响应

图 5　摩擦力对隔振的影响

2 Adams 仿真与建模

2.1 建模过程

为了快速锁定问题并给出优化方案，通过 Adams/Car 软件搭建整车模型，进行多体动力学仿真分析。

2.1.1 建模基本参数准备

建立动力学模型需要大量的参数，参数的准确性直接影响到仿真结果的准确性。

（1）硬点参数

建立仿真模型时，硬点是最基本的输入要素。Adams 将硬点作为定位基准点，在有硬点的基础上，创建零部件、减震器、弹簧、衬套等元素。硬点坐标通过三维数模测量获得。弹簧、衬套、减振器等弹性与阻尼元件的力学特性，通过供应商提供的图纸中测量获得。

（2）车轮定位参数

车轮定位参数的初始值和公差值与实车规定值保持一致。

（3）质量惯量特性参数

零部件质量惯量特性参数的精确程度对悬架系统的簧载和非簧载质量有直接影响，进而对悬架刚度特性、弹性运动学特性等参数有明显影响。搭载模型零部件质量惯量特性是供应商获取，大部分参数为图纸标注质量或实件称重质量，保证了模型输入参数的准确性。

（4）整车参数

整车的相关输入参数包括前后轴设计质量、轮距、轴距、质心高等。

2.1.2 悬架系统模型建立

在 Adams/car 中建立悬架模型，包括车轮、轮毂、减震器、弹簧、摆臂、转向节及转向系统，用于分析悬架 K&C 特性。硬点、衬套数据来源于实测值。对各个零部件之间施加约束，各部件之间的连接关系与须实车对应。如图 6 所示；

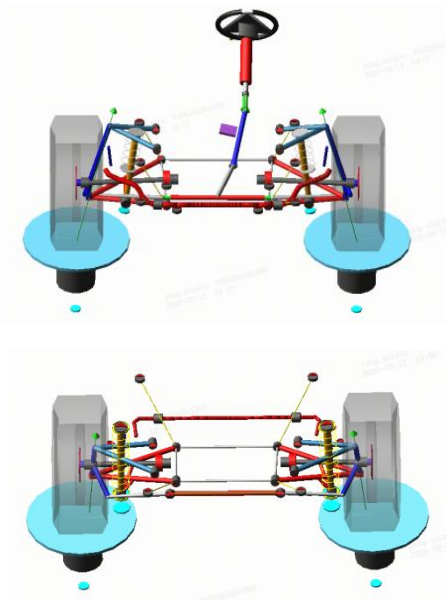


图 6　某越野车前/后悬架仿真模型

2.1.3 大车架柔性体模型建立

上述搭建的整车模型是传统刚性体模型，它忽略部件变形，导致悬架硬点位置固定，无法准确反映真实工况下的力传递路径。为提升舒适性仿真精度，将大车架及副车架关键部件设为柔性体。基于 HyperMesh 2022 及以上版本软件，生成用于多体动力学仿真的 MNF 文件，基本的操作步骤如下：

（1）模型准备与几何清理

导入 CAD 模型，选择车架三维模型。几何清理移除小孔、倒角、圆角等非关键特征，减少网格数量。中面抽取：对于钣金车架，抽取中面，便于壳单元建模。

（2）网格划分

单元类型选择：钣金件：2D 壳单元（CQUAD4 为主，CTRIA3 辅助）。实体结构（如铸件）：3D 四面体或六面体单元。网格尺寸控制在合理的值，

连接区域（如悬架安装点）需细化。质量检查，确保网格质量>0.7。

（3）材料与属性定义

创建材料卡片，输入弹性模量、泊松比及密度。输入值需要与实车对应。分别赋予壳单元及实体单元卡片属性定义，将材料/属性关联至对应组件。

（4） 连接与边界条件设置

根据实车数模，选择焊点/螺栓连接方式，螺栓孔区域建立 RBE2 刚性单元（中心节点连接孔边缘）。在悬架安装点、动力总成悬置点等位置创建节点，用于后续与刚性体连接。

（5）建立柔性体（生成 MNF 文件）并导入多体动力学软件

进行单体模态仿真分析，设定提取模态阶数和频率范围，运行求解模态，与实测模态对比，对关键区域（如焊缝位置）进行局部细化，调整网格密度，误差控制在 5%以内。

生成 MNF 文件，在 ADAMS 导入 MNF，检查模态频率和振型是否正确。建立的大车架柔性体模型模态如图 7 所示。

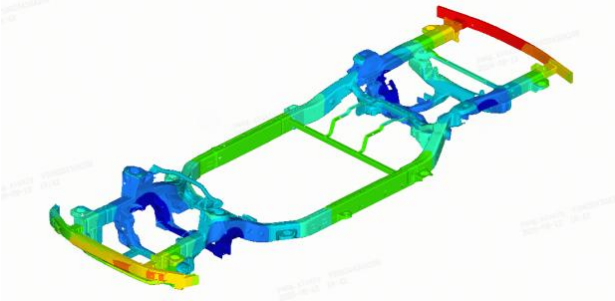


图 7　某越野车大车架柔性体模型

2.1.4 整车级模型建立

基于建立的悬架系统模型，再搭建大车架、动力总成、驱制动等子系统，选择各子系统装配整车模型，系统自动创建通讯器，用于子系统间的信息传递（如悬架与车身之间的作用力）。检查通讯器是否匹配。运行静态装配，检查是否有过约束或自由度冗余错误。车辆的整车级模型搭建完成后，需对整车参数进行设置，调参且完成静载仿真。如图 8 所示；

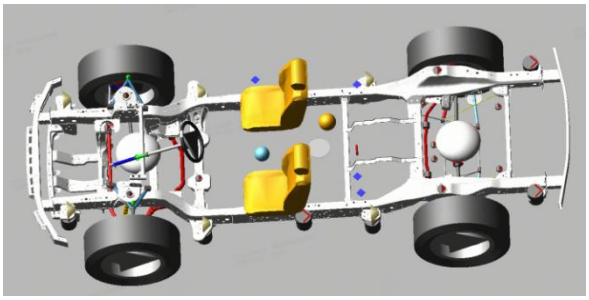


图 8　某越野车整车刚柔耦合模型

2.2 舒适性仿真结果

在搭建的整车模型上进行了减速带工况仿真，经后处理绘制曲线图与实测曲线对比，精度可达到 80%，如图 9 所示。

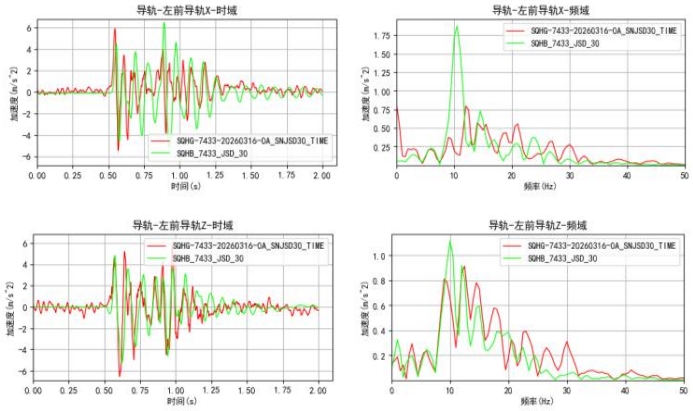


图 9　减速带 30kph 前导轨 X/Z 向对标

3 硬派越野车舒适性现状分析

为了解决精确、快速提升某越野车舒适性问题，进行了舒适性主、观评价，确定了舒适性要优化提升的方向，并根据平顺性测试大纲，进行了客观数据测试、数据分析。

3.1 舒适性主客观评价

工程师实车主观评价了以下工况：水泥路、破损水泥路、光滑沥青路、粗糙沥青路、井盖、标准减速带、大减速带、起伏路等。评价主要问题为：

（1）前后排振动舒适性均差于越野车 2；

（2）一般水泥路、破损水泥路行驶时，前排抖动明显、中高频碎振明显；

（3）前轴 30km/h 通过减速带时，冲击感较差，整车较散；

（4）后轴 30km/h 通过减速带时，前、后排都能感受明显的余振，感受不佳；

为了客观的描述某越野车舒适性现状，按照已有汽车平顺性测试大纲，分别进行了一般及破损水泥路 20-120km/h、粗糙及光滑沥青路 20-120km/h、减速带 10-30km/h、井盖 10-40km/h 等常用工况进行整车平顺性测试。测点位置为：前、后轮心、动力总成、大车架主被动端、方向盘 12 点位置、前后座椅导轨、坐垫、靠背，测点位置如图 10 所示。

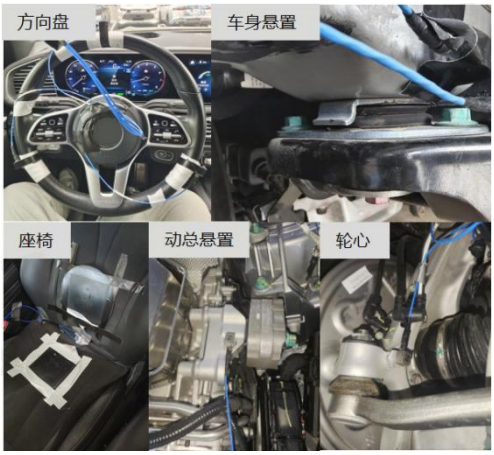


图 10　平顺性加速度部分测点位置

3.2 舒适性现状分析

3.2.1 振动舒适性现状分析

根据 GB T4970-1985《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》进行了数据处理，计算了水泥路、沥青路 60-120km/h 前、后排指标，并与某越野车 2 进行了对比。平顺性综合加权指标 60-120km/h 均差于越野车 2，如图 11 所示；

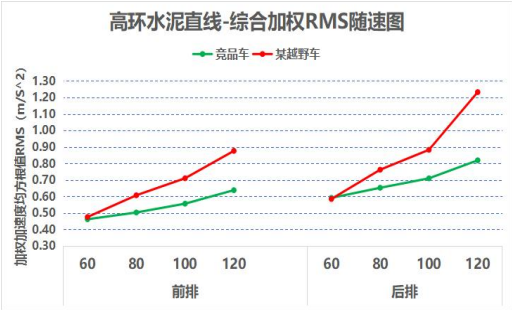


图 11　导轨、坐垫、靠背总加权

3.2.2 冲击舒适性现状分析

越野车在通过减速带时，路面的冲击会通过悬架、车身悬置传递到车身，被人体感知。选取 30km/h 通过减速带时某越野车与越野车 2 的测试数据对比。前轴通过 X 方向的对比如图 12 所示，后轴通过 Z 方向的对比如图 13 所示。其中红色为某越野车，绿色为越野车 2。前轴通过时，X 方向冲击幅值差于越野车 2；后轴通过时，Z 方向余振差于越野车 2。

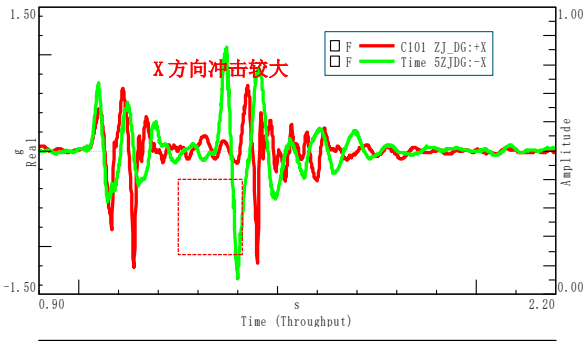


图 12　减速带 30km/h 前导轨 X 方向对比

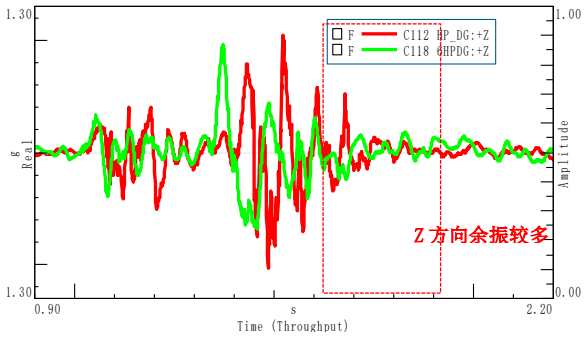


图 13　减速带 30km/h 后轴后导轨 Z 向对比

4 舒适性原因分析及仿真优化

4.1 水泥路抖动碎振问题原因分析及优化

越野车连续路面工况下，平顺性指标差于越野车 2，需要进行测试数据对比查找原因。选取水泥路 100km/h 平顺性测试数据进行数据处理。选取同一段测试路面截取数据进行频谱计算，频率分辨率设置为 0.5Hz。以前排座椅导轨分析为例，100km/h 前排导轨 Z 方向频谱对比数据如图 14 所示；其中，红色为某越野车，绿色为越野车 2。结果表明，前排 Z 方向整个频段差于越野车 2。

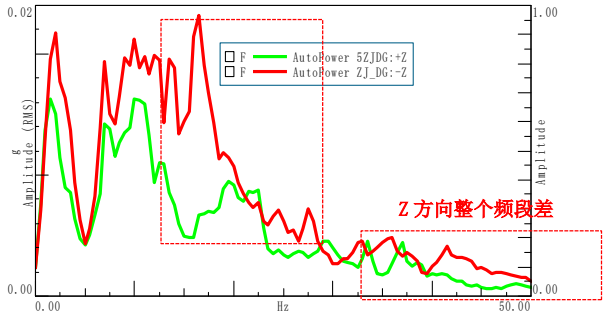


图 14　水泥路 100km/h 前导轨 Z 方向频谱图

连续路面抖动碎振问题表现为 Z 方向整个频段差于越野车 2，从理论模型可看出，路面 Z 方向的激励通过悬架、车身悬置传递至车身。如图 15 所示。在这个传递路径中，影响振动传递率的因素主要是：悬架和车身悬置。

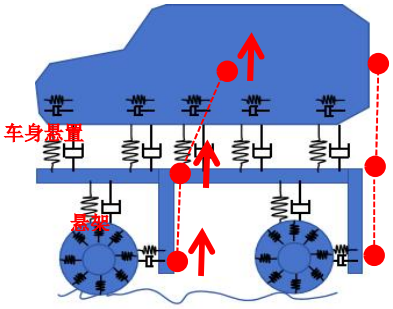


图 15　整车 Z 方向振动传递

通过平顺性测试数据，与越野车 2 进行了悬架、车身悬置 Z 方向振动传递率对比。轮心到塔顶 Z 方向振动传递率如图 16 所示，车身悬置振动传递率如图 17 所示。可以看出，悬架中低频振动传递率差于越野车 2，车身悬置中高频差于越野车 2。

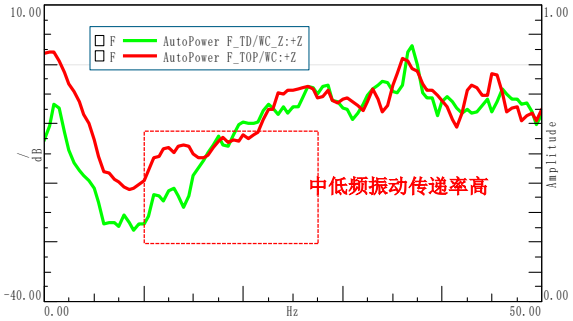


图 16　轮心到塔顶 Z 向振动传递率

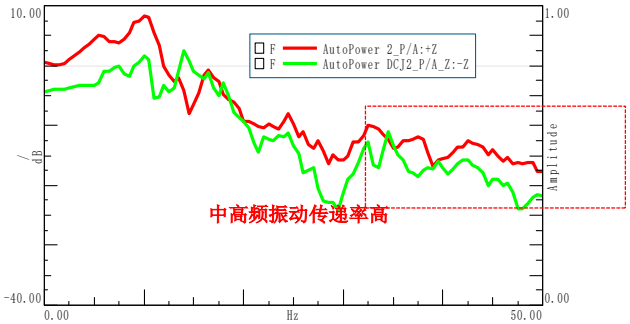


图 17　车身悬置 Z 方向振动传递率

4.1.1 减振器摩擦与阻尼优化

首先，基于理论模型对悬架等效阻尼（阻尼力+摩擦力）对车身振动的影响分析，将实测的轮心 Z 方向加速度信号回灌至理论模型，提取车身加速度信号做频谱分析。回灌加速度信号如图 18 所示，其中红色为实测轮心 Z 方向加速度数据，绿色为理论模型回灌加速度数据，一致性较好。

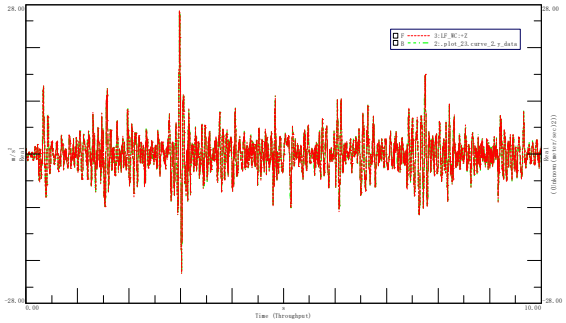


图 18　实测与回灌轮心 Z 方向加速度

在理论仿真模型中，将轮心加速度回灌，提取车身 Z 方向加速度信号进行频谱变换，与车身实测加速度信号接近。将悬架等效阻尼降低 30%，摩擦由 360N 降低至 180N，提取车身 Z 方向加速度信号进行频谱变换并实测车身振动信号对比，如图 19、20 所示。红色为车身 Z 方向实车加速度信号，绿色为原状态，蓝色为阻尼降低 30%，摩擦由 360N 降低至 180N，粉色为越野车 2 实测数据。

结果表明：理论模型轮心 Z 方向数据回灌，得到车身 Z 方向加速度，与实测数据接近。在保证轮心激励不变的情况下，悬架阻尼降低 30%，摩擦由 360N 降低至 180N，车身加速度频谱中低频降低约 35%。

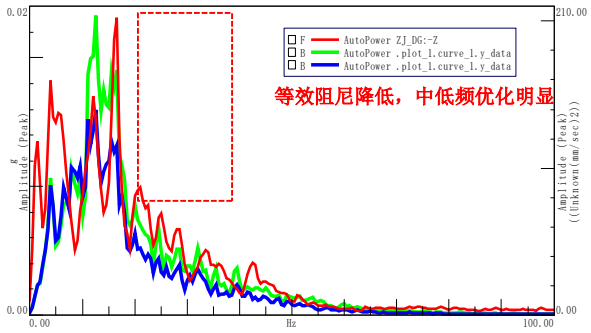


图 19　等效阻尼降低优化效果

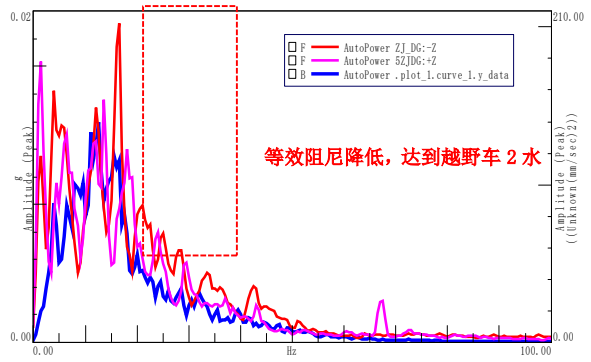


图 20　优化后与越野车 2 对比

4.1.2 越野车车身悬置优化

为了探究车身悬置刚度的影响，也基于轮心加速度回灌数据进行了仿真分析。改变车身悬置的刚度进行影响因素分析，不同刚度方案如表 1 所示，车身振动频谱如图 21 所示；其中红色为原状态，绿色为方案 1，蓝色为方案 2，粉色为方案 3。得出如下结论，当激励一定时，随着车身悬置刚度降低，车身中高频振动也降低。

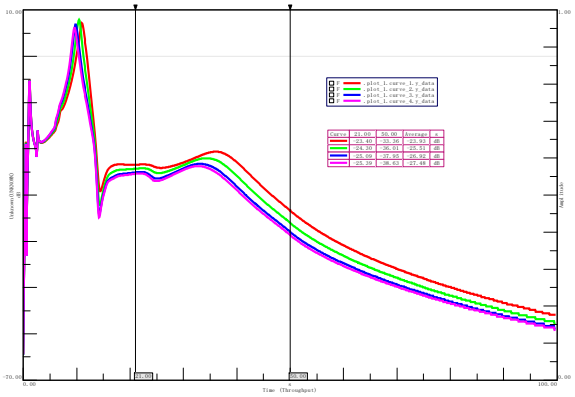


图 21　不同悬置刚度车身加速度频谱

表 1　车身悬置不同刚度方案

刚度 N/mm	2#	3#	4#
原状态	基础值	基础值	基础值
方案 1	基础值	基础值*0.5	基础值
方案 2	基础值*0.7	基础值*0.2	基础值*0.7
方案 3	基础值*0.6	基础值*0.2	基础值*0.6

4.2 前轴过减速带冲击感差原因分析及优化

4.2.1 冲击感差原因分析

前轴过通过减速带时，车身 X 方向冲击较大，从冲击能量的传递路径分析，轮心撞击减速带，轮心受到的冲击通过悬架摆臂，传递至大车架，再经车身悬置传递至车身，如图 22 所示。

统计了某越野车与两台其他越野车前轴悬架 X 方向模态频率对比，结果如表 2 所示。结果显示某越野车前轴模态频率偏高，根源在悬架摆臂刚度过大，需要降低前轴下摆臂衬套刚度。

表 2　模态对比

	悬架 X 方向模态
某越野车	17Hz
车型 1	15.8Hz
车型 2	15Hz

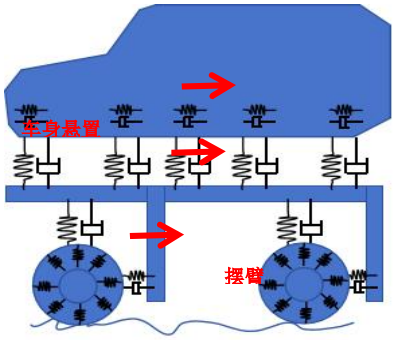


图 22　整车 X 方向冲击传递

4.2.2 冲击感差仿真优化

通过 4.2.1 前轴 X 方向模态对比分析，判断某越野车前悬架下摆臂衬套刚度偏大，因此从降低摆臂刚度方向进行优化。

将轮心 X 方向加速度回灌至理论模型，得出车身 X 方向加速度。将前悬架下摆臂刚度降低 30%，车身 X 方向加速度如图 23 所示。其中红色为原状态，蓝色为优化后。优化了约 40%，优化效果明显。

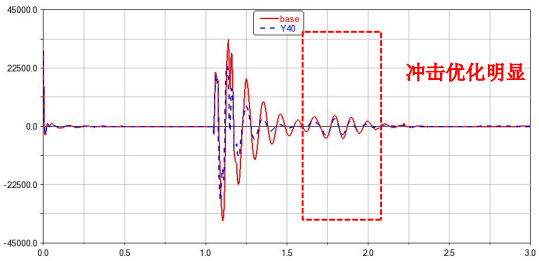


图 23　X 方向加速度对比

4.3 后轴通过减速带余振问题原因分析及优化

4.3.1 余振原因分析

基于整车平顺性测试数据，进行了某越野车型通过减速带测试数据 ODS 分析，后轴通过减速带时，车身余振原因是大车架后端的振动激励导致。ODS 分析结果如图 24 所示，其中红色为大车架，绿色为车身。从动画可以看出，车架端 5 号悬置位移最大，因此，需要提高 5 号车身悬置刚度，增加车架振动衰减。

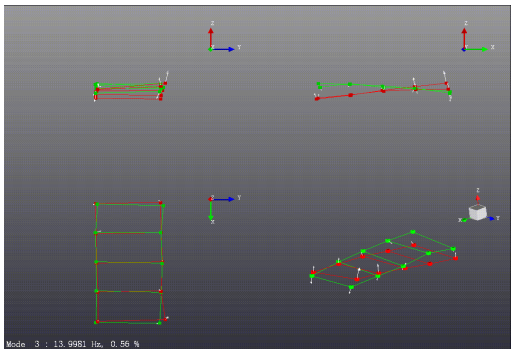


图 24　越野车车架车身 ODS

4.3.2 余振仿真优化分析

通过 4.3.1 平顺性数据 ODS 分析，确定了后轴过减速带余振为大车架后端激励导致，因此优化方向为 5 号车身悬置。

为了更贴近实车通过减速带的工况，按照实车参数、减速带尺寸，基于 ADAMS 搭建了仿真模型；如图 25 所示。进行 30km/h 通过减速带仿真分析。

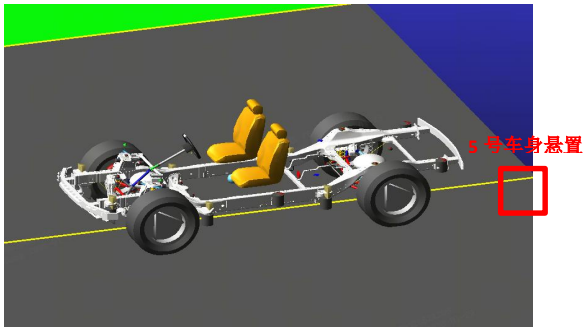


图 25　某越野车 ADAMS 仿真模型

整车减速带 30km/h 通过减速带仿真结果如图 26 所示。其中红色为原状态车身加速度，绿色为车架模态由 12Hz 提升至 15Hz 方案。仿真结果显示：后排座椅导轨 Z 方向余振优化约 50%以上。

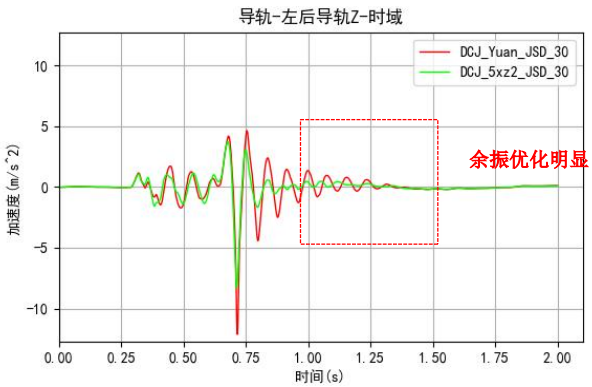


图 26　后排导轨 Z 方向过减速带对比

5 实车方案验证

5.1 连续路面抖动碎振优化

经过理论模型仿真，降低前、后悬架等效阻尼系数、降低 2、3、4 号车身悬置刚度，连续路面工况车身振动优化明显，减振器阻尼低速阻尼力（0.1m/s）降低约 30%。车身悬置降刚度方案如表 3 所示。

表 3　车身悬置优化方案

刚度 N/mm	2#	3#	4#
原状态	基础值	基础值	基础值
优化方案	基础值*0.6	基础值*0.3	基础值*0.6

降低减振器阻尼力及车身悬置刚度，进行整车平顺性测试，以水泥路 100km/h 优化结果为例，前后座椅导轨 Z 方向优化结果如图 27 所示，其中红色为某越野车原状态，绿色为越野车 2，蓝色为某越野车优化后。座椅导轨 Z 方向优化约 50%。主观评价结果为抖动、碎振优化明显，与客观结果一致。

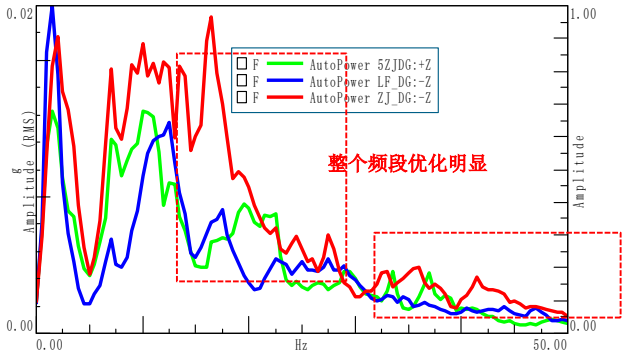


图 27　优化后座椅导轨振动对比

根据 GB T4970-1985《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》进行了数据处理，计算了水泥路 60-120km/h 评价指标，导轨、坐垫、靠背综合加权如图 28 所示，图中红色为某越野车，绿色为越野车 2，蓝色为某越野车优化后。平顺性指标表明：某越野车优化后随机路面舒适性超越越野车 2，主观评价结果为随机路面舒适性优于越野车 2，与客观指标一致。

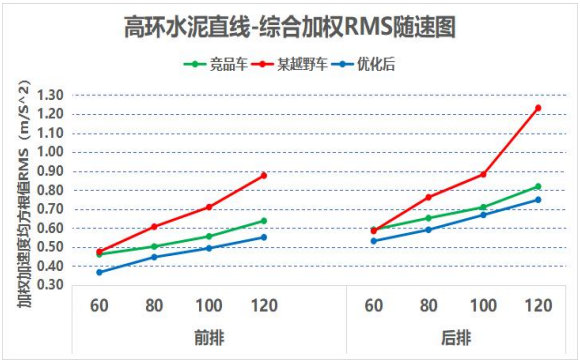


图 28　导轨、坐垫、靠背总加权

5.2 过减速带冲击优化

经过理论模型仿真，降低前轴下摆臂衬套刚度，前轴通过减速带冲击幅值降低明显，增加 5 号车身悬置刚度，后轴通过减速带，余振优化明显。经与悬置工程师沟通，前悬架下摆臂方案、5 号车身悬置方案如表 4 所示；

30km/h 通过减速带前轴 X 方向冲击大，Z 方向余振多优化结果如图 29、30 所示，其中，红色

为某越野车原状态，绿色为越野车 2，蓝色为某越野车优化后。结果表明，前轴通过减速带时，前排座椅导轨 X 方向优化 50%以上，达到越野车 2 水平。后轴通过减速带时，后排导轨 Z 方向余振优化 50%,超越越野车 2 水平。

表 4　车身悬置优化方案

刚度 N/mm	原状态	优化方案
摆臂衬套前点	基础值	基础值*0.8
摆臂衬套后点	基础值	基础值*0.7
5 号车身悬置	基础值	基础值*2

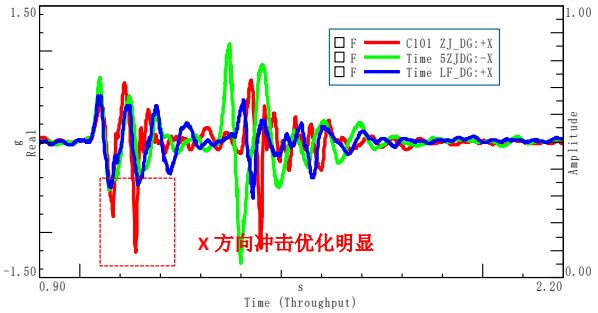


图 29　后排导轨 Z 方向过减速带对比

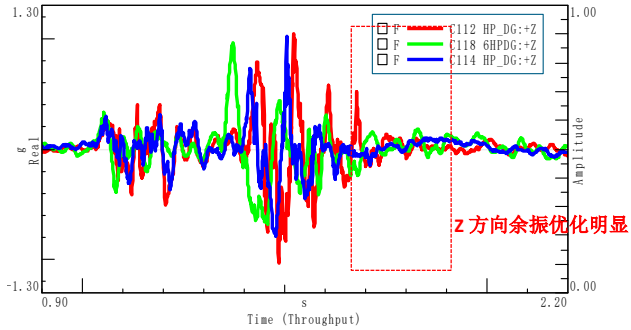


图 30　后排导轨 Z 方向过减速带对比

6 结论

本文介绍了乘用车舒适性设计流程，并扩展了越野车型舒适性设计方法，基于此方法搭建了越野车 4 体 2 维运动理论模型。根据理论模型，进行了越野车舒适性机理仿真，探究了车身悬置刚度、悬架阻尼、摩擦对舒适性的影响。又通过搭建悬架系统、大车架柔性体模型，建立了 ADAMS 整车仿真模型，又通过 KC 对标、舒适性对标，确定了整车仿真模型精度在 80%以上。根据某越野车及越野车 2 平顺性测试数据，计算了平顺性客观指标，结合舒适性主观评价确定了连续路面抖动、碎振问题，前轴过减速带冲击差问题，后轴过减速带冲击余振问题需要优化提升。然后结合理论模型仿真提出了优化方案，并进行了实车验证，优化结论如下：

(1) 越野车连续路面抖动、碎振问题一般与悬架隔振、车身悬置隔振相关，本次通过降低悬架减振器低速（0.1m/s 以内）阻尼 30%，叠加降低车身悬置刚度方案，车身 Z 方向振动优化约 50%，平顺性指标超越越野车 2 水平。主观评价抖动、碎振问题优化明显，主客观结论一致。

(2) 前轴通过减速带时，冲击感较强，原因是前轴纵向柔度偏低，悬架 X 方向吸收冲击能量较少，降低前悬架下摆臂刚度约 30%，X 方向冲击优化效果明显，达到越野车 2 水平。主观评价为前轴通过减速带冲击感优化明显，与越野车 2 相当。

(3) 后轴通过减速带时，冲击余振明显，通过进行 ODS 分析，确定是后轴通过减速带时，大车架 Z 方向振动收敛慢，经过整车模型仿真，增加 5 号车身悬置刚度可解决余振问题。客观数据表明，后轴通过减速带时，冲击余振优化约 50%，超越越野车 2 水平。主观评价结论为，后轴通过减速带

冲击柔和，无余振，冲击舒适性提升明显。

参考文献：

[1] 余志生.汽车理论第 6 版.北京：机械工业出版社，2018

[2] 刘雪莱. 橡胶悬置刚度特性对过减速带平平顺性影响研究，[J].农业装备与车辆工程，2020,58（1）：1~3

[3] Kennedy J,Eberhart R.C.Particle Swarm Optimization. In: Proc. IEEE Int'l. Conf. On Neural Networks, IV. Piscataway, NJ: IEEE Service Center,1995

[4] Iman R L, Latin Hypercube sampling, John Wiley&Sons,Ltd，2008

[5] 潘道远.基于传递路径分析的激励对汽车平顺性的影响；重庆理工大学学报，2016

[6] 吴旭亭.乘用车底盘系统技术开发；机械工业出版社，2020

[7] Smith MC. Synthesis of mechanical networks: the inerter. IEEE Transactions on Automatic Control，2002

[8] Crolla D.A, Vehicle Dynamics-Theory into practice. Proc.Inst. Mech. Engrs,part D，1996

[9] 李超.弹性元件低频动刚度测试方法研究；农业装备与车辆工程，2016

[10] 胡敬豪.电动汽车悬置系统的设计方法与试验研究；华南理工大学，2020

[11] 刘宗建.非承载 SUV 驾驶室振动特性改进研究；华南理工大学，2016

[12] Fateh M M,Alavi SS. Impedance control of an active suspension system.Mechatronics，2009

[13] 刘旭晖.某客车液压互联悬架系统刚度和阻尼特性匹配；湖南大学，2016

[14] 赖颀.典型路面冲击工况整车平顺性分析；吉林大学，2018

[15] 涂俊波.基于 ADAMS 的汽车前悬架优化及整车平顺性研究；辽宁工业大学，2016

[16] 洪刘生.基于平顺性的某轻型越野车悬架系统参数优化设计研究；天津大学，2015

[17] 李未.轿车行驶平顺性的混合传递路径分析方法研究；吉林大学，2012

[18] 秦玉英.汽车行驶平顺性虚拟激励仿真；汽车工程师，2019

某多轴重型汽车悬架参数优化与平顺性提升浅研究

刘康宁，晏磊磊，张靖禹

陕西重型汽车有限公司，陕西 西安 710200

摘　要：整车平顺性直接影响驾驶员疲劳程度、车载设备完好性与整车使用寿命。本文以某多轴重型油气悬架车型满载平顺性试验数据为基础，通过脉冲路面、随机路面两类试验结果分析原车平顺性缺陷；以油气悬架蓄能器预充压力、阻尼孔直径、外联蓄能器容积为优化变量，采用单因素参数匹配优化方法，降低座椅、靠背、底板垂向振动加速度均方根值，整车平顺性显著改善。研究可为多轴重型汽车油气悬架参数匹配、平顺性工程优化提供参考。

关键词：多轴重型汽车；油气悬架；平顺性；匹配优化

中图分类号：

A Brief Study on Suspension Parameter Optimization and Ride Comfort Improvement of a Heavy-Duty Vehicle

Liu Kangning, Yang Leilei, Zhang Jingyu

Shaanxi Heavy Duty Automobile Co.，Ltd，Shaanxi Xi,an 710200

Abstract: Vehicle ride comfort directly affects driver fatigue, the intactness of on-board equipment and the service life of the complete vehicle. Based on the full-load ride comfort test data of a multi-axle heavy-duty vehicle equipped with hydro-pneumatic suspension, this paper analyzes the ride comfort defects of the original vehicle according to test results under pulse road input and random road input. Taking the accumulator pre-charged pressure, damping orifice diameter and external accumulator volume of the hydro-pneumatic suspension as optimization variables, a single-factor parameter matching optimization method is adopted to reduce the root-mean-square values of vertical vibration acceleration at the driver's seat, seat backrest and footplate, which achieves a remarkable improvement in vehicle ride comfort. This research can provide references for parameter matching and engineering optimization of ride comfort for hydro-pneumatic suspensions of multi-axle heavy-duty vehicles.

Key words： hydro-pneumatic suspension; ride comfort; stiffness optimization

1 概述

1.1 研究背景与意义

多轴重型汽车承载吨位大、轴系数量多，野外作业路面不平度远高于普通公路，路面冲击经轮胎、悬架直接传递至驾驶室，长期大幅振动会引发多重问题：驾驶员全身振动疲劳、腰背损伤，违反 GB/T 4970、ISO2631 人体振动健康评价标准；驾驶室仪表、精密车载设备受持续冲击易出现松动、故障；悬架、车架长期承受交变载荷，疲劳开裂风险大幅提升[1][2]。

多轴车型普遍采用油气悬架替代传统钢板弹簧，依靠氮气压缩实现非线性变刚度、液压油节流实现变阻尼，相比机械悬架缓冲减振优势突出[3]。蓄能器预充压力较低导致系统刚度过大、缓冲不

足；阻尼孔直径偏小，高频路面冲击无法快速耗散，脉冲路面振动峰值过高[7]。

国内研究集中于三轴、四轴矿车、起重机油气悬架优化，主要优化蓄能器压力、阻尼孔径、缸杆尺寸，采用遗传算法、粒子群算法完成仿真寻优，输出振动对比曲线验证优化效果[6][8]；针对多轴重载油气悬架整车平顺性实车数据驱动优化、配套试验分析的文献较少，多数仅依靠仿真缺少实测试验支撑。现有研究证明：油气悬架刚度由蓄能器预充氮气压力、气体容积共同决定，阻尼特性由阻尼孔通径、油液粘度、氮气有效作用面积等耦合影响[4][5]。

本文优化选取车型满载平顺性实测试验数据如下：原车 60km/h 随机路面加权加速度 0.99m/s²，脉冲路面驾驶员脚底板 60km/h 振动峰值达 10.55m/s，振动强度远超舒适区间，具备极大优化空间。开展油气悬架刚度、阻尼参数优化，在不降低承载能力、离地间隙前提下降低整车振动水平，对提升车辆人机工程性能、延长装备服役周期具有重要工程价值。

1.2 本文主要研究内容

1）依据实车满载脉冲、随机输入平顺性试验数据，分析原车各测点振动规律与平顺性缺陷；

2）阐述油气悬架刚度、阻尼对整车振动传递的作用机理，确定蓄能器预充压力、阻尼孔直径、外联蓄能器容积三大优化变量；

3）制定单因素匹配优化方案，设定优化后悬架参数；

4）对比优化前后 10km/h～60km/h 车速脉冲、随机路面平顺性指标，计算行驶评价指标；

5）总结优化规律，提出多轴重型汽车平顺性匹配设计建议。

2 多轴重型汽车平顺性试验与缺陷分析

2.1 试验条件

试验对象：满载多轴重型汽车，悬架蓄能器预充压力 6MPa，主阻尼孔直径 8mm，外联蓄能器容积 3L。

试验分为两类工况：脉冲输入平顺性试验与随机输入平顺性试验试验。

评价标准依据 GB/T 4970-2009《汽车平顺性试验方法》、ISO2631-1 人体全身振动评价标准，加权加速度均方根值越小，平顺性越好；脉冲振动峰值越低，瞬时冲击越小。

2.2 平顺性试验数据

2.2.1 脉冲输入试验结果

表 1　满载脉冲输入各测点振动峰值（单位：m/s²）

车速 (km/h)	10	20	30	40	50	60
驾驶员座椅上方	2.2	2.41	3.04	2.45	2.23	1.91
驾驶员座椅靠背	2.29	2.69	3.47	2.87	3.08	3.46
驾驶员脚底板	3.94	4.27	5.96	7.22	8.46	10.55

规律分析：

1）座椅上方振动峰值在 30km/h 达到最大值 3.04m/s，低速、高速略有回落，但车速区间均处于较高水平；

2）座椅靠背振动随车速提升整体上升，60km/h 峰值 3.46m/s，背部持续振动易造成驾驶员疲劳；脚底板振动呈现显著线性增长趋势，车速每提升 10km/h 振动大幅升高，60km/h 冲击峰值达 10.55m/s，属于强冲击振动，极易造成腿部麻木、疲劳，是整车平顺性最薄弱测点。

2.2.2 随机输入试验结果

表 2　原车满载随机路面加权加速度均方根值（单位：m/s²）

车速 (km/h)	30	40	50	60
驾驶员座椅上方	1.11	0.87	0.91	0.99
驾驶员座椅靠背	0.98	0.77	0.80	0.87
驾驶员脚底板	1.2	0.95	0.98	1.05

随机路面评价：30km/h 低速颠簸路段振动最大 1.2m/s²，60km/h 匀速行驶 0.99m/s²，根据 ISO2631 标准，加权加速度＞0.8m/s² 时驾驶员长时间驾驶存在明显不舒适感，原车整体平顺性未达到优良区间，优化空间充足。

2.3 平顺性缺陷机理分析

结合油气悬架动力学特性，原车振动过大根源集中在刚度、阻尼参数匹配失衡两点：

1）油气悬架静态刚度过高：原厂蓄能器预充压力 6MPa，氮气初始压缩量小，满载下悬架刚度偏大，路面冲击无法被氮气充分缓冲，振动直接传递驾驶室；低速脉冲路面凸块冲击下，硬刚度悬架几乎无缓冲行程，瞬时振动峰值急剧放大，脚底板振动恶化最明显。

2）阻尼节流不足、高频振动衰减慢：原阻尼孔直径 8mm，油液流经节流通道阻力大，脉冲冲击瞬间油液无法快速流通，悬架阻尼力偏大、振动衰减周期变长，冲击能量滞留在车架与驾驶室；

3 悬架刚度优化理论分析及参数方案

3.1 悬架刚度特性

此处只分析三个优化变量对悬架刚度特性的影响，选用一桥油气弹簧作为分析对象。

油气弹簧工作油缸直径 d=80mm；以下计算均为满载工况下：

一桥油气弹簧工作压力：

$$P_1 = 4\frac{F_1}{\pi d^2} = 8.5MPa \tag{1}$$

一桥油气弹簧刚度-体积关系式为：

$$\mathrm{k_1} = \mathrm{F_1}\frac{\mathrm{V_1^n}\cdot\pi\cdot\left(\frac{\mathrm{d}}{2}\right)^2}{(\mathrm{V_1}-\pi\cdot(\frac{\mathrm{d}}{2})^2\cdot\mathrm{L})^{2\mathrm{n}}} = 183\mathrm{N/mm} \tag{2}$$

式中：

k_1—油气弹簧动态刚度（N/mm），F_1—油气弹簧在静平衡位置的工作压力（N）,V_1—油气弹簧在静平衡位置的气体体积（L），L—油气弹簧动态工作行程（mm）

选取蓄能器容积为 3L，外联蓄能器预充气压力：

$$P_2 = \frac{P_1V_1}{V_0} = 6MPa \tag{3}$$

刚度特性：由式（3）所示，在一定范围内，预充压力越高，油气弹簧在满载静平衡位置的气体体积越大，悬架刚度越小，缓冲性能越强；但预充压力不可过高，否则满载悬架行程超标、车架离地间隙不足，影响越野通过性。刚度直接决定路面低频冲击的缓冲能力，是脉冲路面平顺性核心影响参数。

3.2 阻尼作用机理

1）阻尼特性：液压油穿过阻尼孔产生节流阻尼力，阻尼孔直径增大，相同振动速度下阻尼力减小，冲击能量快速释放；孔径过小则阻尼硬、振动衰减慢，脉冲峰值高；孔径过大则阻尼不足，车身出现持续俯仰晃动，操纵稳定性下降。

2）适当增加外联蓄能器容积，使刚度-行程曲线变得更平缓，变刚度特性更柔和，改善平顺性。

根据刚度公式：$K = P*A^2/V_{总}$

$V_{总}$—外联蓄能器容积，A—活塞有效面积，P—气体工作压力

增加外联蓄能器容积，刚度减小。

综上，优化核心思路：适度上调蓄能器预充压力减小悬架等效刚度、增大阻尼孔直径优化阻尼特性、增加外联蓄能器容积，实现刚度-阻尼协同匹配，抑制脉冲冲击峰值、降低随机路面加权加速度。

3.3 优化变量选取与参数设定

选取三大可调结构参数作为优化变量，采用单因素协同匹配，在承载、通过性、稳定性约束内调整参数，优化前后参数对比如表 3：

表 3　油气悬架优化前后核心参数对比

优化变量	原车参数	优化后参数	优化逻辑说明
蓄能器预充氮气压力	6MPa	6.9MPa	适度上调预充压力，减小等效刚度，提升脉冲缓冲行程；经校核满载悬架行程 180mm，满足离地间隙要求
主阻尼孔直径	8mm	12mm	增大阻尼通径，降低冲击瞬时阻尼力，快速耗散脉冲冲击能量，抑制振动峰值；避免孔径过大引发车身晃动
外联蓄能器容积	3L	3.5L	根据刚度公式，增加外联蓄能器容积，减小刚度

其余结构参数（缸筒内径、活塞杆直径、油液牌号）保持不变，仅调整上述三项参数，改造成本低、工程易实现，无需改动车架、悬架安装结构。

4 参数优化后平顺性试验结果与计算分析

保持试验路面、载荷、车速梯度、传感器测点完全与整车试验一致，更换优化参数油气悬架后重新开展满载脉冲、随机平顺性试验，采集全部数据并与原车对比。

4.1 优化后脉冲输入试验结果

表 4　优化后脉冲输入各测点振动峰值（单位：m/s²）

车速 (km/h)	10	20	30	40	50	60
驾驶员座椅上方	1.12	1.32	2.02	1.81	1.63	1.24
驾驶员座椅靠背	1.91	2.13	2.68	2.34	2.41	2.5
驾驶员脚底板	2.76	3.53	4.14	5.28	6.05	8.72

4.2 脉冲输入行驶评价指标计算

GB/T4970-2009 规定，脉冲输入行驶试验，记录各测点加速度时间历程，取峰值加速度作为评价指标。脉冲输入行驶试验用最大（绝对值）加速度相应 Z_{max} 作为基本评价指标。计算公式：

$$Z_{max} = \frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n} Z_{maxj} \quad (4)$$

式中：

n—有效试验次数（n≥5）；

Z_{maxj}—第 j 次试验的最大（绝对值）加速度响应。

4.3 优化前后脉冲峰值对比

5　优化前后脉冲峰值对比（单位：m/s²）

测点	原车峰值范围	优化后峰值范围	最大降幅（60km/h）
座椅上方	2.20～3.04	1.12～2.02	35.1%

座椅靠背	2.29～3.47	1.91～2.68	27.7%
脚底板	3.94～10.55	2.76～8.72	17.3%

脉冲峰值评价结论：以最大（绝对值）加速度响应 Z_{maxj} 为评价指标，优化后全部测点、全部车速脉冲峰值均低于原车，60km/h 脚底板极端冲击由 10.55m/s²降至 8.72m/s²，脉冲平顺性显著改善。

4.4 优化后随机输入试验结果

表 6　优化后随机输入试验结果（单位：m/s²）

车速 (km/h)	30	40	50	60
座椅座垫上方	0.84	0.68	0.70	0.86
座椅靠背	0.72	0.58	0.60	0.74
脚底板	0.86	0.70	0.72	0.88

4.5 随机输入行驶评价指标计算

加权加速度均方根值计算公式

$$a_{\omega} = \sqrt{\sum_i （W_i \cdot a_i）^2} \qquad （5）$$

式中：

a_i—第 i 个 1/3 倍频程中心频率处的加速度均方根值（m/s²）

W_i—对应频率的加权系数（ISO 2631-1 表 1）

对于整车总加权加速度均方根值，需同时考虑座椅面（x/y/z）、靠背（x/y/z）、脚底板（z）三处测点的垂向加权加速度，并按标准合成：

$$a_{\omega 总} = \sqrt{a_{\omega 座}^2 + a_{\omega 背}^2 + a_{\omega 脚}^2} \qquad （6）$$

4.6 均方根值与人的主观感觉对比

表 7　与人的主观感觉对比

总加权加速度均方根值a_{φ}(m/s²)	人的主观感觉
< 0.315	没有不舒服
0.315 ～ 0.63	有些不舒服
0.5 ～ 1.0	比较不舒服
0.8 ～ 1.6	不舒服
1.25 ～ 2.5	很不舒服
> 2.0	极不舒服

4.7 随机输入优化前后对比结果

表 8　随机输入优化前后对比结果

车速	原车$a_{\omega 总}$	优化后$a_{\omega 总}$	降幅	原车主观感觉	优化后主观感觉
30km/h	1.86	0.96	48.4%	很不舒服	比较不舒服
40km/h	1.47	0.78	46.9%	很不舒服	比较不舒服
50km/h	1.53	0.80	47.7%	很不舒服	比较不舒服/不舒服
60km/h	1.65	0.99	40.0%	很不舒服	比较不舒服/不舒服

随机输入评价结论：优化后各车速均方根值均有降幅，其中 30km/h 由降幅 48.4%；优化后全部车速使人的主观感受由“很不舒服”提升至“比较不舒服”，改善 2 级。

4.8 优化方案约束指标校核

为避免平顺性优化使整车性能下降，校核两项关键指标：

1）满载悬架最大行程：优化预充压力 5.2MPa 后满载最大行程 180mm，允许最大行程 200mm，保留充足缓冲行程，保证车辆通过性；

2）整车侧倾稳定性：60km/h 稳态转向侧倾倾角 3.2°，标准限值≤4°，刚度下调后侧倾刚度小幅降低但仍满足越野行驶稳定要求，无侧翻风险。

5 结论

本文以某多轴重型汽车满载平顺性试验数据为基础，分析油气悬架刚度偏高、阻尼匹配失衡导致脉冲冲击峰值过大、随机路面舒适性不足的缺陷；通过上调蓄能器预充压力、增大阻尼孔直径、增加外联蓄能器容积协同优化油气悬架参数，开展对比试验得到如下结论：

1）脉冲输入工况下，驾驶员座椅上方、靠背、脚底板振动峰值平均降幅分别达 35.1%、27.7%、17.3%，60km/h 脚底板极端冲击由 10.55m/s²降至 8.72m/s²，脉冲平顺性显著改善。

2）C 级随机越野路面 30～60km/h 优化后各车速均方根值均有降幅，其中 30km/h 由降幅 48.4%；优化后全部车速使人的主观感受由“很不舒服”提升至“比较不舒服”，改善 2 级。

参考文献：

[1] GB/T 4970-2009, 汽车平顺性试验方法 [S]. 北京：中国标准出版社，2009.

[2] ISO 2631-1:1997, 人体承受全身振动评价 — 第 1 部分：一般要求 [S].

[3] 赵昌方，孙船斌，乐贵高等。八轴连通式油气悬架车辆行驶性能和通过性能研究 [J]. 振动与冲击，2021.

[4] 刘秀梅。车辆油气悬架技术研究综述 [J]. 西南交通大学学报，2023.

[5] 索雪峰，焦生杰，张泽宇等。活塞导向长度对油气悬架减振性能的影响 [J]. 中国机械工程，2022.

[6] 韩寿松，刘相波，晁智强等。基于粒子群算法的半主动油气悬架阻尼参数优化 [J]. 兵器装备工程学报，2020.

[7] 乐文超，时岩，彭安琪等。基于主动油气悬架的某重型车平顺性研究 [J]. 振动与冲击，2016.

[8] 刘启航。基于 AMESim 的矿用自卸车悬架系统平顺性分析 [J]. 西南交通大学学报，2023.

基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统设计与试验验证

刘灵坤，谭坤，邹波，曹文浩，丁家飞，杨国建，段昱，罗钰之

重庆铁马工业集团有限公司，重庆 400030

摘　要：针对阿克曼式地面无人车辆在自主导航过程中存在定位源可靠性不足、规划路径难以满足非完整运动约束以及局部避障与底盘执行协同困难等问题，本文设计了一种基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统。在建图与定位层，采用 LIO-SAM 实现激光雷达与 IMU 融合建图，生成三维点云地图，并结合 GNSS 全局初始化与 NDT 点云地图匹配实现车辆在先验地图中的连续定位；在规划与控制层，采用 Hybrid A*生成包含位置、航向和曲率信息的全局参考路径，利用 NeuPAN 局部规划器根据实时点云完成局部轨迹调整与障碍物规避，并通过速度闭环控制和转向控制驱动底盘执行。试验结果表明，点云地图中障碍物间距测量最大误差为 0.230m，平均误差为 0.140m；5 个随机定位测试点的平均定位误差为 0.0309m，最大误差为 0.0402m。上述系统能够完成建图、定位、全局规划、局部避障和车辆控制的闭环运行，可满足低速阿克曼无人车辆在典型场景下的自主导航需求。

关键词：多源定位；LIO-SAM；Hybrid A*；NeuPAN；自主导航

Design and Experimental Verification of an Ackermann Unmanned Vehicle Autonomous Navigation System Based on Multi-source Localization and Hierarchical Planning

LIU Lingkun, TAN Kun, ZOU Bo, CAO Wenhao, DING Jiafei,

YANG Guojian, DUAN Yu, LUO Yuzhi

Chongqing Tiema Industries Group Co., Ltd., Chongqing 400030, China

Abstract: This paper presents an autonomous navigation system for Ackermann unmanned ground vehicles, designed to address the challenges of positioning uncertainty, nonholonomic motion constraints, and the coordination between local obstacle avoidance and chassis control. The system integrates a 3D LiDAR, GNSS/INS, and IMU on a drive-by-wire chassis, and adopts a layered architecture comprising mapping, localization, global planning, local planning, and control execution. LIO-SAM fuses LiDAR and inertial data for map construction, while GNSS-aided initialization combined with NDT-based scan matching enables reliable localization within the prior point cloud map. Hybrid A* generates a globally feasible path that respects kinematic constraints, and NeuPAN performs real-time trajectory correction and collision avoidance using sequential point cloud inputs. Velocity and steering commands are transmitted to the chassis via a CAN interface. Experimental results demonstrate that the point cloud map achieves an average obstacle spacing error of 0.140m with a maximum of 0.230m, and localization errors at five test points average 0.0309m with a peak of 0.0402m. Path tracking and obstacle avoidance experiments validate the closed-loop autonomy, confirming that the system

operates stably and effectively in typical low-speed Ackermann vehicle scenarios.
Keywords: multi-source localization; LIO-SAM; Hybrid A*; NeuPAN; autonomous navigation

0 引言

地面无人平台作为无人系统的重要组成部分，在巡检保障、应急救援、危险环境作业、特种运输和装备自主机动等场景中具有广泛应用需求。随着三维激光雷达、惯性测量单元、组合导航、嵌入式计算平台和机器人操作系统的发展，地面无人平台正由遥控作业向自主感知、自主定位、自主规划和闭环控制方向演进[1-4]。对于轮式无人车辆而言，自主导航系统不仅需要感知环境结构并确定自身位置，还需要在满足车辆运动学约束和安全约束的条件下生成可执行路径，并通过底盘控制系统实现稳定运行。国内外智能车辆运动规划研究也表明，运动规划、路径规划和控制执行是智能车辆自主运行中的关键环节[2-5]。因此，构建感知、定位、规划与控制协同工作的工程化自主导航系统，是地面无人平台实用化过程中的关键问题。

定位与建图是无人车辆自主导航的基础。传统GNSS能够提供全局位置信息，但在建筑物遮挡、林区、隧道、坡道和复杂电磁环境中容易受到多路径效应、信号遮挡和外部干扰影响，难以单独保证连续可靠的位姿输出。IMU和轮式里程计具有较好的短时连续性，但长时间运行会产生累计漂移。三维激光雷达能够获取环境几何结构信息，通过点云配准和先验地图匹配实现车辆定位。国内关于3D激光雷达SLAM和惯性/视觉/激光雷达融合SLAM的综述研究指出，多源传感器融合是提升SLAM系统精度和鲁棒性的重要方向[6,7]；LOAM[8]、LeGO-LOAM[9]、LIO-SAM[10]、ICP[11]、NDT[12]和Cartographer[13]等方法也为移动机器人和无人车辆建图定位提供了重要技术基础。本文采用激光雷达-惯性融合建图与地图匹配定位相结合的方式，为后续规划与控制模块提供地图坐标系下的连续位姿输入。

阿克曼式车辆具有结构简单、行驶效率高和工程应用成熟等优点，但其运动形式受到明显的非完整约束。车辆不能横向平移，且受轴距、前轮最大转角和最小转弯半径限制。传统Dijkstra算法或二维栅格A*算法通常将机器人简化为质点进行搜索，生成路径多为折线形式，缺少连续航向和曲率约束，难以直接用于阿克曼底盘执行。已有移动机器人路径规划综述和改进A*算法研究表明，栅格搜索类方法在全局可达性方面具有优势，但仍需进一步处理搜索效率、路径折点和运动约束适配等问题[14-16]。采样式规划方法如RRT、RRT*能够处理较复杂的搜索空间，但路径随机性和后处理需求较强[17-18]。Hybrid A*算法在搜索状态中引入车辆位姿(x,y,θ)，并通过车辆运动学模型进行节点扩展，能够生成同时包含位置和航向信息的可行路径，已被广泛用于自动驾驶车辆低速场景路径规划[19]。

仅依靠全局规划仍难以应对实际运行中的局部环境变化。全局规划器通常基于先验栅格地图生成从起点到目标点的参考路径，其优势在于保证全局可达性，但无法充分处理实时出现的局部障碍物。局部规划器则能够根据实时感知数据进行轨迹调整和避障，典型方法包括DWA、TEB及基于优化或学习的局部运动规划方法[20-22]。如果缺少全局路径约束，局部规划容易陷入局部最优或产生目标方向不稳定的问题。自动驾驶规划与决策研究指出，路径规划方法正由传统图搜索、采样和优化方法向学习型规划及多方法融合方向发展[5][22-23]。因此，分层规划方法通常将全局路径搜索与局部运动规划相结合：全局规划器提供任务级参考路径，局部规划器根据实时点云、车辆状态和障碍物分布生成短时可执行轨迹。NeuPAN作为一种直接利用点云约束进行运动规划的方法，能够在未知或非结构化环境中生成实时避障控制量，为局部规划提供了一种有效思路[24]。

针对上述问题，本文设计了一种基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统。系统以阿克曼线控底盘为平台，搭载三维激光雷达、IMU、组合导航和工控计算平台，构建了由环境建图、全局定位、全局路径规划、局部避障规划和底盘控制执行组成的闭环架构。在建图层，采用LIO-SAM完成三维点云地图构建，并将点云地图转换为栅格地图供规划模块使用；在定位层，利用GNSS进行全局初始化，并通过NDT点云地图匹配实现车辆在先验地图中的连续定位；在规划层，采

用Hybrid A*生成满足车辆运动学约束的全局路径，并利用NeuPAN根据实时点云完成局部轨迹调整和避障；在控制层，将局部规划输出的速度和转角指令转换为底盘可执行的CAN控制命令，实现实车闭环运行。上述设计遵循模块化自动驾驶系统的一般思路，并结合阿克曼底盘的运动约束和试验场景需求进行工程适配[25]。

1 阿克曼无人车辆平台与系统架构

1.1 硬件平台组成

本文所设计的自主导航系统以阿克曼式线控底盘为实车平台。与差速移动底盘或全向移动平台相比，阿克曼底盘具有行驶效率高、结构稳定和工程适用性强等特点，但其运动受到轴距、前轮转角和最小转弯半径约束，无法实现横向平移。因此，在系统设计中不仅需要考虑环境感知和定位精度，还需要保证规划路径与底盘运动约束相匹配。为实现自主导航闭环运行，整车硬件平台主要由线控底盘、环境感知设备、组合导航设备、车载计算平台和底盘通信接口组成，其总体组成如图 1 所示。

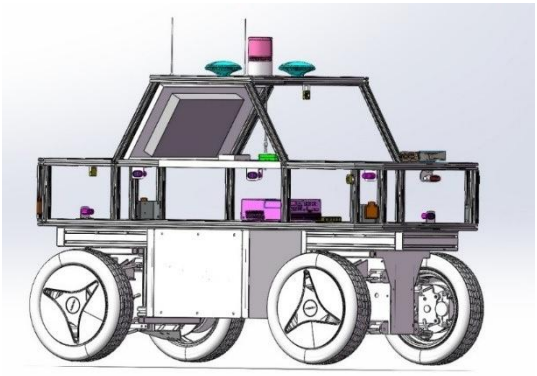


图 1　阿克曼无人车辆硬件平台示意图

由图 1 可见，系统以线控底盘作为运动执行单元，以三维激光雷达、IMU 和组合导航设备作为主要感知与定位信息来源，并通过车载工控机完成建图、定位、路径规划和控制指令生成。底盘控制器通过 CAN 总线接收上层控制指令，同时反馈车辆速度、转向状态和底盘运行信息，为速度闭环控制和车辆状态监测提供基础数据。实车平台的主要硬件配置如表 1 所示。

表 1　试验平台主要硬件配置

组成	设备/型号	主要功能
线控底盘	阿克曼底盘	接收速度与转向控制指令，反馈底盘状态
三维激光雷达	32 线激光雷达	点云建图、地图匹配定位、局部避障输入
组合导航	GNSS/INS 组合导航	全局初始化、参考坐标与姿态信息
惯性测量单元	六轴 IMU	姿态预测、点云去畸变、定位滤波预测
毫米波雷达	前向毫米波雷达	目标距离、相对速度和方位检测
计算平台	工控机	运行 ROS、建图定位、规划与控制算法
执行接口	CAN 通讯模块	控制指令下发与底盘状态解析

其中，三维激光雷达主要承担环境几何结构获取任务，IMU用于提供短时连续运动约束，组合导航用于提供全局初始位姿参考。多源信息经过车载计算平台处理后，为规划和控制模块提供统一的车辆位姿与环境信息。

1.2 自主导航系统总体架构

为满足阿克曼无人车辆在试验场景下的自主运行需求，基于多源定位与分层规划的阿克曼无人车辆自主导航系统采用模块化、分层化的软件架构，将系统划分为传感器数据采集层、地图构建层、

融合定位与决策规划层和运动控制与执行层。系统运行过程遵循“建图—定位—规划—控制”的闭环逻辑。传感器数据采集层接收三维激光雷达和IMU数据，将点云等特征输入到地图构建层中，通过LIO-SAM完成点云地图构建，并将构建得到的点云地图作为后续定位匹配的先验地图。此外，点云地图经过处理后可转换为栅格地图，为全局路径规划提供环境约束。

融合定位于决策规划层主要完成车辆在地图坐标系下的实时位姿估计与全局-局部路径规划。系统首先利用GNSS信息进行全局初始位姿估计，根据初始位置在点云地图中截取局部匹配区域；随后采用NDT点云地图匹配方法，将实时激光点云与先验点云地图进行配准，并结合IMU预测信息输出连续稳定的车辆位姿。该定位结果作为全局规划和局部规划的基础输入。路径规划层采用全局规划与局部规划相结合的分层结构。全局规划器基于栅格地图、车辆当前位姿和目标点，利用Hybrid A*生成包含位置、航向和曲率信息的参考路径。与传统二维栅格A*相比，Hybrid A*在搜索过程中引入车辆航向状态，能够更好地适配阿克曼底盘的非完整运动约束。局部规划器进一步接收全局参考路径、车辆实时位姿和局部点云信息，利用NeuPAN生成局部可执行轨迹，并在障碍物出现时对路径进行实时调整，从而提高系统对局部环境变化的适应能力。

在运动控制与执行层，将局部规划器输出的期望线速度和转向角转换为底盘可执行控制指令。横向控制主要根据规划输出的前轮转角进行转向控制，纵向控制则结合期望速度和底盘反馈速度进行闭环调节。最终控制指令通过CAN总线发送至线控底盘，驱动车辆完成路径跟踪、减速、停车和避障等动作。

其系统总体架构如图2所示。

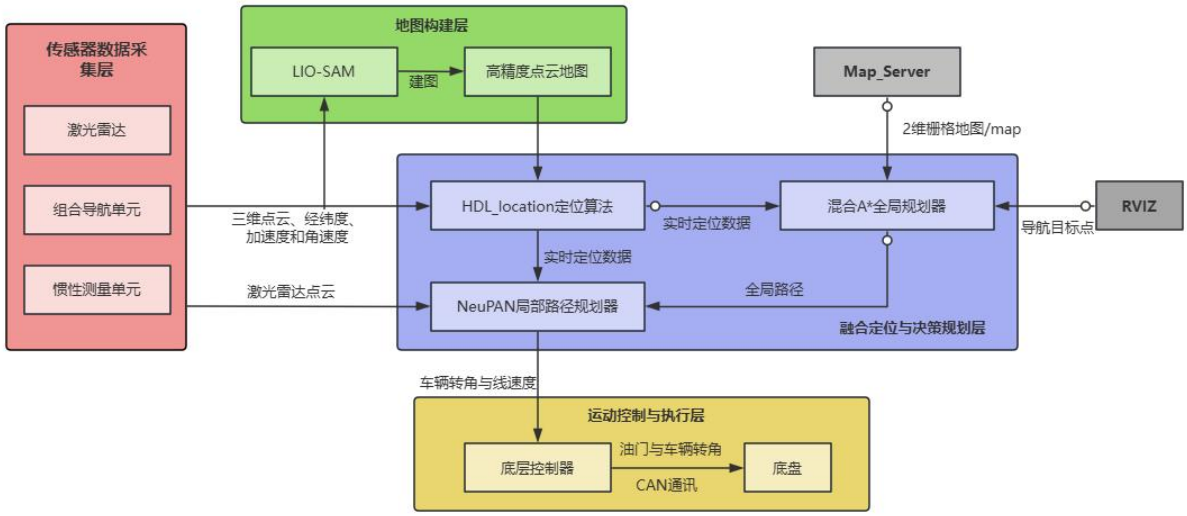


图 2　阿克曼无人车辆自主导航系统总体架构

2 自主导航关键方法

2.1 建图、定位与规划数据流

本文自主导航系统采用“离线建图、在线定位、分层规划、闭环控制”的技术路线。离线阶段，系统利用三维激光雷达和 IMU 数据输入 LIO-SAM 建图模块，通过点云去畸变、特征提取和位姿优化生成试验场三维点云地图。该点云地图一方面作为后续 NDT 地图匹配定位的先验地图，另一方面经过地图转换处理生成二维栅格地图，为 Hybrid A*全局路径规划提供环境约束。

在线定位阶段，系统首先利用 GNSS/组合导航信息获得车辆在全局坐标下的粗略初始位置，并将其转换到地图坐标系中，作为 NDT 点云匹配的初始位姿。随后，定位模块持续将实时激光点云与先验点云地图进行匹配，输出车辆在地图坐标系下的实时位姿。全局规划模块以当前位姿、目标点和栅格地图为输入，生成满足阿克曼运动约束的全局参考路径。局部规划模块进一步结合实时点云、车辆位姿和全局路径，对车辆短时运动轨迹进行修正，并输出期望线速度和前轮转角。控制模块最终将规

划输出转换为底盘可执行的 CAN 控制指令，驱动车辆完成路径跟踪和避障。

为统一建图、定位、规划和控制之间的坐标关系，本文将车辆在地图坐标系下的位姿表示为齐次变换矩阵：

$$\mathbf{T}_{map}^{base}=\begin{bmatrix}\mathbf{R}_{map}^{base} & \mathbf{t}_{map}^{base}\\ \mathbf{0} & 1\end{bmatrix} \tag{1}$$

其中，R 表示车辆坐标系相对于地图坐标系的旋转矩阵，t 表示车辆在地图坐标系下的位置向量。该位姿既是定位模块的输出，也是全局路径规划和局部规划的基础输入，从而保证系统各模块处于统一空间基准下。

2.2 GNSS 辅助 NDT 点云定位

在完成点云地图构建后，车辆在线运行时需要根据实时传感器数据确定自身在地图中的位置。NDT 点云匹配能够利用环境点云的局部分布特征实现地图定位，但匹配结果对初始位姿具有一定依赖性。为提高初始定位的可靠性，本文采用 GNSS 辅助的全局初始化方法：首先记录建图原点对应的 GNSS 坐标和车辆航向信息，再将车辆当前 GNSS 位置转换到局部坐标系中，并根据建图原点航向完成旋转补偿，得到车辆在点云地图中的粗略初始位姿。

在获取初始位姿后，系统以该位置为中心截取局部点云地图，并将实时激光点云作为源点云进行 NDT 匹配。NDT 方法将局部地图划分为若干栅格，并用每个栅格中点云的均值和协方差描述局部空间分布。实时点云匹配过程可表示为寻找最优刚体变换 T*，使变换后的当前点云与地图中对应 NDT 栅格的概率分布误差最小。

$$\mathbf{T}^{*}=arg\min_{\mathbf{T}}\sum_{i=1}^{N}(\mathbf{T}\mathbf{p}_i-\boldsymbol{\mu}_k)^{T}\boldsymbol{\Sigma}_k^{-1}(\mathbf{T}\mathbf{p}_i-\boldsymbol{\mu}_k) \tag{2}$$

其中，p_i 为当前帧激光点云中的第 i 个点，μ_k 和Σk 分别为地图中第 k 个 NDT 栅格的点云均值和协方差，T*为优化得到的点云配准变换。通过该过程，系统能够将实时点云对齐到先验地图中，并持续输出车辆在地图坐标系下的位姿信息，为后续路径规划提供可靠输入。

2.3 Hybrid A*与 NeuPAN 分层规划

在获得车辆当前位姿后，系统采用全局规划与局部规划相结合的分层路径规划方法。全局规划器以栅格地图、车辆当前位姿和目标点为输入，采用 Hybrid A*算法生成全局参考路径，其算法示意图如图 3 所示。

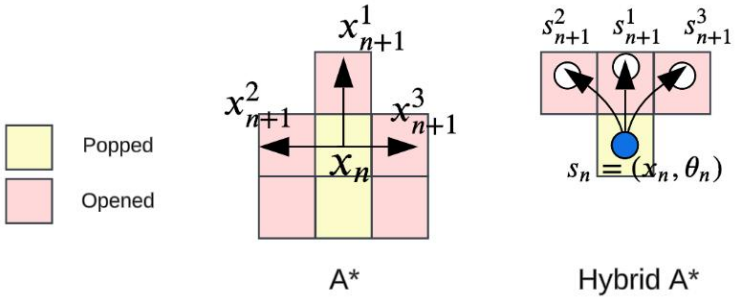


图 3　HybirdA*搜索空间

如果直接应用传统 A*算法，生成的路径通常由折线段组成，包含大量无法执行的急转弯，且不包含航向角信息。为了解决这一问题，本文在全局路径规划部分选用 Hybrid A*算法将搜索状态由二维位置扩展为车辆位姿，并在节点扩展过程中引入车辆运动学模型，使生成路径不仅包含位置坐标，还包含车辆航向信息，更适合阿克曼底盘执行，其运动学模型可表示为：

$$\begin{aligned}\dot{x} &= v\cos\theta,\\ \dot{y} &= v\sin\theta,\\ \dot{\theta} &= \frac{v}{L}\tan\delta.\end{aligned} \tag{3}$$

其中，x 和 y 为车辆在地图坐标系下的位置，θ为车辆航向角，v 为车辆线速度，L 为轴距，δ为前轮转角。由于阿克曼车辆受最大前轮转角限制，其路径曲率需要满足：

$$|\kappa| \le \kappa_{max},\ \kappa_{max} = \frac{\tan \delta_{max}}{L} \tag{4}$$

其中，κ为路径曲率，δ_{max} 为车辆最大前轮转向角，κ_{max} 为车辆允许的最大路径曲率。该约束说明，规划路径不仅需要避开障碍物，还必须满足车辆最小转弯半径要求，否则底盘无法稳定执行。Hybrid A* 生成的全局路径可表示为：

$$P_{global} = \{x_i, y_i, \theta_i, \kappa_i\}_{i=1}^{N} \tag{5}$$

其中，x_i，y_i，θ_i，κ_i 分别表示第 i 个路径点的位置、航向角和曲率，该路径作为局部规划器的参考轨迹输入。

局部规划器以全局参考路径、车辆实时位姿和局部点云为输入，利用 NeuPAN 根据实时障碍物信息生成局部可执行轨迹。其核心作用是在尽量跟随全局路径的同时，根据局部点云约束对短时轨迹进行调整。当车辆前方存在临时障碍物时，局部规划器能够对轨迹进行局部偏移、减速或停车，使车辆完成绕障或避让。局部规划过程可抽象表示为：

$$\boldsymbol{u}_t^* = \arg\min_{\boldsymbol{u}_t} \left(J_{track} + J_{obs} + J_{smooth}\right) \tag{6}$$

其中，u_t^*为当前时刻优化得到的局部控制量，J_{track} 表示对全局参考路径的跟踪代价，J_{obs} 表示障碍物避让代价，J_{smooth} 表示轨迹或控制量平滑代价。通过该局部优化过程，系统能够兼顾全局目标方向、局部障碍约束和车辆控制平滑性。

2.4 控制执行方法

由于局部规划器输出的期望线速度和前轮转角不能直接驱动车辆，还需要经过控制执行模块转换为线控底盘可识别的控制指令，本文控制模块采用横向转角跟随和纵向速度闭环相结合的方式，其主要流程结果如图 4 所示。

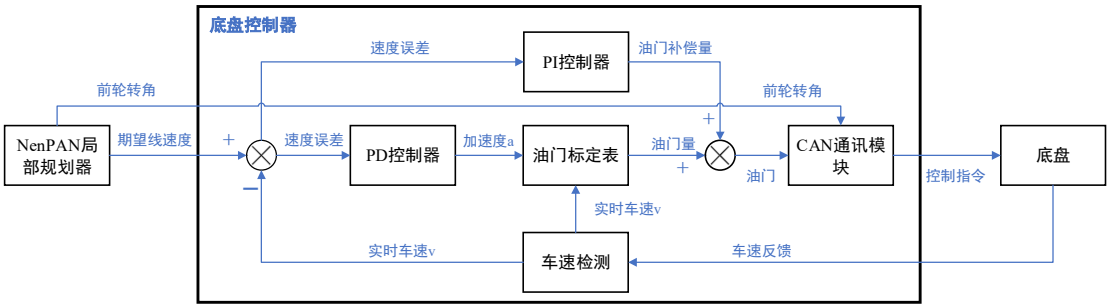


图 4　控制模块结构

横向控制中，局部规划器输出的前轮转角作为转向控制目标，通过 CAN 总线发送至底盘转向执行机构；纵向控制则采用闭环控制逻辑，首先将规划层下发的期望线速度与车速检测模块反馈的实时车速进行差值计算，得到速度误差。该速度误差随后被分流至两条并行路径进行处理：一条路径作为主控制路，将速度误差输入 PD 控制器计算出车辆的期望加速度，该加速度与当前的实时车速共同作为索引输入“油门标定表”，查表得到基础油门量，这构成了控制的前馈部分；另一条路径作为补偿控制路，将速度误差输入 PI 控制器，计算出油门补偿量，用于修正坡度阻力或模型误差带来的稳态偏差。其中，车辆速度误差定义为：

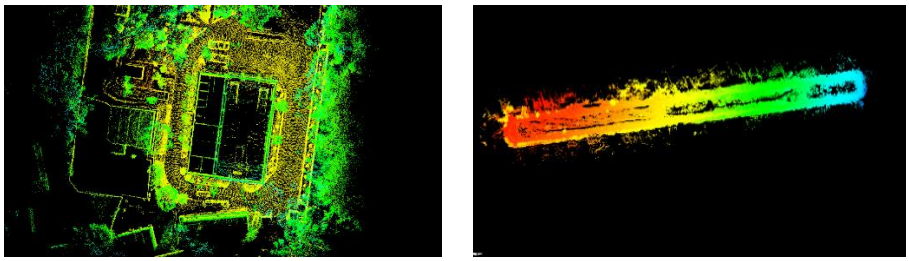
$$e_v(t) = v_{ref}(t) - v(t) \tag{7}$$

其中，$v_{ref}(t)$为局部规划器输出的期望速度，$v(t)$为底盘反馈的实际速度。控制模块根据速度误差进行闭环调节，并结合油门标定表将期望加速度或速度修正量转换为底盘油门、制动控制量。最终，控制模块将期望速度、前轮转角和制动信息封装为 CAN 控制报文，下发至线控底盘执行。

3 平台试验验证与结果分析

3.1 试验平台与场景

为验证所设计自主导航系统的工程有效性，本文在某试验场开展实车测试。试验平台由阿克曼式线控底盘、车载计算平台、三维激光雷达、IMU、组合导航及底盘 CAN 通信单元组成。试验内容包括点云地图构建、地图匹配定位、全局路径规划、局部路径跟踪与障碍物避让等部分。测试过程中，车辆首先在试验场内完成点云地图采集与构建，随后基于先验地图进行在线定位、规划和控制验证。



(a)试验场车间区域　　（b）试验场跑道区域

图 5　实地点云建图结果示意图



图 6　试验场跑道区域部分栅格地图

由图 5 可见，车间区域和跑道区域的点云结构较为完整，场地边界、道路轮廓和主要障碍物均能够被点云地图有效记录，说明建图模块能够为后续定位匹配和规划地图生成提供基础环境信息。在完成点云地图构建后，系统进一步将点云地图转换为栅格地图，用于全局路径规划。在图 6 中，试验区域中的可通行空间与障碍区域被转换为规划模块可识别的二维地图，为 Hybrid A*全局规划提供了环境约束。

3.2 建图结果分析

为评价点云地图的空间一致性，试验场内布置了 5 个障碍物，并设置相邻障碍物参考距离。建图完成后，在点云地图中测量障碍物间距，并与参考距离进行对比，结果见表 2。

表 2　障碍物距离测量误差

障碍物组	地图测量距离/m	参考距离/m	距离误差/m
1—2	2.996	3.000	0.004
2—3	5.180	5.000	0.180
3—4	8.230	8.000	0.230
4—5	10.174	10.000	0.147

表 3　建图距离误差统计结果

统计指标	数值/m
平均误差	0.140
均方根误差 RMSE	0.163
最大误差	0.230
最小误差	0.004

由表 2 和表 3 可知，点云地图中障碍物距离测量误差最大为 0.230 m，平均误差为 0.140 m，RMSE 为 0.163 m。考虑到障碍物边界提取、人工测距和点云稀疏度等因素，该误差水平能够满足低速阿克曼无人车辆在试验场景中的地图构建与路径规划需求。

3.3 地图定位精度分析

定位试验中，系统首先根据 GNSS 信息完成全局初始位姿估计，再通过 NDT 点云匹配和滤波更新实现连续跟踪定位。测试过程中，车辆在急刹、大角度转弯等工况下未出现明显定位漂移。为定量评价定位结果，在试验路径中随机选取 5 个点，将定位坐标与参考坐标进行对比，结果见表 4。

表 4　定位坐标误差

序号	定位 X/m	定位 Y/m	参考 X/m	参考 Y/m	误差/m
1	-16.120	-5.785	-16.097	-5.752	0.0402
2	8.139	24.657	8.162	24.653	0.0233
3	-13.966	38.623	-13.931	38.626	0.0351
4	-25.719	43.583	-25.703	43.589	0.0171
5	-28.477	45.984	-28.439	45.991	0.0386

表 5　定位误差统计结果

统计指标	数值/m
平均定位误差	0.0309
均方根误差 RMSE	0.0322
最大误差	0.0402
最小误差	0.0171

由表 4 和表 5 可见，5 个测试点定位误差均小于 0.05 m，平均定位误差为 0.0309 m，RMSE 为 0.0322 m，最大误差为 0.0402 m。该结果表明，在试验场景和参考坐标条件下，GNSS 辅助初始化与 NDT 地图匹配定位方法能够提供满足低速自主导航需求的位姿精度。同时，从图 7 定位轨迹与参考轨迹对比结果看，两条轨迹整体形状保持一致，未出现明显发散或系统性偏移，定位轨迹相较参考轨迹存在小幅高频抖动，主要与激光点云匹配噪声、车辆振动和局部地面坑洼有关。总体而言，定位结果能够为全局路径规划和局部轨迹跟踪提供较为稳定的数据输入。

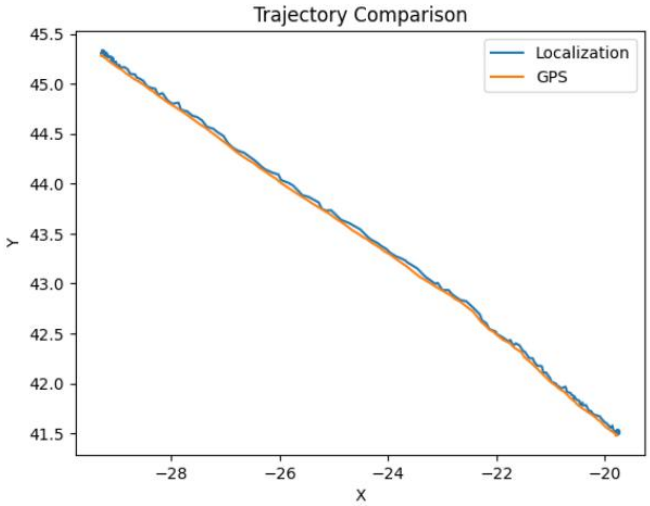
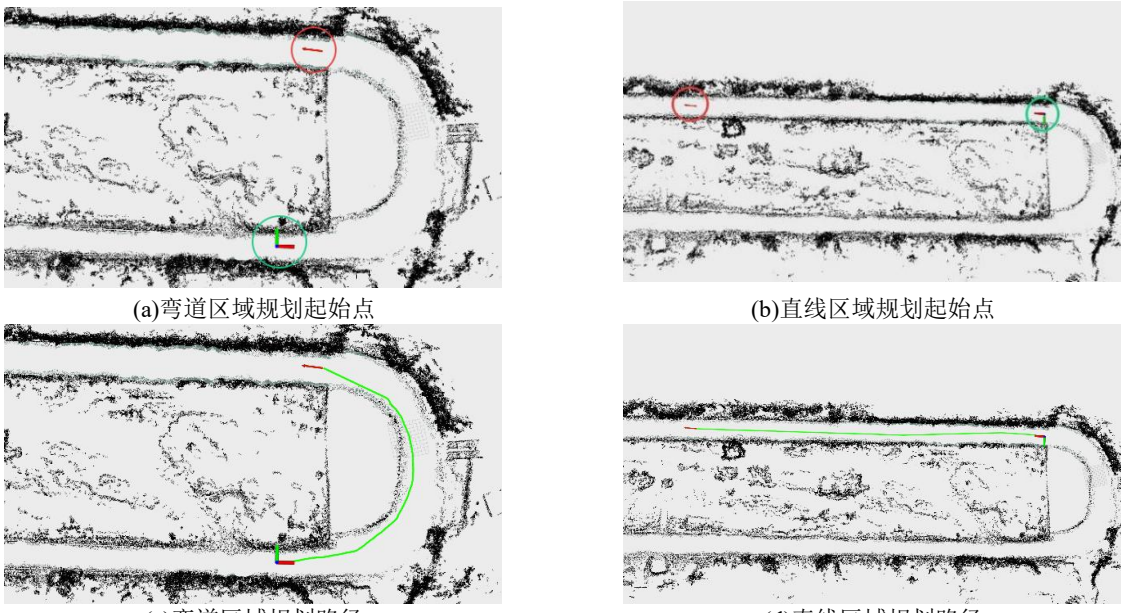


图 7　定位轨迹与参考轨迹对比

3.4 全局路径规划结果分析

在完成地图构建与定位验证后，系统基于栅格地图开展全局路径规划试验，图 8 为 Hybrid A* 全局路径规划结果。由图 8 可见，图 8(a)和图 8(b)中绿色标注区域为车辆定位起点，红色标注区域为规划终点，规划器能够在栅格地图约束下生成从起点到目标点的连续可通行路径。相比传统二维栅格搜索方法，Hybrid A*在搜索状态中引入车辆航向信息，使规划结果不仅包含路径点位置，还包

含车辆行驶方向信息，更适合阿克曼底盘的非完整运动约束。



(a)弯道区域规划起始点　(b)直线区域规划起始点

(c)弯道区域规划路径　(d)直线区域规划路径

图 8　路径规划示意图

从规划结果可以看出，全局路径能够绕开栅格地图中的障碍区域，并为局部规划模块提供整体行驶方向。后续 NeuPAN 局部规划器在该全局路径约束下，根据实时点云对局部轨迹进行调整，从而实现路径跟踪和障碍物避让。该结果表明，Hybrid A*能够为本文自主导航系统提供有效的任务级参考路径。

3.5 局部路径跟踪与避障结果分析

在全局路径规划结果基础上，本文进一步开展局部路径跟踪与避障试验，以验证 NeuPAN 局部规划器在实车运行过程中的轨迹修正能力和环境适应能力。试验过程中，全局规划器首先生成从车辆当前位置到目标点的参考路径，局部规划器在接收车辆实时位姿、全局参考路径和局部点云信息后，输出期望线速度与前轮转角，并通过底盘控制模块驱动车辆运动。图 9 给出了局部路径跟踪试验结果。其中，绿色曲线表示全局规划生成的期望路径，红色曲线表示车辆实际运动轨迹。

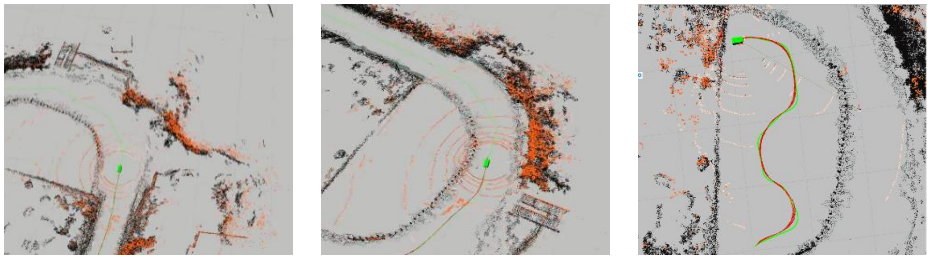


图 9　局部路径跟踪结果

由图 9 可见，车辆实际运动轨迹能够沿全局参考路径附近运行，未出现明显偏离或发散现象。这说明局部规划器能够根据车辆实时位姿对全局路径进行局部跟踪，并将生成的速度和转角指令有效传递至控制执行模块。该结果从系统层面验证了“全局路径—局部规划—底盘控制—车辆反馈”之间的数据流能够形成闭环，车辆具备按照规划路径稳定运行的能力。



图 10　局部路径避障效果

为进一步验证局部规划器对障碍物环境的响应能力，本文在试验场内布置多个障碍物，并设定穿越障碍物区域的导航任务。障碍物布置现场和局部避障效果如图 10 所示。障碍物被布置在车辆行驶路径附近，形成局部通行约束；局部规划器能够根据实时点云感知结果生成绕行轨迹，使车辆在保持全局目标方向的同时避开障碍物区域。该结果说明，NeuPAN 局部规划器并非简单跟踪全局路径，而是在全局参考路径约束下结合实时环境信息对局部轨迹进行动态调整，从而提高系统在局部障碍场景下的通行能力。综上，在路径跟踪和障碍物避障两个方面，本文局部规划模块与底盘执行链路具有较强有效性。

4 结论

本文面向阿克曼式地面无人车辆在试验场景下的自主导航需求，设计了一种基于多源定位与分层规划的自主导航系统。系统以线控阿克曼底盘为平台，采用三维激光雷达、IMU 和组合导航等多源传感器构建感知与定位链路，通过 LIO-SAM 完成点云地图构建，结合 GNSS 辅助初始化和 NDT 点云匹配实现车辆在先验地图中的定位，并采用 Hybrid A*和 NeuPAN 分别完成全局路径规划与局部轨迹调整，最终通过 CAN 总线驱动底盘执行。实车试验结果表明，所构建点云地图能够较完整地反映试验场环境结构，障碍物距离测量平均误差为 0.140 m，最大误差为 0.230 m；定位试验中 5 个测试点的平均误差为 0.0309 m，最大误差为 0.0402 m。全局路径规划结果表明，Hybrid A*能够在栅格地图中生成可通行参考路径；局部路径跟踪与避障结果表明，NeuPAN 能够在全局路径约束下结合实时点云完成局部轨迹调整。综合试验结果可知，本文所设计系统能够有效衔接点云建图、地图匹配定位、全局路径规划、局部轨迹调整和底盘控制执行，形成面向低速阿克曼无人车辆的自主导航闭环。后续将围绕多场景重复试验、动态目标避障和多源特征感知模块接入等方面进一步完善系统验证。

参考文献（References）：

[1] Thrun S, Burgard W, Fox D. Probabilistic Robotics[M]. Cambridge: MIT Press, 2005.

[2] 李立, 徐志刚, 赵祥模, 等. 智能网联汽车运动规划方法研究综述[J]. 中国公路学报, 2019, 32(6): 20-33.

[3] Thrun S, Montemerlo M, Dahlkamp H, et al. Stanley: The robot that won the DARPA Grand Challenge[J]. Journal of Field Robotics, 2006, 23(9): 661-692.

[4] Quigley M, Conley K, Gerkey B, et al. ROS: an open-source Robot Operating System[C]//ICRA Workshop on Open Source Software, 2009.

[5] Paden B, Cap M, Yong S Z, et al. A survey of motion planning and control techniques for self-driving urban vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2016, 1(1): 33-55.

[6] 周治国, 曹江微, 邸顺帆. 3D 激光雷达 SLAM 算法综述[J]. 仪器仪表学报, 2021, 42(9): 13-27.

[7] 毛军, 付浩, 褚超群, 等. 惯性/视觉/激光雷达 SLAM 技术综述[J]. 导航定位与授时, 2022, 9(4): 17-30.

[8] Zhang J, Singh S. LOAM: Lidar Odometry and Mapping in Real-time[C]//Robotics: Science and Systems, 2014.

[9] Shan T, Englot B. LeGO-LOAM: Lightweight and Ground-Optimized Lidar Odometry and Mapping on Variable Terrain[C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2018: 4758-4765.

[10] Shan T, Englot B, Meyers D, et al. LIO-SAM: Tightly-coupled LiDAR inertial odometry via smoothing and

mapping[C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2020: 5135-5142.

[11] Besl P J, McKay N D. A method for registration of 3-D shapes[J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 1992, 14(2): 239-256.

[12] Magnusson M. The Three-Dimensional Normal-Distributions Transform: An Efficient Representation for Registration, Surface Analysis, and Loop Detection[D]. Örebro University, 2009.

[13] Hess W, Kohler D, Rapp H, et al. Real-time loop closure in 2D LIDAR SLAM[C]//IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2016: 1271-1278.

[14] 朱大奇, 颜明重. 移动机器人路径规划技术综述[J]. 控制与决策, 2010, 25(7): 961-967.

[15] 赵晓, 王铮, 黄程侃, 等. 基于改进 A*算法的移动机器人路径规划[J]. 机器人, 2018, 40(6): 903-910.

[16] 王宏斌, 尹鹏亨, 郑伟, 等. 基于改进 A*算法和动态窗口法的移动机器人路径规划[J]. 机器人, 2020, 42(3): 346-353.

[17] LaValle S M. Rapidly-exploring random trees: A new tool for path planning[R]. Iowa State University, 1998.

[18] Karaman S, Frazzoli E. Sampling-based algorithms for optimal motion planning[J]. The International Journal of Robotics Research, 2011, 30(7): 846-894.

[19] Dolgov D, Thrun S, Montemerlo M, et al. Practical search techniques in path planning for autonomous driving[C]//Proceedings of the First International Symposium on Search Techniques in Artificial Intelligence and Robotics, 2008.

[20] Fox D, Burgard W, Thrun S. The dynamic window approach to collision avoidance[J]. IEEE Robotics & Automation Magazine, 1997, 4(1): 23-33.

[21] Rösmann C, Hoffmann F, Bertram T. Integrated online trajectory planning and optimization in distinctive topologies[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2017, 88: 142-153.

[22] 许宏鑫, 吴志周, 梁韵逸. 基于强化学习的自动驾驶汽车路径规划方法研究综述[J]. 计算机应用研究, 2023, 40(11): 3211-3217.

[23] Schwarting W, Alonso-Mora J, Rus D. Planning and decision-making for autonomous vehicles[J]. Annual Review of Control, Robotics, and Autonomous Systems, 2018, 1: 187-210.

[24] Han R, Wang S, Zhang Z, et al. NeuPAN: Direct point robot navigation with end-to-end model-based learning[J/OL]. arXiv preprint arXiv:2403.06828, 2024.

[25] Kato S, Tokunaga S, Maruyama Y, et al. Autoware on Board: Enabling autonomous vehicles with embedded systems[C]//IEEE/ACM International Conference on Computer-Aided Design, 2018: 1-8.

分布式驱动车辆驱动控制系统的功能安全概念设计

赵鼎晔[1]，张泽阳[2]，刘家杰[1]，张锐[1]，王念[2]，徐传峰[2]，林凯[1]，康润程[1]

（1. 国家汽车质量检验检测中心（襄阳）；2. 东风汽车集团有限公司研发总院）

摘　要：分布式驱动车辆的驱动控制系统可通过独立调节各驱动轮扭矩产生附加横摆力矩，对提升其操纵稳定性具有重要作用，本文围绕分布式驱动电动汽车驱动控制系统的核心功能——扭矩矢量控制功能开展功能安全概念阶段研究，依据 ISO 26262 功能安全开发流程，开展相关项定义，并采用 HAZOP、HARA 和 FTA 等方法进行安全分析，确定其功能安全目标及功能安全需求。研究结果为分布式驱动车辆的驱动控制系统的功能安全设计提供了技术支撑。

关键词：分布式驱动电动汽车；扭矩矢量控制；功能安全；危害分析和风险评估

Functional Safety Concept Design for Drive Control System of Distributed-Drive Electric Vehicles

Zhao Dingye[1], Zhang Zeyang[2], Liu Jiajie[1], Zhang Rui[1], Wang Nian[2], Xu Chuanfeng[2], Lin Kai[1], Kang Runcheng[1]

(1. National Automobile Quality Inspection and Test Center (Xiangyang);
2. Dongfeng Research and Development Institute)

Abstract: The drive control system of distributed-drive electric vehicles can generate additional yaw moment via independent torque regulation of each drive wheel, which plays an important role in enhancing the handling stability of the vehicles. This paper conducts a conceptual-phase study on functional safety for the drive control system of distributed-drive electric vehicles, focusing on its core function—torque vectoring control. Following the functional safety development workflow defined by ISO 26262, item definition is implemented, and safety analysis methods including HAZOP, HARA and FTA are adopted to derive the functional safety goals and corresponding functional safety requirements. The research results can provide technical support for the functional safety design of the drive control system in distributed-drive electric vehicles.

Keywords: Distributed drive electric vehicles;Torque vectoring control;Functional safety;Hazard analysis and risk assessment

0 引言

随着车辆向电动化、网联化、智能化加速推进，整车电子电气系统的复杂程度显著提升[1]。如何在产品开发初期识别电子电气系统故障行为可能引起的安全风险，并通过功能安全设计将风险降低至可接受水平，已成为行业需要重点解决的问题。ISO 26262《道路车辆 功能安全》标准的制定与实施，为车载产品从概念设计、开发验证到量产交付提供了完整的规范流程，旨在将潜在风险控制在合理范围之内[2]。

相较于传统集中式驱动与桥电机驱动车辆，分布式驱动电动汽车扭矩矢量控制通过独立控制各驱动轮的驱动或制动力矩产生附加横摆力矩，从而为提升车辆的操纵稳定性、安全性和舒适性提供了有效途径[3]。传统集中式驱动系统仅需考虑单电机扭矩失效工况，而分布式驱动系统还需兼顾单电机、单侧电机、单车轴、斜对角电机等多类电机扭矩异常组合及其引起的附加横摆效应，对安全

性与可靠性提出了更高的要求。本文以分布式驱动车辆驱动控制系统的基本功能为切入点，分析各功能失效可能引起的整车层面危害，确定系统功能安全目标并推导系统的汽车安全完整性等级（Automotive Safety Integrity Level，ASIL）与相应的功能安全需求。

1 基本功能与相关项定义

图 1 描述了分布式驱动车辆驱动控制系统的系统边界，系统根据驾驶员扭矩需求、方向盘转角、车辆纵侧向运动状态、横摆角速度以及各电机转速和实际扭矩等信息，计算附加横摆力矩及四轮目标扭矩，以保证车辆行驶过程中的动力输出及横摆稳定性。

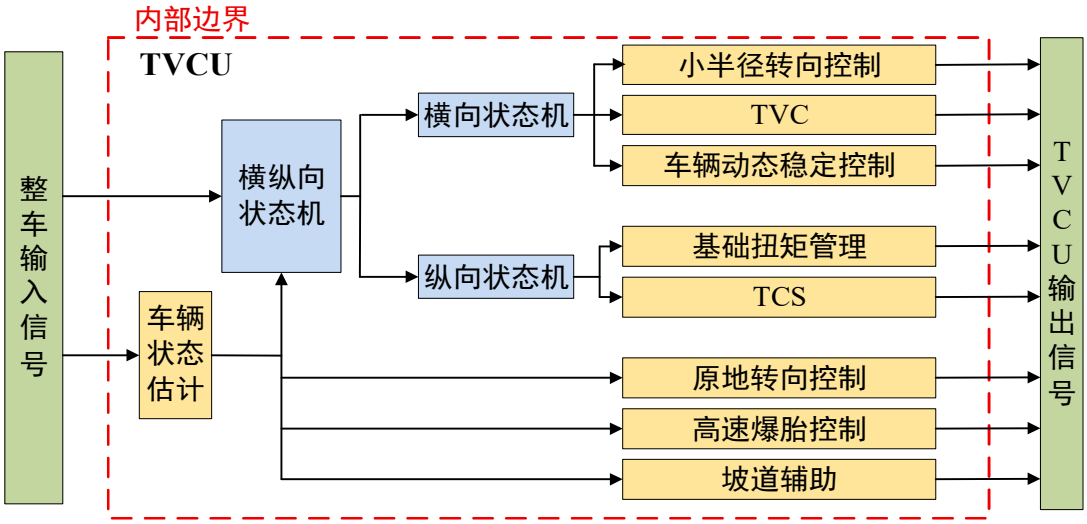


图 1　分布式驱动车辆驱动控制系统初始架构

相关项定义旨在明确实现整车层面功能的相关系统或系统组合，该阶段需明确描述相关项功能，及其与其他相关项、外部环境的依赖关系和相互作用[4]。依据 ISO 26262 标准要求，相关项定义需在整车层面阐述系统的功能需求、非功能需求、性能、接口、内外部边界、法律要求及运行场景等。

基于整车需求，分布式驱动车辆驱动控制系统的基本功能包括：车辆状态估计、高速爆胎控制、车辆动态稳定控制、基础扭矩管理、扭矩矢量控制、牵引力控制、坡道辅助与小半径转向。本文以扭矩矢量控制功能为例，开展概念阶段研究，如表 1 所示。

表 1　扭矩矢量控制功能描述

功能名称	功能描述	输入信号	输出信号
扭矩矢量控制	基于方向盘转角与车辆状态信息，计算期望附加横摆力矩，分配四轮附加转矩，实现车辆纵侧向协同控制	驾驶员扭矩请求、方向盘转角、纵侧向速度/加速度、横摆角速度	四电机请求扭矩

2 危害分析与风险评估

完成相关项定义后，需对系统开展危害分析与风险评估（Hazard Analysis and Risk Assessment，HARA）。HARA 旨在识别各功能异常表现及其可能导致的整车危害，通过安全分析对功能异常表现可能导致的危害事件进行分类与评估[5]，分配相应的 ASIL 等级，制定防止危害事件发生或减轻其严重程度的安全目标，以将风险降低至可接受水平[6]。

本文 HARA 分析的流程可概括为：

（1）采用危害与可操作性分析（HAZOP）方法，除识别一般的电机扭矩过大、过小等功能异常表现外，本文还考虑了分布式驱动系统单电机、单侧、单轴以及斜对角电机等组合失效，并推导其可能导致的整车危害；

（2）结合车辆运行场景，评估整车危害引起的风险，包括严重度（severity，S）、暴露度（exposure，E）和可控性（controllability，C），确定危害在不同车辆运行场景下的 ASIL 等级；

（3）合并相似的整车危害事件，选取最高 ASIL 等级，确定分布式驱动车辆驱动控制系统的安全目标及安全状态。本文以扭矩矢量控制功能为例进行 HARA 分析。

2.1 HAZOP 分析

HAZOP 分析的核心是基于安全引导词识别功能异常表现，分析潜在的整车危害。GB/T 43254-2023 针对驱动电机系统，采用 HAZOP 引导词识别了以下功能异常表现：未输出驱动/制动转矩、实际输出驱动/制动转矩大于期望值、实际输出驱动/制动转矩小于期望值、输出转矩方向与期望值反向、非预期输出驱动/制动转矩以及输出转矩卡滞。

然而，上述分类方法仅适用于集中式驱动系统，对于各电机独立可控的分布式驱动系统，需进一步考虑不同电机组合的功能异常表现，具体如表 2 所示（以扭矩矢量控制功能为例）。

表 2　扭矩矢量控制功能 HAZOP 分析

功能		HAZOP 关键词					
		功能丢失	比预期大	比预期小	非预期激活	卡滞	方向错误
输出驱动扭矩	整车 单边 单电机 斜对角 单轴	未输出驱动扭矩	输出驱动扭矩过大	输出驱动扭矩过小	非预期输出驱动扭矩	输出驱动扭矩卡滞	输出扭矩方向相反
输出制动扭矩	整车 单边 单电机 斜对角 单轴	未输出制动扭矩	输出制动扭矩过大	输出制动扭矩过小	非预期输出制动扭矩	输出制动扭矩卡滞	输出扭矩方向相反

2.2 整车危害识别

由于功能安全目标需基于整车危害分析与风险评估确定，因此需根据表 2 中扭矩矢量控制功能的功能异常表现，推导出可能引起的整车危害。扭矩矢量控制功能可能引起的整车危害示例如表 3 所示。

表 3　整车层面危害分析

扭矩矢量控制功能故障描述（以输出驱动扭矩故障为例）		整车危害（最严重情况）
整车电机	未输出驱动扭矩	非预期失去动力
单边电机		非预期偏离轨迹或失稳
单电机		非预期偏离轨迹或失稳
斜对角电机		非预期动力下降、偏离轨迹或失稳
单轴电机		非预期动力下降、偏离轨迹或失稳
整车电机	输出驱动扭矩过小	非预期动力下降
单边电机		非预期偏离轨迹或失稳
单电机		非预期偏离轨迹或失稳
斜对角电机		非预期动力下降、偏离轨迹或失稳
单轴电机		非预期动力下降、偏离轨迹或失稳
整车电机	输出驱动扭矩过大	非预期加速
单边电机		非预期偏离轨迹或失稳
单电机		非预期偏离轨迹或失稳
斜对角电机		非预期加速、偏离轨迹或失稳
单轴电机		非预期加速、偏离轨迹或失稳
整车电机	非预期输出驱动扭矩	非预期启动或加速
单边电机		非预期偏离轨迹或失稳
单电机		非预期偏离轨迹或失稳
斜对角电机		非预期加速、偏离轨迹或失稳
单轴电机		非预期加速、偏离轨迹或失稳
整车电机	输出驱动扭矩卡滞	非预期加速、减速、运动反向或失稳
单边电机		非预期偏离轨迹或失稳

单电机		非预期偏离轨迹或失稳
斜对角电机		非预期加速、减速、偏离轨迹或失稳
单轴电机		非预期加速、减速、偏离轨迹或失稳
整车电机		车辆加速度方向相反
单边电机		非预期偏离轨迹或失稳
单电机	输出驱动扭矩方向相反	非预期偏离轨迹或失稳
斜对角电机		车辆加速度方向相反、偏离轨迹或失稳
单轴电机		车辆加速度方向相反、偏离轨迹或失稳

2.3 场景分析

汽车运行场景指在车辆生命周期中可能出现的运行工况，在 HARA 分析过程中，需确定运行场景以评估危害事件的严重程度[8]。依据 ISO 26262 标准，运行场景包括道路条件、运行环境和车辆状态等要素[9]。针对分布式驱动电动汽车的典型运行场景分析如表 4 所示。

表 4　分布式驱动车辆典型运行场景

道路条件	车速	道路形式	坡度	环境与天气	周围元素	路面条件
高速公路、国道、城市道路、停车场、郊区道路	低速、中速、高速	直道、弯道/转弯、十字路口、变道、隧道	无坡度、上坡、下坡	晴天白天、晴天夜晚、雨天白天、雨天夜晚、雪天白天、雪天夜晚	行人、自行车、机动车、护栏	高附着、低附着（雨雪/结冰）、对开路面

2.4 风险评估

完成分布式驱动车辆驱动控制系统危害分析后，结合车辆运行场景，根据严重度（S）、暴露度（E）和可控性（C）三个安全度量指标对每个危害事件进行评估[10]。依据 ISO 26262 标准要求，ASIL 等级按功能安全需求严格程度从低到高分为：QM、ASIL A、B、C、D；严重度（S0 至 S3）指危害对驾驶员、乘客及周围交通参与者造成的危害程度，S0 为无伤害，S3 严重程度最高；暴露度（E0 至 E4）指危害场景的发生频率，E0 代表几乎不可能，E4 代表危害场景发生频率最高；可控性（C0 至 C3）评估在不同运行场景下车辆驾驶员或其他交通参与者处理相关危害事件的可控程度，C0 代表一般易控，C3 代表可控程度最低。

本文以扭矩矢量控制功能出现单边电机非预期输出制动扭矩为例，进行典型运行场景的 HARA 分析，如表 5。基于该方法，可推广至分布式驱动车辆驱动控制系统其他功能的 HARA 分析，并确定相应的 ASIL 等级。

2.5 功能安全目标

功能安全目标作为整车层面的安全要求，构成系统顶层安全约束。根据 HARA 分析结果，可为每个已分配 ASIL 等级的危害事件确定相应的安全目标，合并相同安全目标，并以最高 ASIL 等级作为该安全目标的最终等级，确保满足所有危害事件的功能安全需求。表 6 列出分布式驱动车辆驱动控制系统所有的功能安全目标。

表 5　典型危害事件 HARA 分析（以单边电机非预期输出制动扭矩为例）

危害编号	功能失效	道路条件	道路形式	坡度	路面条件	天气	附近元素	危害事件	E	S	C	ASIL
HZD_01	单边电机非预期输出制动扭矩	高速公路	弯道	无坡度	高附着路面	晴天白天	机动车	高速弯道行驶时单边电机输出制动扭矩，可能导致车辆失稳碰撞其他车辆或护栏	4（根据 VDA 702 和 ISO 26262，车辆处于高速公路场景，场景暴露率为 E4）	3（高速行驶导致碰撞，可能产生致命伤害）	3（驾驶员在车辆失稳时较难控制车辆）	D
HZD_02	单边电机非预期输出制动扭矩	高速公路	直道	无坡度	低附着路面	雪天白天	机动车	高速在冰雪路面行驶时单边电机非预期输出制动扭矩，可能导致车辆失稳碰撞其他车辆或护栏	2（根据 VDA 702 和 ISO 26262，雪天车辆处于高速公路的场景，暴露率为 E2）	3（高速行驶导致碰撞，可能产生致命伤害）	3（驾驶员在车辆失稳时较难控制车辆）	B

表 6　分布式驱动车辆驱动控制系统功能安全目标

编号	安全目标	ASIL 等级	安全状态
SG01	避免扭矩控制错误导致车辆非预期加速	C	功能降级，切断扭矩，发出警告
SG02	避免扭矩/制动控制错误导致车辆非预期减速	C	限制最大减速度，发出警告
SG03	避免扭矩控制错误导致电制动制动力过小	A	关闭能量回收，由液压制动补偿，发出警告
SG04	避免车辆处于稳定工况时，扭矩/制动控制错误导致车辆失稳	D	发出警告，功能降级，ESC 接管
SG05	避免高速爆胎控制功能非预期丢失	A	发出警告
SG06	避免车辆处于不稳定工况时，因扭矩/制动控制功能错误导致车辆稳定性进一步恶化	B	触发安全限幅，发出警告

3 功能安全概念

功能安全概念旨在根据HARA分析确定的安全目标导出功能安全需求，并将安全机制分配至系统架构中对应的要素予以实施，形成完整的安全概念。功能安全需求可从故障检测、故障容错机制、逻辑仲裁、驾驶员警告以及切换至安全状态等方面制定安全机制。功能安全需求的开发需要借助安全分析方法。ISO 26262标准提供了故障树分析（FTA）、失效模式与影响分析（FMEA）以及HAZOP分析等安全分析方法，本文采用故障树分析方法识别违反安全目标的潜在失效原因，并据此制定相应的功能安全需求。

针对分布式驱动车辆驱动控制系统，为实现“避免扭矩控制错误导致车辆非预期加速”的安全目标，首先采用FTA识别违反该安全目标的失效情况，如图2。针对这些失效情况，需制定的功能安全需求如表7所示。功能安全需求确定后，需分配至系统初始架构中的对应要素，由此构建功能安全概念架构，如图3所示。该架构确保故障发生时，系统可满足相应的安全要求。

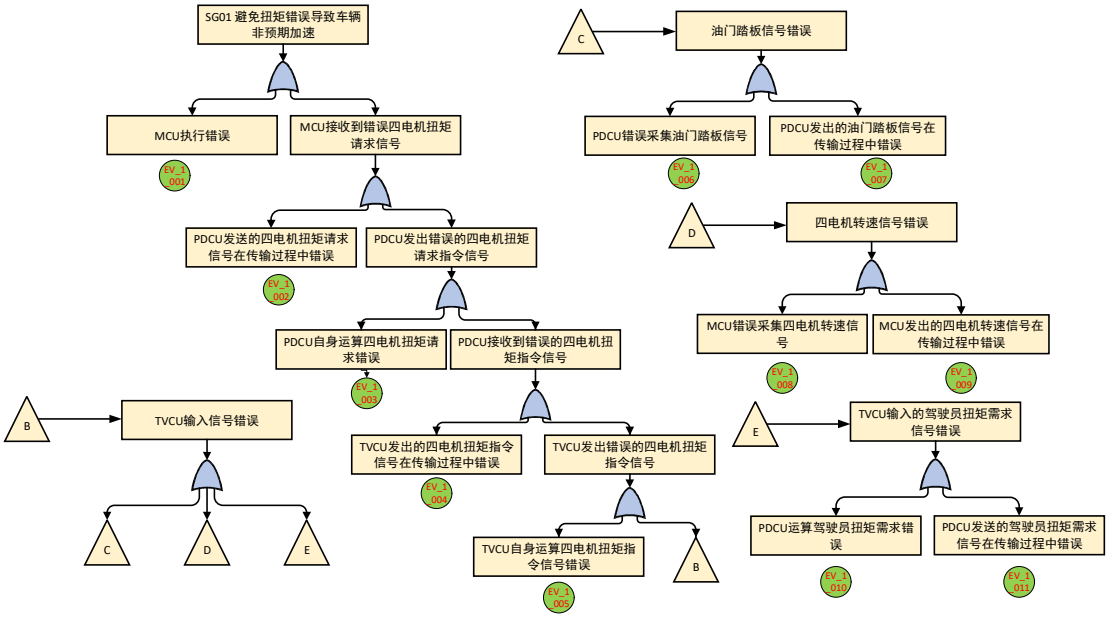


图 2　FTA 结果

表 7 “避免扭矩控制错误导致车辆非预期加速”的功能安全需求（FSR）

安全目标	编号	FSR	ASIL 等级	相关系统
避免扭矩控制错误导致车辆非预期加速	FSR1	电机控制器（MCU）应正确执行电机扭矩请求	C	MCU
	FSR2	动力域控制器（PDCU）应对发送的电机扭矩请求信号增加 E2E 校验信息	C	PDCU
	FSR3	MCU 应对 PDCU 发送的电机扭矩请求进行 E2E 校验	C	MCU
	FSR4	PDCU 应正确计算四电机扭矩请求	C	PDCU
	FSR5	TVCU 应对发出的四电机扭矩请求信号增加 E2E 校验信息	C	TVCU
	FSR6	PDCU 应对 TVCU 发送的电机扭矩请求信号进行 E2E 校验	C	PDCU
	FSR7	TVCU 应正确计算四电机扭矩指令信号	C	TVCU
	FSR8	PDCU 应对发出的油门踏板信号增加 E2E 校验信息	C	PDCU
	FSR9	TVCU 应对 PDCU 发送的油门踏板信号进行 E2E 校验	C	TVCU
	FSR10	PDCU 应正确采集油门踏板信号	C	PDCU
	FSR11	MCU 应对发出的四电机转速信号增加 E2E 校验信息	C	MCU
	FSR12	TVCU 应对 MCU 发送的四电机转速信号进行 E2E 校验	C	TVCU
	FSR13	MCU 应正确采集四电机转速信号	C	MCU
	FSR14	PDCU 应对发送的驾驶员扭矩需求信号增加 E2E 校验信息	C	PDCU
	FSR15	TVCU 应对 PDCU 发送的驾驶员扭矩需求信号进行 E2E 校验	C	TVCU
	FSR16	PDCU 应正确计算驾驶员扭矩需求信号	C	PDCU

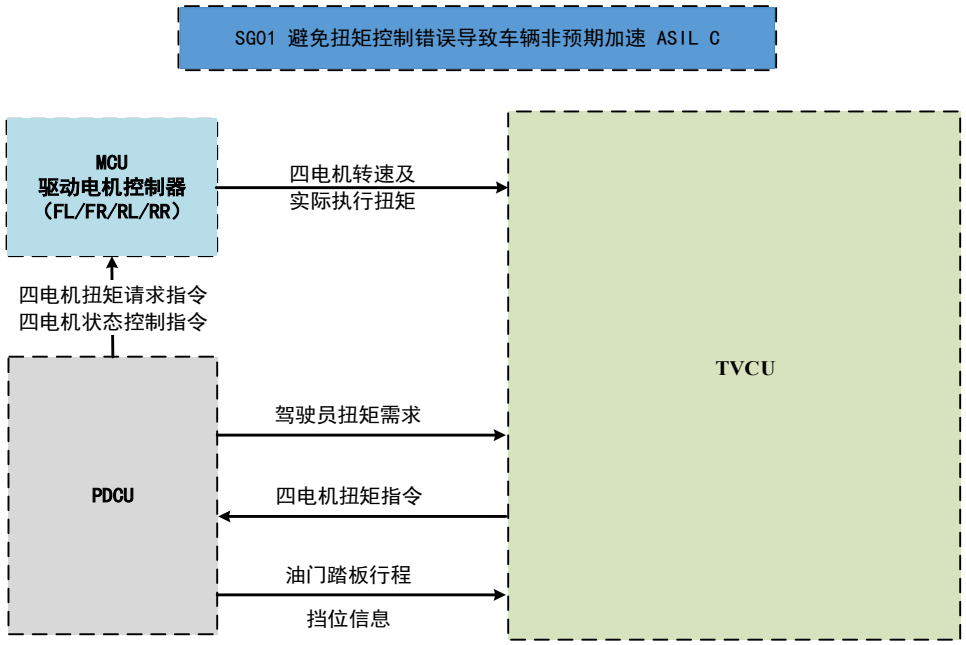


图 3 避免扭矩控制错误导致车辆非预期加速相关架构

4 结语

本文依据ISO 26262标准，针对分布式驱动电动汽车四轮扭矩独立可控的特点，开展了其驱动控制系统功能安全概念阶段研究。通过HAZOP和HARA分析，识别了扭矩控制异常可能导致的非预期加速、非预期减速及车辆失稳等整车危害，并确定了相应的ASIL等级和功能安全目标。在此基础上，以避免扭矩控制错误导致车辆非预期加速为例，采用FTA方法识别扭矩采集、计算、通信及执行环节的潜在失效原因，并导出相应的功能安全需求。研究结果可为分布式驱动电动汽车驱动控制系统后续的系统设计和安全开发提供参考。后续将结合车辆动力学仿真及故障注入试验，对安全机制的有效性进行进一步验证。

参考文献：

[1] 田江,王远波,张宝平,等.基于 ISO 26262 标准的巡航功能安全概念阶段设计[J].汽车电器,2025,(5):129-131.

[2] 杨涛.面向自动驾驶的车辆线控制动系统功能安全研究[D].吉林大学,2022.

[3] Liang Y, Zhao W, Wu J, et al. Energy-efficient driving for distributed electric vehicles considering wheel loss energy: A distributed strategy based on multi-agent architecture[J]. Applied Energy, 2025, 384: 125462.

[4] 马伏韬,马超文,王坤俊,等.电动汽车电机控制器功能安全设计研究[J].客车技术与研究,2025,47(3):22-26.

[5] 张鑫,刘元治,周春雨,等.四驱电动汽车侧向稳定性控制功能安全研究[J].汽车文摘,2023,(11):55-62.

[6] 全国汽车标准化技术委员会(SAC/TC 114).道路车辆　功能安全　第 3 部分：概念阶段:GB/T 34590.3-2022[S].中国标准出版社,2022.

[7] 全国汽车标准化技术委员会(SAC/TC 114).电动汽车用驱动电机系统功能安全需求及试验方法:GB/T 43254-2023[S].中国标准出版社,2023.

[8] 汪璟,滕晓涛.基于 ISO 26262 的线控转向系统功能安全概念设计[J].汽车电器,2025,(2):81-86.

[9] 李相华,王林,叶锦.混合动力汽车驻车系统的功能安全概念[J].汽车与新动力,2021,4(2):78-81.

[10] 邵海贺,付越.基于 GB/T 34590 标准的电动汽车用电池管理系统功能安全概念设计研究[J].中国汽车,2024,(2):7-9+32.

四驱乘用车传动轴高速振动失效仿真研究

赵建，周涛，于东洋，史同杰，王明正

中国第一汽车集团有限公司研发总院，吉林省长春市 130022

摘　要：针对某四驱豪华燃油乘用车在 250km/h 高速试验工况下出现的后段传动轴疲劳断裂故障，开展振动失效机理与建模方法研究。该车搭载两端挠性盘结构的两段式传动轴，高速行驶过程中传动轴发生共振引发交变载荷累积，最终导致结构失效。基于有限单元法建立传动轴总成精细化有限元模型，完成模态仿真分析，获得传动轴一阶弯曲模态频率为 123 Hz。通过车速–转速激励频率对应关系，证实 250 km/h 高速工况下传动轴激励频率与一阶弯曲模态频率耦合，是诱发共振断裂的根本原因。开展频响模态试验对比，结果表明仿真模态与试验模态误差控制在 3%以内，验证了模型的高精度与可靠性。基于仿真与试验对标结果，总结形成适配两段式挠性盘传动轴的有限元精细化建模方法。研究可为高端乘用车传动轴高速振动故障排查、结构设计校核及动力学建模提供工程参考。

关键词：传动轴总成；高速振动；挠性盘；模态计算

Simplified Simulation Study on High-Speed Vibration Failure of Drive Shaft for Four-Wheel Drive Vehicles

Zhao Jian，Zhou Tao，Yu Dongyang，Shi Tongjie，Wang Mingzheng

Research and Development Institute,China FAW Group Co.,Ltd,Changchun Jilin 130022,China

Abstract: Aiming at the fatigue fracture failure of the rear section of a drive shaft of a four-wheel-drive luxury fuel passenger car during high-speed tests at 250 km/h,this paper investigates the high-speed vibration failure mechanism and refined finite element modeling method of the drive shaft. The vehicle is equipped with a two-segment drive shaft with flexible discs arranged at both ends. Under ultra-high-speed driving conditions,the superimposed resonance effect induces continuous alternating load on the drive shaft, which eventually leads to structural fatigue failure.A high-precision finite element model of the drive shaft assembly is established based on the finite element method,and modal simulation analysis is carried out. The first-order bending modal frequency of the drive shaft is calculated to be 123 Hz.By analyzing the correlation between vehicle speed and rotational excitation frequency,it is verified that the excitation frequency matches the first-order bending modal frequency at 250 km/h,and the modal coupling resonance is the essential cause of drive shaft fracture. A frequency response modal test is conducted to calibrate the simulation model,and the results show that the relative error between simulated and tested modal frequencies is less than 3%,which fully validates the accuracy and reliability of the established finite element model.Combined with simulation and test correlation data, a standardized refined finite element modeling method for two-segment drive shafts with double-end flexible discs is summarized.The research findings can provide a technical reference for high-speed vibration fault diagnosis,structural strength verification and dynamic numerical modeling of drive shafts for high-end passenger vehicles.

Keywords：automotive drive shaft assembly;high-speed vibration;flexible disc;modal calculation

传动轴是四驱及后驱传统燃油乘用车动力传动系统的核心承载部件，其弹性体模态特性直接决定整车 NVH 性能与结构耐久可靠性[1]。车辆复杂行驶工况下，传动轴持续承受交变动态载荷激励，当其固有模态频率与外部激励频率耦合时易引发共振现象，进而诱发传动系统振动噪声超标，还会因为传动轴模态参数设计不合理导致车内轰鸣声[2]、结构疲劳损伤乃至断裂失效等问题，严重制约整车驾乘品质与运行稳定性[3]。现有传动轴模态数值仿真多对万向节结构及装配约束进行简化处理，致使一阶弯曲模态计算误差偏大，难以适配整车 NVH 正向精细化开发的工程需求[4]。已有研究证实，精细化表征万向节结构特征是提升传动系统动力学仿真精度的核心关键[5]，有限元方法建立传动轴总成模型并进行模态求解是快速改进设计方案的优先选择[5][6]。为此，本文基于两端挠性盘构型的失效传动轴总成，建立传动轴总成约束模态高精度有限元建模方法，通过复现实车工况边界条件并结合试验频响数据完成模型对标校验，实现传动轴一阶弯曲模态的精准求解，可为车辆传动系统共振失效抑制与 NVH 性能优化提供理论依据与工程参考。

1 传动轴结构特征与动力学基本理论

传动轴动力学特性直接决定车辆传动系统振动与噪声水平，是整车NVH优化的核心研究对象[7]。精准掌握其结构动力学与频响演化规律[8][9]，可有效规避共振失效问题，提升车辆行驶稳定性与耐久性能。本文章系统阐述传动轴相关动力学基础理论，为后续建模、仿真及试验分析提供理论支撑[10][11][12]。

1.1 传动轴结构和动力学特性

汽车传动轴为典型细长类弹性回转结构，整体由空心轴管、万向节组件及伸缩花键副装配而成，在车辆行驶过程中极易产生弯曲与扭转耦合振动现象，本文发生疲劳失效的传动轴结构见图 1。

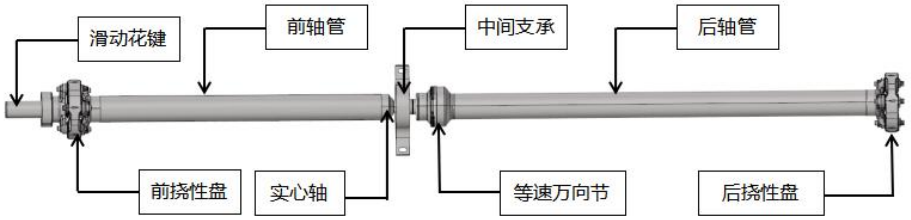


图 1　失效传动轴总成示意图

结构一阶弯曲固有频率是判定传动系统共振风险、指导 NVH 性能设计的关键动力学指标，能够直观反映结构固有振动特性，其经典求解公式如下：

$$f=\frac{4.73^2}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \tag{1}$$

式中：l 为传动轴有效支撑跨度，E 为材料弹性模量，I 为轴管截面惯性矩，ρ为材料密度，A 为轴管横截面积。由于不同类型万向节的结构差异会改变传动轴系统的约束边界条件与整体等效刚度，导致结构固有模态频率偏移、频响特性发生异变，进而诱发传动系统异常振动与早期疲劳损伤，上述公式存在明显局限性，但约束状态下传动轴固有属性是影响整车传动稳定性的关键因素，所以传动轴总成的建模方式是影响计算结果精度的的重要原因。

1.2 模态与频响响应理论

传动轴属于多自由度弹性振动系统，传动轴总成经有限元离散后，系统动力学控制方程为公式(2)：

$$M\ddot{q}(t)+C\dot{q}(t)+Kq(t)=Q \tag{2}$$

式中：M 为全局质量矩阵；C 为全局阻尼矩阵；K 为全局刚度矩阵；q(t)为节点位移向量；$\ddot{q}(t)$、$\dot{q}(t)$分别为节点速度、加速度向量；Q 为外部简谐激励载荷向量[13]。

其无阻尼自由振动模态方程可表征结构固有振动特性，是模态分析的基础理论，用于求解结构无阻尼固有振动特性，忽略阻尼与外载荷，令 Q=0、C0，式(2)简化为自由振动方程式（3）：

$$M\ddot{q}(t)+Kq(t)=0 \tag{3}$$

设简谐振动解为 $q=\varphi e^{i\omega t}$，带入公式（3）得公式（4）：

$$(K-\omega_r^2 M)\varphi_r=0 \ (r=1,2,3\cdots\cdots n) \tag{4}$$

式中：r 为模态阶次；ω_r 为第 r 阶固有圆频率；φ_r为第 r 阶模态振型向量；n 为模型总自由度数，固有频率换算公式参考公式[14]（5）：

$$f_r=\frac{\omega_r}{2\pi} \tag{5}$$

本文采用工程通用模态叠加法开展频响计算，依托模态正交性完成方程解耦,引入模态坐标变换公式（6）：

$$u(\omega)=\sum_{r=1}^{N} q_r(\omega)\varphi_r \tag{6}$$

把公式（6）带入模态正交关系式（7）得到单阶次模态频域控制方程（8）：

$$\begin{cases}\varphi_i^T M\varphi_j=0, i\neq j\\ \varphi_i^T K\varphi_j=0, i\neq j\end{cases} \tag{7}$$

$$q_r(\omega)=\frac{\varphi_r^T Q_0}{(\omega_r^2-\omega^2+i\cdot 2\varepsilon_r\omega_r\omega)} \tag{8}$$

ω为外部激励圆频率；ε_r为第 r 阶模态阻尼比；$q_r(\omega)$为模态坐标复幅值；Q_0为简谐激励幅值向量；N 为参与叠加的模态阶数。叠加各阶模态贡献，得到结构节点位移频响函数表达式为公式（9）：

$$q(\omega)=\sum_{r=1}^{N}\frac{\varphi_r\varphi_r^T}{(\omega_r^2-\omega^2+i\cdot 2\varepsilon_r\omega_r\omega)}Q_0 \tag{9}$$

定义位移频响函数矩阵为公式（10）

$$H(\omega)=\frac{q(\omega)}{Q_0}=\sum_{r=1}^{N}\frac{\varphi_r\varphi_r^T}{(\omega_r^2-\omega^2+i\cdot 2\varepsilon_r\omega_r\omega)} \tag{10}$$

当外部激励频率与一阶固有频率$\omega=\omega_1$重合时，式(10)分母趋近于 0，位移响应幅值急剧放大，引发共振失效。

1.3 共振诱导疲劳失效机制

车辆实际行驶工况复杂多变，传动轴长期受发动机扭矩脉动、路面冲击及传动系统啮合振动的耦合激励作用，始终处于交变动态受力状态。当外部激励频率逼近传动轴结构固有频率时，系统将产生共振效应，致使结构振动幅值急剧放大。持续共振工况会使传动轴主体轴段、万向节连接位置产生高频循环交变应力，极易造成结构局部应力集中，促使材料微观裂纹萌生与持续扩展。某乘用车在试验场环线以 250 公里/小时车速运行 7 分钟后发现失去动力，缓停车后发现传动轴后段从中间断裂，断裂面见图 2。

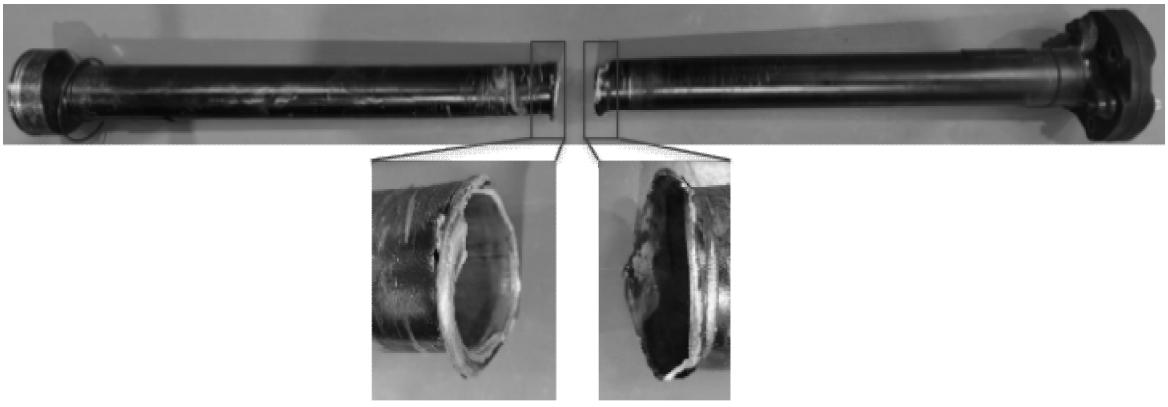


图 2　传动轴后段失效模式

车速 250 公里对应传动轴转速为 7242 转/分，对应传动轴旋转基频为 121Hz。经确认，为了规避传动轴三阶轰鸣问题，传动轴后段中间位置增加了 0.25kg 的内置吸振器，下面通过有无吸振器方案进行计算和试验验证。

2 传动轴总成精细化有限元建模

基于现有商用有限元软件建立四驱乘用车传动轴总成的精细化有限元模型，为高速振动失效分析提供数值基础。

2.1 建模准则

在有限元前处理软件中，建模遵循几何保真与计算资源均衡原则[15]。对 CAD 三维模型进行几何清理，抑制直径小于 1.5mm 的油孔及非承载圆角，以规避畸形单元。轴管采用图四边形网格，花键轴段采用四面体二阶单元。四面体二阶单元按照表 1 设置

表 1　模型用有限单元参数准则

单元类型	序号	单元参数	目标	参数极值
四面体单元	1	≥95%单元的长宽比	≤5	≤10
	2	≥95%单元翘曲角	≤7°	≤10°
	3	≥95%单元扭曲角	≤30°	≤45°
	4	≥95%单元锥角	≥80%	≥60%
四边形单元	1	四边形单元数	≥95%	——
	2	三角形单元数	≤5%	——
	3	单元尺寸	均值 3mm	1mm≤　≤6mm
	4	≥95%单元翘曲角	≤7°	≤10°
	5	≥95%单元的长宽比	≤5	≤7
	6	≥95%单元扭曲角	≤30°	≤40°
	7	≥95%单元雅可比	≤0.7	≥0.3
	8	≥95%单元锥度	≤0.7	≥0.8
	9	≥95%单元最大角度	≤120°	≤135°

2.2 关键部件模型简化与边界假设

在不改变结构动态力学特性、不影响振动失效分析结果的前提下，开展合理几何简化。基于软件几何编辑功能，在保留主承载质量分布的前提下具体简化内容包括：剔除防尘罩、密封胶圈、润滑填充介质等低刚度、低质量附属结构；去除工艺定位孔、细微加工倒角等非承载工艺特征，规避细碎畸形网格的生成；对法兰连接螺栓进行等效处理，通过绑定约束替代实体螺栓建模，万向节滚针轴承采用接触刚度等效方式模拟，在简化模型的同时完全保留核心传力结构与振动传递路径。

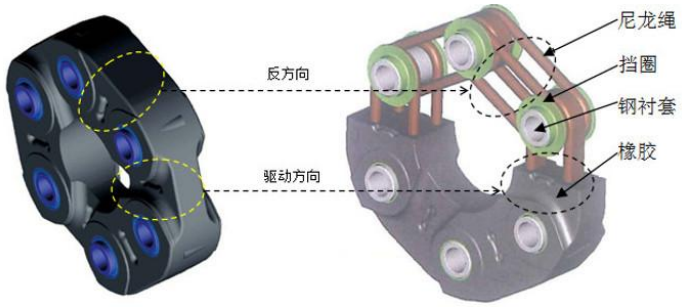
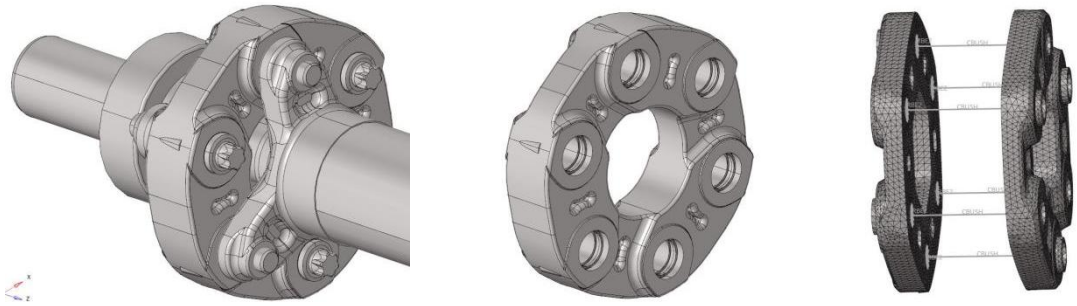


图 3　挠性盘结构示意图

挠性盘内部图见图 3，其内部有六个钢材料的衬套，相邻衬套间有两组尼龙绳连接，每个衬套两端有钢性挡圈，外部有硫化橡胶材料包裹。在旋转过程中，橡胶和尼龙绳提供旋转方向的弹性支承和阻尼。从而起到衰减扭转振动的作用。



a　挠性盘装配模型　　b　挠性盘模型　　c 挠性盘有限元建模爆炸示意图

图 4　挠性盘几何模型和有限元模型

在装配模型（模型 a）基础上简化挠性盘模型，利用几何模型 b，在模型中截面位置分别建立两个独立的模型，6 个链接螺栓孔用弹簧单元简化，有限元模型中单个弹簧刚度按照挠性盘供应商提供的测试刚度做并联处理简化。有限元模型爆炸图见图 c。

模型边界假设：（1）材料为连续、均匀、各向同性线弹性体；（2）满足小变形假设；（3）忽略中间支承总成，变速器输出端和后主减输入端为刚性约束；（4）忽略温度效应；（5）模态分析忽略阻尼，频响分析采用模态阻尼比（ζ=0.03）。

内置吸振器采用质量点简化，简化的质量点在后端轴管中间位置，质量点同一坐标下定义刚性单元主节点，主节点和质量点之间用 0 长度六自由度弹簧单元简化。和主节点最近的后段轴外圈两圈节点点作为从节点，建立刚性单元。弹簧刚度见表 2。

表 2　　中间万向节弹簧刚度简化

位置	平动方向和刚度数值（N/mm）			转动方向和刚度数值（N/mm·rad）		
	X	Y	Z	XX	YY	ZZ
中间万向节	10	$1e^6$	$1e^6$	10	$1e^6$	$1e^6$
吸振器	300	150	150	$1e^6$	$1e^6$	$1e^6$

2.3 材料参数与边界条件确定

传动轴各部件所有材料牌号和参数见表 3，所有材料均采用弹性本构模型。

表 3　传动轴各部件材料参数

序号	零部件	材料牌号	弹性模型（Mpa）	泊松比	密度（km/m^3）
1	前花键轴	20CrMnTi	$2.08e^5$	0.29	$7.83e^3$
2	挠性盘	——	$2.05e^5$	0.27	$2.35e^3$
3	中间花键轴	20CrMnTi	$2.08e^5$	0.29	$7.83e^3$
4	前后轴管	40Cr	$2.06e^5$	0.28	$7.85e^3$
5	中间万向节外壳	UC1	$2.06e^5$	0.30	$7.85e^3$
6	后连接法兰	20CrMnTi	$2.08e^5$	0.29	$7.83e^3$

基于实车装配约束形式，在软件中完成边界约束设置。花键啮合接触面设置为共节点建模；法兰贴合端面设置为固连接触，模拟螺栓预紧后的刚性连接状态。



图 5　传动轴总成有限元模型

螺栓孔连接参考文献[16]中有限元建模螺栓建模方式，万向节滚珠、保持架和滚珠内圈固定架简化为两个坐标值相同的质量点，质量点均选择在硬点位置。传动轴中间位置万向节采用 0 长度弹簧单元简化，在硬点位置建立两组刚性单元，主节点选在硬点位置，一组刚性单元从节点选择就近硬点位置的实心花键轴外圈一周，一组刚性单元选择滚珠外圈壳体，弹簧刚度按照表 2 设置。内置吸振器用质量单元简化，质量单元和临近传动轴两列网格刚性连接。

3 模态仿真结果与共振失效机理分析

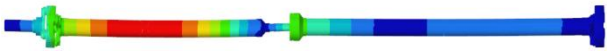
通过有限元前期处理，基于模态仿真机理获取传动轴总成固有振动特性和频响计算，结合实际极限作业工况完成激励频率定量计算，精准匹配频率耦合关系，系统阐释传动轴共振疲劳断裂的演化机理，为后续结构优化、工况限值设定及失效防控提供理论支撑。

3.1 传动轴总成模态仿真结果

模态仿真用于获取结构固有频率、振型及刚度分布特性，是判定旋转机械共振风险的核心手段。本文依托现有商业有限元仿真软件建立传动轴总成精细化仿真模型，模型涵盖传动轴轴体、万向节、花键套、连接法兰等关键零部件，兼顾结构装配关系与实际约束状态，保证仿真结果与工程实际高度契合。

本文采用兰索斯（Lanczos）迭代法进行模态求解，提取传动轴总成前 2 阶固有模态特性，有无吸振器模型前两阶固有频率与振型特征如表 4 所示。

表 4　传动轴总成前 2 阶模态仿真结果

吸振器	阶数	固有频率/Hz	振型特征描述	振型图
无吸振器	1	161	后段一阶水平弯曲振动	
	2	233	前段一阶水平弯曲振动	
有吸振器	1	123	后段一阶水平弯曲振动	
	2	230	前段一阶水平弯曲振动	

由仿真结果可知，传动轴总成低阶模态以弯曲振动为主，振动形态简单、固有频率较低，尤其带内置吸振器的传动轴一阶弯曲模态较低，易被实际工况激励触发振动响应。一般情况下第一阶弯曲模态为传动轴工作过程中的主导振动模态，本车辆带吸振器的传动轴后段一阶弯曲模态频率与车辆极限车速转速对应的激励频率区间高度重叠，存在显著的共振风险，振型显示是疲劳断裂的位置，与失效断裂位置高度吻合。

3.2 频率响应计算

仅依靠模态分析仅能得到结构自身固有属性，无法反映结构在外部激励作用下的实际振动幅值与动态响应特征，因此进一步开展频响计算。

采用模态法计算传动轴有无吸振器状态下频响函数，传动轴输入端花键轴最前端中心点选为激励点，激励点和花键轴端面采用刚性连接，激励方向为轴向扭转单位激励；传动轴输出端挠性盘端面中心点为刚性约束点，刚性约束点和挠性盘螺栓采用刚性连接单元连接。

有无吸振器频响计算结果见图 6。无吸振器峰值频率为 160Hz，带吸振器第一个峰值频率为 123Hz，和失效断裂时传动轴基频 121Hz 基本耦合。虽然带吸振器振幅衰减了 50%以上，但频率耦合共振为导致疲劳断裂的真因。

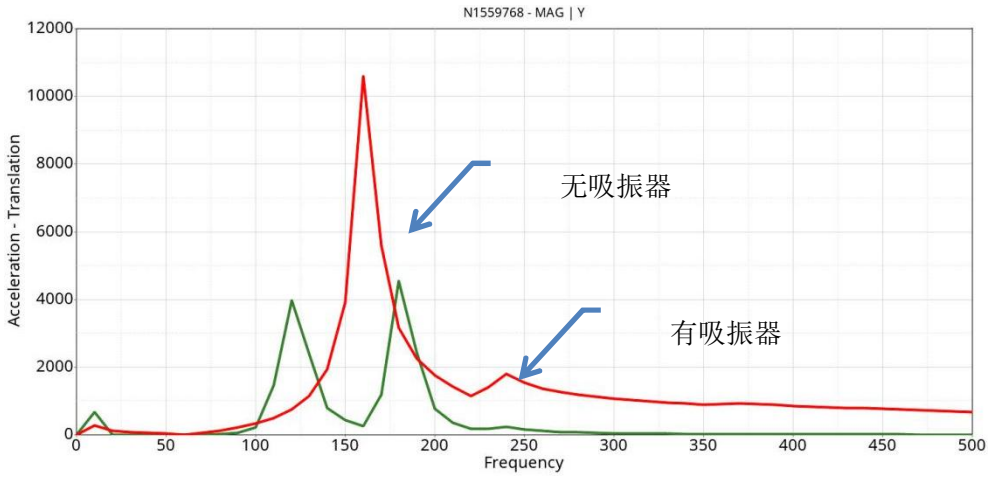


图 6　有无吸振器传动轴后段中间位置频响曲线

4 试验验证与模型精度评价

本章开展传动轴模态试验测试，通过试验数据处理、模态参数识别获取真实结构固有振动特性，将试验结果与仿真计算结果进行定量对比，完成模型精度校核与误差溯源，验证仿真模型及失效机理分析的科学性与可靠性。

4.1 试验数据处理和模态识别

试验过程在传动轴前后段轴管上共布置 6 个三个加速度传感器，通过力锤对传动轴轴向、径向、周向进行多次敲击激励，每组工况重复测试 5 次。采用汉宁窗函数对信号进行加窗滤波，通过快速傅里叶变换（FFT）将时域振动信号转换为频域信号，得到传动轴结构的频响函数曲线。

采用 PolyMAX 模态识别算法通过设定稳态阈值、频率容差与阻尼容差，筛选出稳定的模态极点，精准提取传动轴总成各阶固有频率与振型向量，完成试验模态参数的定量识别，最终得到传动轴总成试验模态结果，为后续仿真精度对比提供真实试验依据，获得的后段中间测点频响曲线见图 7。

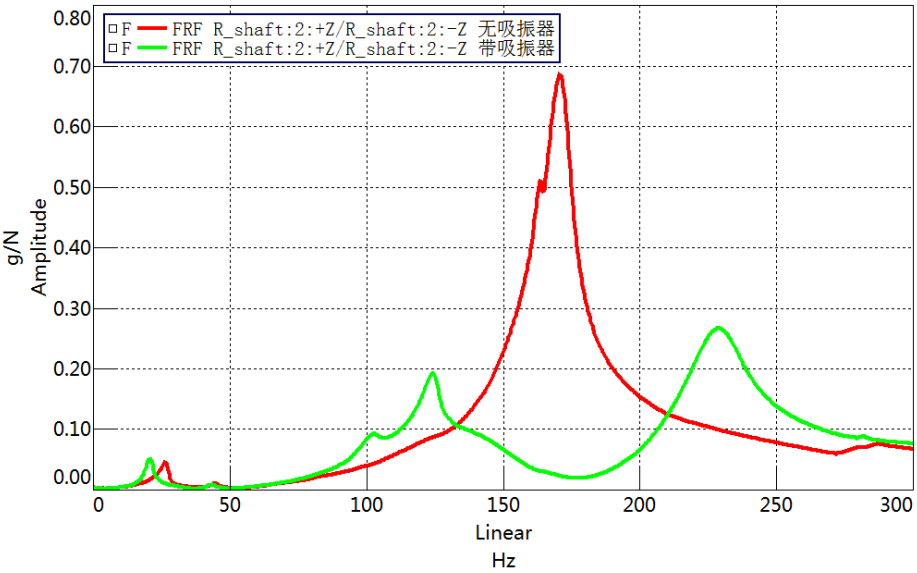


图 7　传动轴后段中间位置测点频响曲线

4.2 仿真与试验结果对比验证

为定量评价有限元仿真模型的计算精度，将试验识别得到的模态参数与仿真模态结果进行对标分析，从固有频率误差、振型一致性两个维度开展精度验证，计算仿真与试验的频率相对误差，误差计算公式见公式（11）

$$\delta=\frac{f_{FEA}-f_{Test}}{f_{Test}}*\ 100\% \tag{11}$$

式中：δ频率相对误差；f_{FEA}仿真固有频率（Hz）；f_{Test}为试验固有频率（Hz）。

统计传动轴总成前 2 阶模态试验与仿真数据，得到模态结果对比及误差分析如表 5 所示。

表 5　传动轴总成模态仿真与试验结果对比

吸振器	阶数	试验频率/Hz	振型描述	试验振型	仿真频率/Hz	相对误差/%
无吸振器	1 阶	160	后段一阶弯曲		161	0.63
	2 阶	230	前段一阶弯曲		233	1.3
有吸振器	1 阶	126	后段一阶弯曲		123	-2.4
	2 阶	234	前段一阶弯曲		230	-1.7

由表 5 精度分析结果可知，传动轴总成前 2 阶模态仿真频率与试验实测频率高度吻合，各阶频率相对误差均小于 1.5%，最大误差仅为 2.4%，远低于工程仿真允许误差阈值 5%，满足机械结构仿真分析精度要求。同时，模态对应的振型形态、振动变形区域结果完全一致，验证了仿真振型结果的真实性。

采用无吸振器传动轴，传动轴转速可由 7242rpm 提高为 9600rpm，对应车速提高到 330km/h，由于极限车速不会发生共振，所以采用无吸振器传动轴可有效避开极限车速共振疲劳失效问题。

5 总结

本文以某高端乘用车传动轴疲劳断裂失效为研究对象，结合有限元仿真、频响计算、模态试验和整车性能测试，系统开展传动轴振动特性与共振失效机理研究，建立了高精度传动轴有限元建模方法，结论如下：

（1）探明了传动轴模态振动特性与极限工况共振耦合规律。传动轴低阶模态以弯曲振动为主，第一阶弯曲模态为主要风险模态。第一阶结构固有频率和极限车速传动轴旋转基频高度匹配，是诱发传动轴共振疲劳失效的根本诱因。

（2）揭示了带挠性盘结构的传动轴挠性盘有限元模型简化方法和带内置吸振器的传动轴总成频响计算方法，通过和试验结果对比分析，模态计算和频响计算精度满足工程应用，为乘用车传动轴相关性能开发提供了可借鉴的方案。

（3）验证了仿真模型精度并建立标准化建模方法。模态试验结果表明，仿真与实测固有频率相对误差小于 3%，模型精度满足工程分析要求。通过优化几何简化、网格划分、边界条件及求解策略，形成了适配旋转传动轴构件的高精度有限元建模方法，可为此类结构振动仿真与失效分析提供技术参考。

参考文献：

[1] LEE J,CHOI S.Vibration and fatigue characteristics of automotive drive shaft assembly under variable load conditions[J].Journal of Mechanical Science and Technology,2022,36(9):4125-4132.

[2] 赵建,李有意，等.某乘用车动力吸振器控制轰鸣与振动研究[J].汽车技术,2024,第 11 期:46-51。

[3] PARK J, KIM T. Driveline NVH optimization based on refined universal joint finite element modeling[R]. SAE Technical Paper,2023-01-0568,2023.

[4] 王浩宇,李建伟.汽车传动轴共振诱发疲劳断裂机理与试验研究[J].机械科学与技术,2022,41(11):1782-1787.
[5] 王成明,张德福.汽车传动轴振动的仿真分析与优化[J].机械设计与制造,2022,9(9):27-31.
[6] PARK J, KIM T. Driveline NVH optimization based on refined universal joint finite element modeling[R]. SAE Technical Paper,2023-01-0568,2023.
[7] ＲAHMAN M，MOLINA G，SALEKEEN S，et al．Design optimi-zation of driveshaft and universal joint using finite element tech-nique［C］．ASME International Mechanical Engineering Congress
[8] ＆Exposition，2016．
[9] 张天宇,刘峰.汽车传动系统模态建模精度影响因素及优化策略[J].噪声与振动控制,2023,43(4):102-107。
[10] 李铭,赵亮.汽车传动系统 NVH 失效机理与结构优化研究[J].噪声与振动控制,2022,42(05):88-93.
[11] 周凯,陈明.基于模态叠加法的轴类零件频响特性研究[J].机械强度,2022,44(03):689-694.
[12] SAE International. Vibration Response Characteristics of Automotive Driveline Components[R]. SAE Technical Paper, 2023-01-1025.
[13] 陈曦,王强.车辆传动系统动力学建模与模态特性分析[J].机械设计与制造,2021(08):263-266.
[14] 张义民。机械振动[M].北京：清华大学出版社，2007.3：110-112.
[15] 钟一谔，何衍宗，王正，等。转子动力学 [M]. 北京：清华大学出版社，1987.
[16] 王振, 刘宏昭, 张伟. 汽车传动轴总成静动态特性分析[J]. 机械强度, 2017, 39(4): 890-895.
[17] 王明正，赵建，等。纯电动乘用车瞬态冲击虚拟仿真建模分析方法[J].汽车工程师，2025（01）：30-35。

特种车辆传动用三维编织碳纤维摩擦片异质界面连接设计与强度优化

李亚东[1,2]，李炎森[3]，胡铮[4]，金孔杰[4]，张万昊[4]，魏炳忱[1]，张坤[1]

（1. 中国科学院力学研究所, 北京 100190；2. 北京印刷学院机电工程学院, 北京 102600；
（2. 3 石家庄铁道大学，河北省智能材料结构力学重点实验室，河北石家庄 050043；
（3. 4. 中国北方车辆研究所，北京 100072）

摘　要：针对特种车辆湿式传动系统高功率密度、高热负荷和高频冲击工况下摩擦片热承载及异质界面连接可靠性不足的问题，提出三维编织 C/C 摩擦层-金属连接丝-钢质芯板一体化连接结构，并采用 Cu 丝或 Ni 丝增强及树脂浸渍-固化-碳化（RIC）工艺实现界面连接。结果表明，高温化学气相沉积会导致 Cu 丝热损伤并引起摩擦层脱落，而 650 ℃ RIC 可有效保持连接丝完整性。二次 RIC 条件下，Ni 丝试样拉伸强度和 90°剥离强度分别达 108.47 MPa 和 3.71 kN/m，均优于 Cu 丝及无金属丝试样。拉伸-剪切试样均在 C/C 内部发生层间破坏，表明异质界面并非优先失效部位；经 50 万次扭振试验后，Cu 丝和 Ni 丝摩擦片均未发生脱落。Ni 丝与二次 RIC 组合表现出最佳综合力学性能。

关键词：特种车辆；湿式摩擦片；三维编织碳/碳复合材料；异质界面；界面强度

中图分类号：U463.3　　**文献标志码：**A

Interfacial Joining Design and Strength Optimization of 3D-braided Carbon-fiber Friction Plates for Special-vehicle Transmission Systems

LI Yadong[12], LI Yansen[3], HU Zheng[4], JIN Kongjie[4], ZHANG Wanhao[4],

Kun Zhang[1], WEI Bingchen[1]

(1. Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing Institute of Graphic Communication, Beijing 102600, China; 3. Hebei Key Laboratory of Mechanics of Intelligent Materials and Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, Hebei, China; 4. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: To address the insufficient thermal load capacity and interfacial joining reliability of friction plates in wet transmission systems of special vehicles under high power density, high thermal loads, and high-frequency impact conditions, an integrated structure consisting of a three-dimensional (3D) braided carbon/carbon (C/C) friction layer, metallic connecting wires, and a steel core plate was proposed. Cu or Ni wires were incorporated into the bottom layer of the braided preform, and the friction layer was joined to the steel core plate through a resin impregnation-curing-carbonization (RIC) process followed by hot pressing. The results showed that high-temperature chemical vapor deposition caused severe thermal degradation of the Cu wires and subsequent detachment of the friction layer, whereas the RIC process at 650 ° C effectively preserved the integrity of the connecting wires. After two RIC cycles, the

Ni-wire-reinforced specimens achieved a tensile strength of 108.47 MPa and a 90° peel strength of 3.71 kN/m, both higher than those of the Cu-wire-reinforced and wire-free specimens. All tensile-shear specimens failed by interlaminar fracture within the C/C composite, indicating that the heterogeneous joining interface was not the preferential failure site. Moreover, neither the Cu-wire- nor Ni-wire-connected friction plates exhibited detachment after 5×10^5 torsional vibration cycles. The combination of Ni-wire reinforcement and two RIC cycles exhibited the best overall mechanical performance.

Keywords: special vehicle; wet friction plate; three-dimensional braided carbon/carbon composite; heterogeneous interface; interfacial strength

1 引言

传动系统承担发动机功率传递以及转矩、转速调节等功能，是特种车辆实现直驶、转向、加速及制动的核心系统。湿式多片离合器和制动器中的浮动支撑摩擦副依靠摩擦片与对偶片之间的接合和分离完成动力传递与换挡操纵，其热承载能力、转矩容量以及动态可靠性直接影响传动系统的功率密度与服役寿命。国内针对湿式离合器动态接合、瞬态传热、摩擦片表面温升、热机耦合温度场及转矩响应等问题已开展了系统研究[1-6]，结果表明，接合压力、滑摩时间、润滑状态、摩擦副结构及材料热物性共同决定接合过程中的温升、热应力与转矩波动。随着特种车辆向高机动、高功率密度和紧凑化方向发展，摩擦副接合过程中承受的滑摩功、界面温升和冲击振动持续提高。前期工程工况分析表明，高强度换挡条件下摩擦表面可能经历超过 500 ℃的瞬态热循环，同时摩擦片芯板还承受高频振动冲击；传统铜基粉末冶金摩擦材料在上述条件下易出现局部烧蚀、热变形、异常磨损及摩擦性能衰减，其热容储备与单位面积承载能力逐渐成为进一步提升传动系统功率密度的限制因素。

碳纤维增强碳基复合材料（C/C）具有耐高温、耐热冲击、低密度、高比强度及优良的摩擦稳定性，在航空制动等高能量摩擦环境中已获得广泛应用。国内综述表明，C/C 复合材料的制备、结构调控、致密化和界面控制是决定其工程性能和批次稳定性的关键[7]。针对湿式传动材料，碳纤维增强纸基、碳布树脂基及 C/C-SiC 等体系的研究表明，孔隙率、织物结构、基体组成和制动工况均会显著影响摩擦系数稳定性、磨损率及热衰退行为[8-13]。这说明以连续碳纤维编织结构替代传统粉末冶金摩擦层，具有提高高能载工况下热稳定性和结构完整性的潜力。国外湿式多片离合器研究也表明，现代碳基摩擦衬层在高滑动速度和高比能条件下可表现出较好的耐损伤和摩擦稳定性[21-23]。

然而，C/C 材料在湿式摩擦副中的应用并不是单纯的“材料替换”问题。对于浮动支撑摩擦片而言，毫米级摩擦层必须可靠连接于薄壁钢质芯板，并在反复接合、热循环及齿部冲击作用下长期保持完整。碳纤维编织复合材料具有显著各向异性和多尺度非均质特征，其纤维束、碳基体及界面共同控制载荷传递与裂纹扩展；国内三维编织 C/C 材料研究表明，温度、编织方向、内部缺陷和界面状态会显著改变其强度及疲劳失效模式[14-15]。同时，碳材料与金属之间存在润湿性不足、热膨胀失配及残余热应力等典型异质连接问题。范同祥等[16]指出，碳/金属复合体系界面反应、润湿行为与界面结构对载荷传递和复合性能具有决定性影响；针对 C/C 复合材料与金属连接的公开研究也将润湿性、界面反应和热应力列为限制接头强度与可靠性的关键问题[27]。

已有湿式碳基摩擦衬片失效研究发现，随着载荷提高，摩擦衬层相对承载板发生位移乃至脱离可能成为系统最终失效形式之一[23]，说明摩擦材料与金属承载板之间的连接可靠性是碳纤维摩擦片工程化过程中必须解决的关键问题。传统机械连接需要在薄壁摩擦层或芯板上引入孔、铆钉等结构，容易造成局部应力集中；聚合物胶粘连接虽然工艺简单，但其高温稳定性和长期热老化性能受限；钎焊、扩散连接等高温冶金连接又可能带来较大的残余应力和芯板热变形。因此，需要在摩擦层本体设计阶段同步考虑界面连接功能，使材料制备、连接结构和服役载荷之间形成工艺与结构协同。

基于上述问题，本文提出一种基于三维编织结构的“结构-功能一体化”异质连接方法：在 C/C

预制体底层直接编入金属丝，使其既作为三维编织结构的局部增强相，又作为摩擦层与钢质芯板之间的连接媒介；同时对芯板表面进行金属电镀处理，再通过热压实现摩擦层与芯板连接。在此基础上，首先分析高温 CVD 工艺造成 Cu 丝连接失效的原因，进一步采用较低温度的 RIC 工艺，并比较 Cu 丝、Ni 丝以及不同 RIC 循环次数对摩擦层本征强度、90°剥离承载、拉伸-剪切承载及动态连接可靠性的影响，建立“连接材料-制备工艺-复合材料强度-界面破坏模式”之间的关联，为特种车辆三维编织碳纤维湿式摩擦片的界面设计与工程应用提供依据。

2 实验材料与方法

2.1 摩擦片总体结构设计

本文摩擦片由三维编织 C/C 摩擦层、金属丝连接层、芯板表面电镀层和钢质芯板构成。具体制备工艺流程如图 1 所示。

2.1.1 摩擦层材料设计

摩擦层增强体采用 T300-3K 聚丙烯腈（PAN）基碳纤维，纤维公称直径约 7 μm，表 1 给出了一些主要的性能参数。摩擦层材料采用浅交弯联三维编织结构，如图 2 所示。为在不显著增加摩擦片厚度和附加机械连接结构的前提下实现 C/C 摩擦层与 30CrMnSiA 钢质芯板连接，在预制体靠近芯板一侧的底层，以直径 0.15 mm 的 Cu 丝或 Ni 丝部分替代碳纤维束参与编织，使连接金属丝在摩擦层内部形成连续约束，并在摩擦层底部形成可与芯板连接的金属网络，如图 3 所示。该设计将界面连接功能提前引入碳纤维预制体结构，使金属丝同时参与摩擦层内部载荷传递和摩擦层-芯板之间的跨界面载荷传递。

表 1　T300-3KPAN 基碳纤维主要性能参数

材料	热导率/ $\cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	热膨胀系数/K^{-1}	密度/ $g \cdot cm^{-1}$	抗拉强度/ MPa	抗拉模量/ GPa	断裂伸长率/ %	直径/ μm
T300	10.47	-0.41×10^{-6}	1.76	3530	230	1.5	7.0

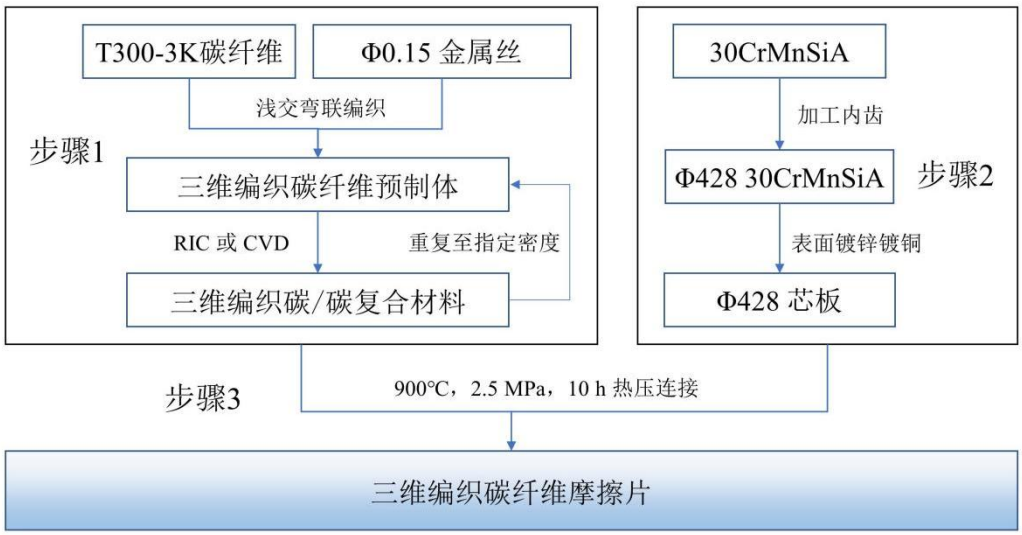


图 1　三维编织碳纤维摩擦片制备流程图

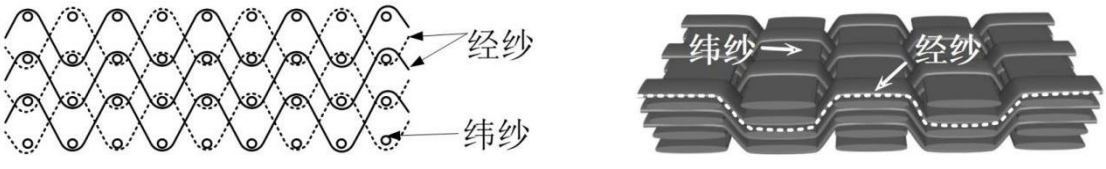


图 2　浅交弯联纬结构示意图立体结构

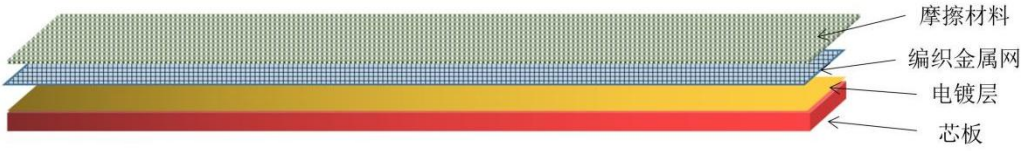


图 3　碳纤维编织摩擦片设计示意图

2.1.2 C/C 摩擦层制备

对编织完成的预制体采用树脂浸渍-固化-碳化（RIC）工艺进行基体填充和碳化。以酚醛树脂为前驱体，利用树脂传递模塑（RTM）方式进行浸渍，浸渍过程中维持约−0.09 MPa 真空条件，使树脂充分进入纤维束间及预制体孔隙。完成浸渍后，在 200 ℃、3 MPa 条件下热压固化 12 h；随后在 N_2保护气氛下升温至 650 ℃并保温 60 h，使树脂基体发生热解碳化。RIC 属于液相前驱体致密化路线，重复 RIC 过程能够持续填充开放孔隙并提升基体连续性和致密度。

为考察进一步致密化对力学性能的影响，分别制备经过 1 轮和 2 轮 RIC 处理的试样。第二轮 RIC 按照相同的 RIC 程序执行。各轮处理后对连接侧表面进行轻度机械处理，去除金属丝表面残留碳渍并保证后续连接表面清洁。此外，还采用 CVD 路线制备含 Cu 丝的 C/C 摩擦层，沉积温度约 1100 ℃、时间 120 h。该路线主要用于工艺兼容性分析，其结果见 3.1 节；鉴于后续动态试验中出现连接失效，优化试样均采用 650 ℃ RIC 路线。

2.1.3 芯板表面处理与异质界面热压连接

钢质芯板加工完成后进行镀 Zn 和镀 Cu 处理，以便于和金属丝网格热压连接。接着，将机加工后的 C/C 摩擦层与处理后的芯板对正装配，在 900 ℃、2.5 MPa 条件下热压 10 h，随后随炉冷却。热压过程中，底层编织金属丝作为 C/C 摩擦层与芯板金属镀层之间的连接桥梁。碳/金属界面的润湿、反应和热应力共同影响连接质量[16,27]。加工完成后的摩擦片如图 4 所示。

同时，按照连接丝种类和 RIC 循环次数设置 Cu 丝、Ni 丝以及不含金属丝的对照组。含 Cu 丝和 Ni 丝试样分别记为 1st Cu、2nd Cu、1st Ni 和 2nd Ni，其中数字表示 RIC 循环次数；不含金属丝的对照组记为 1st CF 和 2nd CF。对于剥离和拉伸-剪切试验，含金属丝试样采用上述热压连接方式与芯板连接；无金属丝试样利用高强胶与芯板连接，作为复合材料自身承载能力对照。

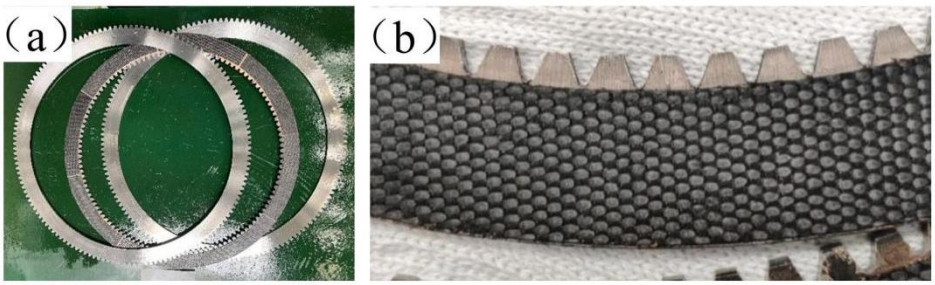


图 4　三维编织碳纤维摩擦片：（a）摩擦片，（b）局部形貌

2.2 力学性能测试

2.2.1 摩擦层材料本征拉伸性能测试

摩擦层材料的拉伸性能参考 GB/T 33501-2017《碳/碳复合材料拉伸性能试验方法》进行[29]。试样尺寸为 130 mm×20 mm×1 mm，采用万能材料试验机进行准静态拉伸，加载速度为 1 mm/min。拉伸强度按式（1）计算：

$$\sigma_t = F_{max} / (b \cdot h) \tag{1}$$

式中，σ_t为拉伸强度，MPa；F_{max} 为试样断裂前最大拉伸载荷，N；b 为试样有效宽度，mm；h 为试样厚度，mm。该试验用于评价连接金属丝引入及 RIC 循环次数变化对 C/C 摩擦层整体承载能力的影响。

2.2.2 90 剥离性能测试

考虑摩擦层厚度较小且一侧为刚性钢质芯板，采用 90°剥离构型评价摩擦层与芯板连接体系的抗剥离能力，参考 GB/T 2792-2014《胶粘带剥离强度的试验方法》进行[30]，测试装置如图 5（a）所示。C/C 试样尺寸为 1 mm×20 mm×350 mm，有效连接长度为 150 mm；钢质芯板厚度 3 mm、宽度 20 mm、长度 200 mm。单位宽度剥离强度按式（2）计算：

$$p = F / b \tag{2}$$

式中，p 为剥离强度，kN/m；F 为稳定剥离阶段对应的剥离载荷，N；b 为试样宽度，mm。除比较剥离强度数值外，同时观察剥离后的断裂路径，将破坏位置区分为连接界面分离、界面/复合材料混合破坏以及 C/C 材料内部层间破坏，据此判断强度数值对应的控制环节。

2.2.3 拉伸-剪切性能测试

采用既定拉伸-剪切构型评价 C/C 摩擦层与芯板连接体系在切向载荷作用下的承载能力，参考 GB/T 1450.1—2005《纤维增强塑料层间剪切强度试验方法》[31]，测试装置如图 5（b）所示。名义拉伸-剪切强度按式（3）计算：

$$\tau_n = F_{max} / A \tag{3}$$

式中，τ_n为名义拉伸-剪切强度，MPa；Fmax 为最大载荷，N；A 为名义连接面积，mm²。对于异质连接试样，仅凭式（3）所得数值不能直接认定为“真实界面剪切强度”，还必须结合断裂位置判断。当断裂沿 C/C-芯板界面扩展时，该数值主要表征界面承载能力；当裂纹位于 C/C 材料内部时，所测数值主要受到复合材料层间强度控制，仅能说明连接界面在相应名义载荷下尚未优先失效。

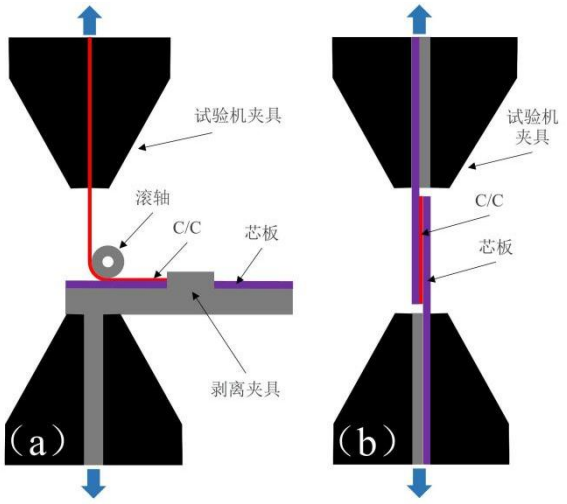


图 5　界面强度测试方法：（a）90°剥离，（d）拉伸-剪切

2.2.4 动态连接强度试验

采用扭振试验台对完整摩擦片进行动态连接可靠性验证，如图 6 所示。试验时摩擦片内齿与内鼓配合，齿部间隙 1.1 mm，扭振振幅 1.5°，激励频率 310 Hz。优化后的 Cu 丝和 Ni 丝连接摩擦片进行 50 万次循环测试，以摩擦层是否发生局部剥落、整体脱落或连接失效作为动态强度判据。对于初始 CVD 与 Cu 丝方案，同样进行扭振试验，以评价高温 CVD 制备过程与 Cu 连接丝之间的工艺兼容性，并将其作为后续 RIC 工艺优化的对照。



图 6　动态强度试验试验片的安装

2.3 断口微观表征

对动态试验后失效的 Cu 连接丝及相关破坏区域采用扫描电子显微镜（SEM）观察，工作距离约 15 mm，加速电压 20 kV。重点分析连接丝断口塑性变形特征、断裂台阶、局部熔融形貌及表面沉积特征。

3 结果与讨论

3.1 高温 CVD 工艺与 Cu 连接丝的兼容性及失效机制

初始连接方案采用 Cu 丝作为底层金属连接介质，并在编织完成后采用约 1100 ℃ CVD 工艺制备 C/C 摩擦层。完成 CVD 和热压连接后，摩擦片在扭振动态试验开始约 1～2 min 即出现摩擦层从芯板脱落的现象，如图 7 所示。失效后观察发现，摩擦层与芯板的分离并非主要源于大面积连接面直接脱粘，而是与芯板连接位置附近的 Cu 丝发生断裂，如图 8 所示，说明金属丝自身性能退化成为连接体系中的薄弱环节。

图 9 展示了利用 SEM 观察的断面，结果显示，断裂 Cu 丝断面整体较为平坦，未观察到典型大量韧窝和明显颈缩，局部存在分层台阶及准解理/沿晶特征，表明其断裂过程中的塑性耗能能力已明显降低。断面及边缘同时出现颗粒状沉积和局部“熔边”样形貌，表明连接丝曾经历较严重的高温热影响。鉴于 CVD 温度约为 1100 ℃，已略高于纯 Cu 熔点，因此 Cu 丝在 CVD 过程中发生局部熔化-凝固及随后的组织粗化具有较强物理合理性。

该结果表明，对“编织金属丝+热压连接”结构而言，连接材料的初始强度并不是唯一决定因素，连接丝能否完整经历 C/C 摩擦层制备过程更加关键。若摩擦层致密化温度接近或超过连接丝的热稳定极限，即使最终连接区域具有较高结合强度，连接丝在前序工艺中已经发生脆化或局部熔损，仍会导致动态承载能力显著降低。因此，后续方案将 C/C 制备路线由 1100 ℃ CVD 调整为 650 ℃ RIC 工艺，使基体碳化温度明显低于 Cu 和 Ni 的熔点，以实现摩擦层制备与金属连接结构的工艺协调。



图 7　摩擦层从芯板上脱落

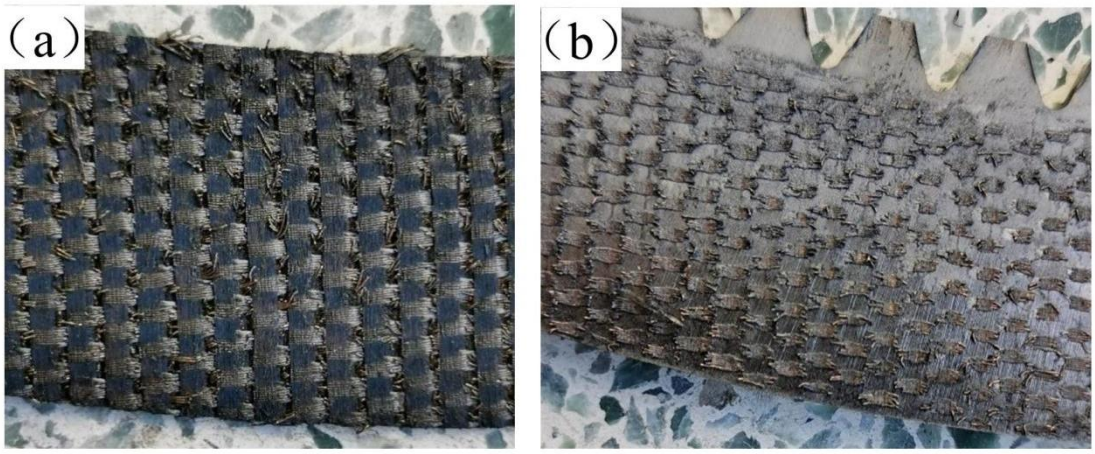


图 8　（a）脱落的摩擦层　（b）摩擦层脱落后的芯板界面

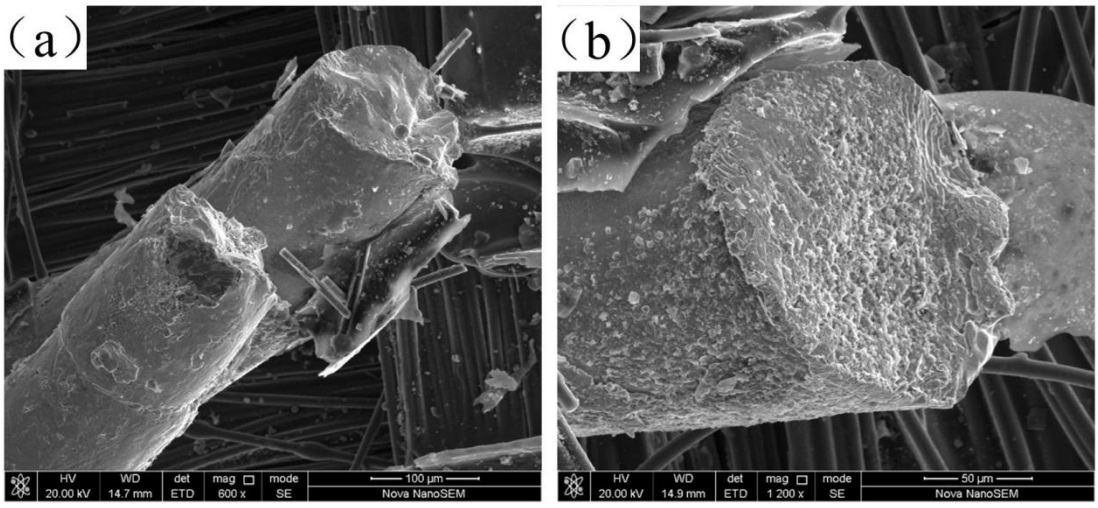


图 9　（a）断裂的 Cu 丝　（b）Cu 丝断面

3.2 金属丝及 RIC 循环对摩擦层材料拉伸性能的影响

不同试样的准静态拉伸结果见表 2。结果表明，在相同 RIC 循环次数下，引入金属丝后摩擦层的拉伸强度均高于无金属丝试样。其中，一次 RIC 条件下，Cu 丝和 Ni 丝试样拉伸强度分别为 44.72 MPa 和 60.97 MPa，相比 1st CF 的拉伸强度分别提高 41.4%和 92.8%；二次 RIC 条件下，2nd Cu 和 2nd

Ni 分别达到 54.09 MPa 和 108.47 MPa，相比 2nd CF 的 40.14 MPa 分别提高 34.8%和 170.2%。这说明底层金属丝并非只承担摩擦层与芯板的连接功能，还能够参与复合材料内部的载荷传递，对三维编织摩擦层具有一定增强作用。三维编织复合材料的宏观强度与增强体空间拓扑、纤维束连续性和界面载荷传递密切相关[14-15]。

Ni 丝的增强效果高于 Cu 丝，尤其在二次 RIC 后差异进一步扩大。2nd Ni 拉伸强度平均值较 2nd Cu 提高 100.5%。这一差异可能与 Ni 丝较高的本征强度、较好的高温组织稳定性以及经历 RIC 后保持较完整的连续增强结构有关。当基体缺陷较多时，金属增强相的有效承载可能受限于周围多孔碳基体；随着第二轮浸渍-固化-碳化，纤维束和金属丝周围的基体连续性改善，Ni 丝的增强潜力得以更加充分发挥。RIC 循环次数对所有类型试样均表现出正向影响，这是由于多次 RIC 导致 C/C 复合材料的密度增加所致。Cu 丝、Ni 丝和无金属丝试样由一次 RIC 增加至二次 RIC 后，拉伸强度平均值分别提高 21.0%、77.9%和 26.9%。C/C 材料性能对孔隙结构和致密化程度高度敏感[7]，湿式摩擦材料研究也表明孔隙结构会显著影响其力学与摩擦响应[8]。

表 2　不同复合材料的拉伸性能

材料	最大载荷/ N	强度/ MPa
1st Cu	668±12	44.72±8.14
2nd Cu	915±18	54.09±9.20
1st Ni	732±13	60.97±7.39
2nd Ni	1731±21	108.47±12.43
1st CF	504±17	31.63±6.42
2nd CF	982±14	40.14±8.77

3.3 90°剥离承载能力及破坏路径

不同试样的 90°剥离结果如表 3 所示。结果表明，Ni 丝连接试样表现出最高的剥离承载能力。一次 RIC 条件下，1st Ni 剥离强度为 2.71 kN/m，约为 1st Cu 的 2.42 倍；二次 RIC 后，2nd Ni 达到 3.71±0.55 kN/m，较 2nd Cu 的 2.06 kN/m 提高 80.1%，较 2nd CF 的 1.44 kN/m 提高 157.6%。同时，Cu 丝、Ni 丝和无金属丝组从一次 RIC 增加到二次 RIC 后，剥离强度平均值分别提高 83.9%、36.9%和 121.9%。

相比单纯比较强度数值，剥离破坏路径能够提供更直接的连接机制信息。图 10 展示了 1st CF 试样与 1st Cu 试样在 90°剥离实验后的情况。对于无金属丝的对照试样而言，由于界面胶粘强度显著高于层间强度，因此在剥离过程中表现为复合材料的层间破坏。对于含金属丝的试样而言，实验过程中可观察到界面分离、界面与复合材料共同参与的混合破坏以及 C/C 摩擦层内部破坏等不同阶段。当连接界面强度较低时，裂纹优先沿摩擦层-芯板连接区域扩展；随着金属丝引入和连接能力增强，裂纹逐渐偏转进入 C/C 材料内部，表明连接界面不再是唯一或首要的裂纹扩展路径。碳/金属界面设计研究指出，合理的界面结合应在有效传递载荷与避免形成脆弱高应力界面之间取得平衡[16]；对于复合材料结构，断裂路径由目标界面转移至母材本体，通常意味着连接区域已经不再控制整体极限承载。

表 3　不同复合材料与芯板的界面剥离强度

材料	剥离强度/ kN/m
1st Cu	1.12±0.34
2nd Cu	2.06±0.48
1st Ni	2.71±0.38
2nd Ni	3.71±0.55
1st CF	0.649±0.41
2nd CF	1.44±0.39

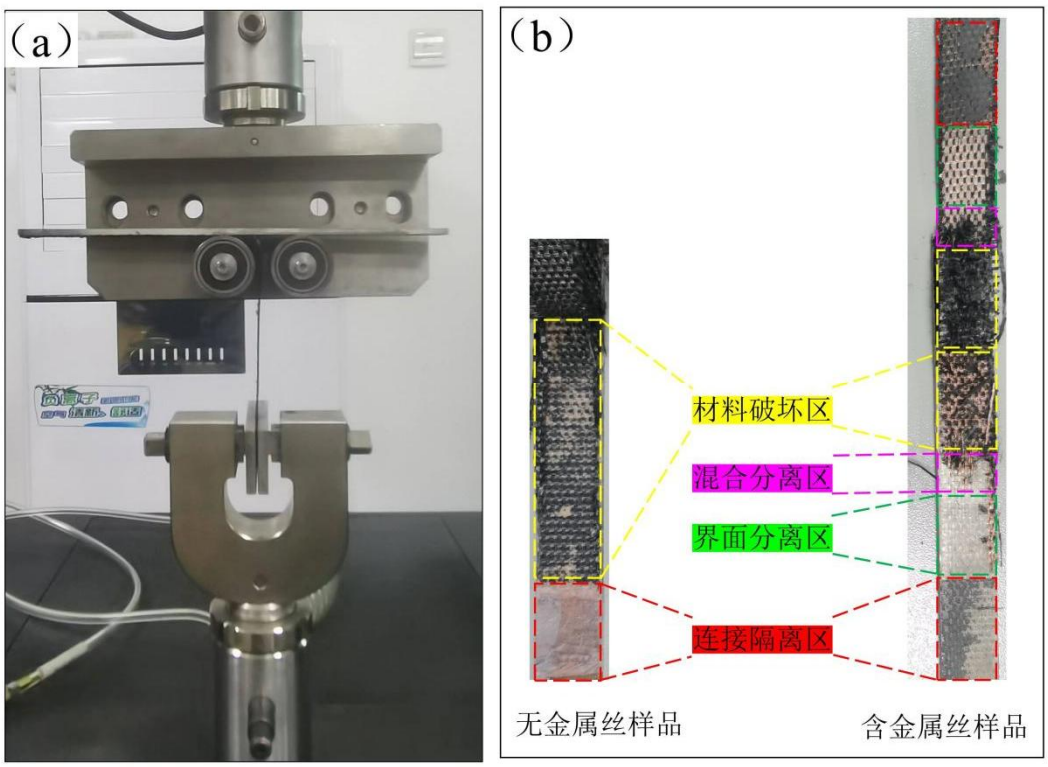


图 10　（a）90°剥离实验工装　（b）剥离界面

无金属丝试样特别是 2nd CF 的剥离强度为 1.44 kN/m，可作为当前试样结构下 C/C 材料内部抗剥离承载水平的工程参照。当连接试样在高于这一水平时仍不发生连接界面分离，而转为 C/C 内部脱层时，继续单纯提高金属-芯板连接强度对整体构件承载能力的边际收益将降低，此时材料内部层间性能开始成为新的控制因素。因此，对三维编织摩擦片而言，合理设计目标不是无限提高界面强度，而是使异质连接界面的承载能力不低于相邻 C/C 摩擦层的层间承载能力，使连接界面避免成为结构的优先失效位置。

3.4 拉伸-剪切承载能力及“界面强度”的物理含义

拉伸-剪切试验结果见表 4。结果表明，名义强度随 RIC 循环次数增加而提高。Cu 丝和 Ni 丝试样由一次 RIC 增加到二次 RIC 后，分别由 2.13 MPa 和 2.29 MPa 提高至 3.53 MPa 和 3.83 MPa，增幅分别为 65.7%和 67.2%。2nd Ni 的平均值较 2nd Cu 高 8.5%，较 2nd CF 高 55.1%。

在拉伸-剪切试验中，需要结合破坏位置对测试结果的物理含义进行判断。由图 11 可见，各组试样的裂纹均主要在C/C复合材料内部扩展，未观察到沿金属丝-芯板异质连接界面的完整剪切分离。因此，式（3）计算得到的 2.13～3.83 MPa 并不能直接表征异质界面的真实剪切强度，而应理解为当前试样结构和加载方式下的名义拉伸-剪切承载水平，其极限载荷主要受 C/C 摩擦层内部层间破坏控制。已有研究表明，C/C 复合材料在层间及循环载荷作用下可出现界面脱粘、裂纹偏转、纤维桥联和分层等多种损伤形式[24-26,28]，因此，仅依据最大载荷计算所谓“界面剪切强度”，可能混淆异质连接界面破坏与复合材料内部层间破坏。图 12 进一步示意了异质连接结构可能出现的不同破坏模式，即只有当裂纹主要沿摩擦层-芯板连接界面扩展时，试验结果才可用于近似表征该界面的剪切承载能力；若裂纹转移至复合材料内部，则测试结果主要反映相邻材料本体的层间承载能力。

尽管上述试验未能直接获得异质连接界面的极限剪切强度，但其破坏模式仍可用于评价连接设计的有效性。如果摩擦层-芯板界面是整个连接结构中的薄弱环节，则在拉伸-剪切载荷作用下应优先发生界面脱粘或沿界面扩展的剪切破坏。事实上，各组试样在达到 2.13～3.83 MPa 的名义拉伸-剪切应力时均首先发生 C/C 复合材料内部破坏，说明经金属丝-镀层-热压构成的异质连接界面在本试验条件下具有高于相邻 C/C 材料层间承载能力的连接水平，因而不是结构的优先失效位置。其中，二次 RIC 无金属丝 C/C 材料的名义层间剪切承载水平约为 2.47 MPa，可作为当前材料体系内部层间承

载能力的参考值。从工程设计角度看，异质界面设计的首要目标并非单纯追求尽可能高的界面强度，而是保证其承载能力不低于相邻摩擦层本体，使界面不成为整体结构中的薄弱环节。从这一意义上看，本文所采用的金属丝-镀层-热压连接方案已经满足了基本的强度匹配要求。

表 4　不同复合材料与芯板的界面剥离强度

材料	拉伸-剪切强度/ MPa
1st Cu	2.13±0.44
2nd Cu	3.53±0.37
1st Ni	2.29±0.51
2nd Ni	3.83±0.78
1st CF	0.74±0.24
2nd CF	2.47±0.54

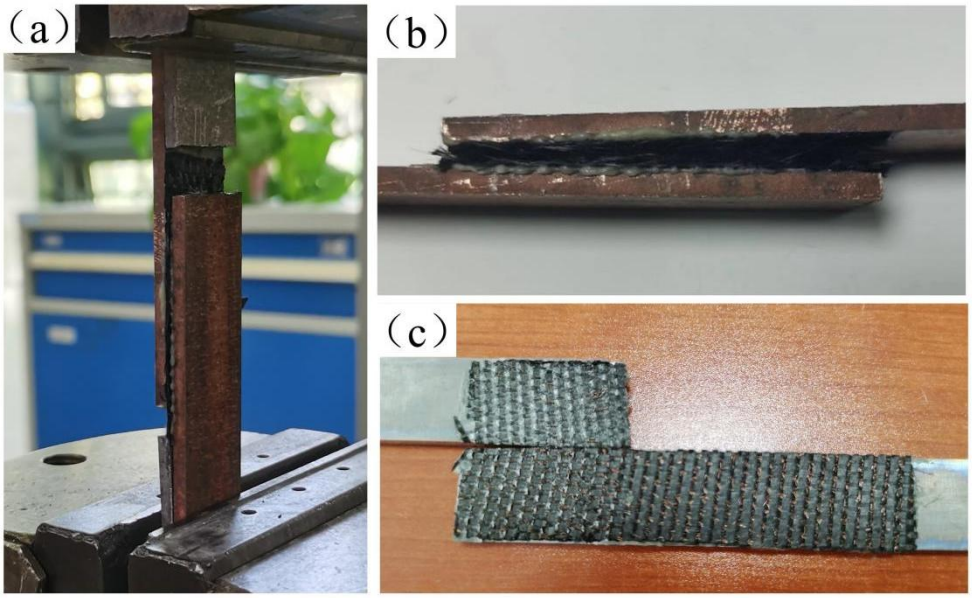


图 11　拉伸-剪切破坏界面

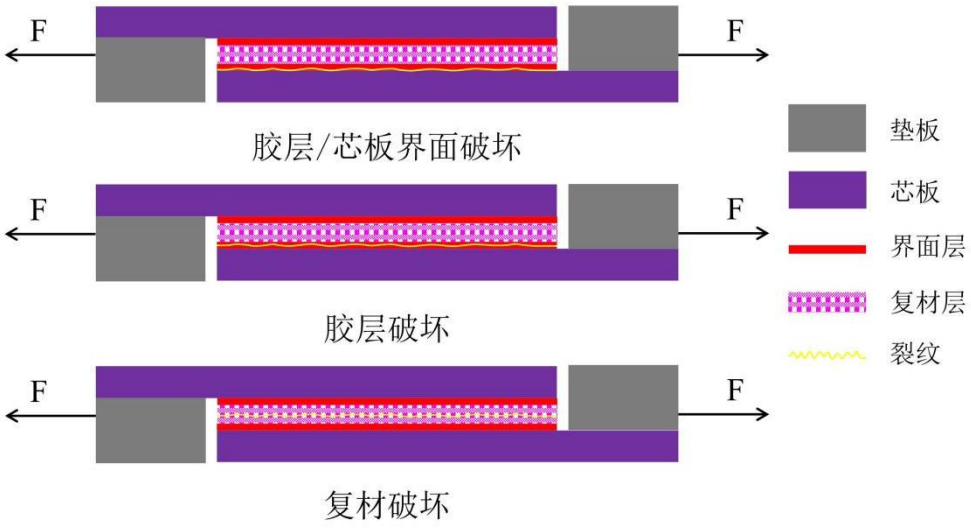


图 12　异质连接界面破坏形式

3.5 动态扭振条件下的连接可靠性

静态强度并不能完整反映特种车辆湿式摩擦片在高频冲击环境下的连接可靠性，因此对完整摩

擦片开展了扭振循环试验。初始采用 CVD 制备的 Cu 丝摩擦片在加载 1～2 min 后即发生摩擦层脱落，而采用 650 ℃ RIC 路线优化后，在振幅 1.5°、激励频率 310 Hz 以及齿部间隙 1.1 mm 条件下，Cu 丝和 Ni 丝连接摩擦片经过 50 万次扭振循环后均未发生摩擦层整体脱落。

初始 CVD 试样与 RIC 试样之间形成了较为清晰的工艺对照：两者均利用金属丝进行跨界面连接，但高温 CVD 使 Cu 丝发生热损伤，动态载荷下连接丝先于其他部位断裂；降低碳化温度后，即使仍采用 Cu 丝，摩擦片也可以通过 50 万次循环试验。这说明制备工艺与连接材料兼容性是决定界面动态可靠性的关键因素，而不仅是连接结构本身。已有湿式离合器研究指出，摩擦副在动态接合过程中存在转矩波动、热载荷及结构冲击耦合[1,5,20]，碳基摩擦衬层的最终失效也可能表现为衬层相对承载板位移或脱离[23]，因此完整摩擦片级动态验证对于判断异质连接方案是否具有工程可用性是必要的。

同时需要避免对动态试验结果作超出证据范围的解释。现有 50 万次试验只能说明在给定振幅、频率和间隙条件下，RIC-Cu 和 RIC-Ni 两种方案均未出现宏观脱落；由于两组均通过测试，现有数据尚不能证明 Ni 丝的动态寿命显著高于 Cu 丝。Ni 丝的优势目前主要体现在准静态拉伸和剥离承载能力。若需要确定不同方案的动态寿命差异，还需开展阶梯增载试验或持续循环至失效，建立载荷幅值-循环寿命关系。

3.6 摩擦片异质界面的协同强化机制与设计准则

综合本征拉伸、剥离、拉伸-剪切及动态试验结果，可以将本文摩擦片连接方案的强化作用概括为三个相互关联的层次。第一，金属丝实现连接功能向摩擦层内部延伸。与传统表面胶接相比，Cu/Ni 丝在三维编织阶段即进入预制体，局部载荷可以由碳纤维-碳基体体系向金属丝传递，再由金属丝跨过 C/C-钢异质区域传至芯板，从而避免连接完全依赖一个几何二维界面。金属丝同时提高了摩擦层的拉伸和层间承载能力，体现出结构增强与界面连接双重功能。

第二，RIC 工艺实现连接材料性能与 C/C 制备过程的兼容。初始 CVD 路线表明，即使连接结构设计合理，若摩擦层制备温度超过金属连接丝的稳定工作范围，仍会由于连接丝热损伤而导致动态失效。将碳化温度降低至 650 ℃后，既能够实现酚醛树脂向碳基体转化，又避免 Cu、Ni 连接丝经历熔融温度附近的严重热损伤。多轮 RIC 同时与摩擦层承载能力提高呈正相关。国内 C/C 材料研究同样强调致密化工艺、孔隙结构及界面控制对材料一致性和力学性能的重要性[7,14]。

第三，界面优化应遵循“非最弱环节”原则。对复合结构而言，连接界面的绝对强度并非越大越好。只要异质界面承载能力超过邻近 C/C 材料的内部层间承载能力，继续提高连接界面强度并不会同步提高构件极限承载能力。本文拉伸-剪切试验中所有试样最终均在 C/C 内部破坏，说明优化后的连接界面已经不再是优先失效环节。后续设计重点应由单纯提高“界面强度”转向同步改善 C/C 层间性能、界面疲劳性能和热循环稳定性。

4 结论

本文针对特种车辆湿式传动系统三维编织 C/C 摩擦层与钢质芯板之间的异质连接问题，提出底层编织金属丝-芯板电镀-热压连接的一体化设计方法，并研究了连接金属类型及 RIC 循环次数对摩擦层本征强度和连接体系承载性能的影响，主要得到以下结论。

（1）高温 C/C 制备工艺与连接金属之间存在明显的工艺兼容性约束。约 1100 ℃ CVD 处理导致 Cu 连接丝发生局部热损伤和脆化，摩擦片在扭振 1～2 min 后即发生脱落；采用 650 ℃ RIC 路线后可避免连接丝经历熔点附近的严重热影响，使金属丝连接结构保持完整。

（2）将 Cu 丝或 Ni 丝编入 C/C 预制体底层不仅能够形成摩擦层-芯板之间的连接媒介，同时可提高摩擦层自身承载能力。二次 RIC Ni 丝试样拉伸强度达到 108.47 MPa，较相同 RIC 次数的 Cu 丝和无金属丝试样分别提高 100.5%和 170.2%，表明 Ni 丝与重复 RIC 处理具有较好的协同增强效果。

（3）Ni 丝连接方案具有更高的抗剥离能力。2nd Ni 试样 90°剥离强度为 3.71 kN/m，分别较 2nd Cu 和 2nd CF 提高 80.1%和 157.6%。随着连接能力提高，破坏位置由异质连接区域逐步向 C/C 材料内部转移，说明整体承载能力的控制因素由界面连接逐渐转变为复合材料自身层间性能。

（4）2nd Ni 试样名义拉伸-剪切强度达到 3.83 MPa，但全部拉伸-剪切试样均在 C/C 材料内部发生破坏，因此该数值不能等同于真实异质界面剪切强度。试验能够证明的是：金属丝-镀层-芯板连接界面在相应载荷水平下并非优先失效部位。经 50 万次扭振循环后，RIC-Cu 和 RIC-Ni 摩擦片均未发生摩擦层脱落，进一步验证了优化连接方案在给定动态工况下的结构完整性。

综上，三维编织金属丝连接与低温 RIC 工艺的协同设计能够兼顾摩擦层增强和异质界面连接，使界面由潜在薄弱环节转变为非优先失效部位。Ni 丝与二次 RIC 是当前试验范围内综合性能最优的方案，可为高功率密度湿式碳纤维摩擦片的结构设计及界面优化提供技术依据。

参考文献：

[1] 张志刚, 周晓军, 沈路, 等. 湿式离合器动态接合特性的仿真与试验[J]. 中国公路学报, 2010, 23(3): 115-120.

[2] 林腾蛟, 李润方, 杨成云, 等. 湿式摩擦离合器瞬态热传导过程数值仿真[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(1): 39-41.

[3] 贾云海, 张文明. 湿式离合器摩擦片表面温升和油槽结构研究[J]. 中国公路学报, 2007, 20(5): 112-116.

[4] 杨亚联, 张喀, 秦大同. 湿式多片离合器热机耦合温度场及应力场分析[J]. 中国机械工程, 2014, 25(20): 2740-2744, 2781.

[5] 陈漫, 马彪, 李国强, 等. 多片湿式离合器接合过程转矩特性研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2014, 42(5): 34-39.

[6] 苏楠阳, 吴学深, 杨星光, 等. 湿式摩擦离合器摩擦副热特性分析[J]. 机械科学与技术, 2023, 42(9): 1567-1573.

[7] 李贺军, 史小红, 沈庆凉, 程春玉, 田新发, 闫宁宁. 国内 C/C 复合材料研究进展[J]. 中国有色金属学报, 2019, 29(9): 2142-2154.

[8] 李贺军, 费杰, 齐乐华, 付业伟, 李新涛, 王鹏云. 孔隙率对碳纤维增强纸基摩擦材料摩擦磨损性能的影响[J]. 无机材料学报, 2007, 22(6): 1159-1164.

[9] 费杰, 黄剑锋, 曹丽云. 炭布-树脂复合摩擦材料的湿式摩擦学性能[J]. 复合材料学报, 2013, 30(3): 70-75.

[10] 费杰, 李贺军, 付业伟, 等. 碳纤维增强纸基摩擦材料磨损机理研究[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(6): 540-545.

[11] 潘广镇, 齐乐华, 付业伟, 等. 碳纤维布复合材料摩擦性能研究进展[J]. 中国材料进展, 2015, 34(6): 453-461.

[12] 王秀飞, 黄启忠, 苏哲安, 宁克焱, 常新, 杨鑫. C/C-SiC 复合材料的制备及其湿式摩擦磨损性能研究[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(6): 534-538.

[13] 李专, 肖鹏, 岳静, 熊翔. C/C-SiC 材料不同制动速率下的湿式摩擦磨损性能[J]. 材料工程, 2013(3): 71-76.

[14] 陈波, 温卫东, 孙煦泽, 崔海涛, 张宏建. 三维编织碳/碳复合材料高温力学及疲劳试验研究[J]. 南京工业大学学报(自然科学版), 2018, 40(1): 8-16.

[15] 曹翠微, 李贺军, 李照谦, 等. 一种三维四向碳/碳复合材料的微观结构与力学性能[J]. 南京理工大学学报(自然科学版), 2010, 34(5): 713-716.

[16] 范同祥, 刘悦, 杨昆明, 宋健, 张荻. 碳/金属复合材料界面结构优化及界面作用机制的研究进展[J]. 金属学报, 2019, 55(1): 16-32.

[17] 张金乐, 马彪, 张英锋, 等. 湿式换挡离合器温度场和应力场影响因素分析[J]. 北京理工大学学报, 2010, 30(6): 660-664.

[18] MARKLUND P, LARSSON R. Wet clutch under limited slip conditions—simplified testing and simulation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(5): 545-551.

[19] JEN T C, NEMECEK D J. Thermal analysis of a wet-disk clutch subjected to a constant energy engagement[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(7-8): 1757-1769.

[20] PAN W, LAN H, WANG L, et al. Dynamic modeling for hydraulic disk brake with floating supported friction plate considering nonlinear tooth clearance impact[J]. Nonlinear Dynamics, 2023, 111(20): 18911-18930.

[21] STOCKINGER U, GROETSCH D, REINER F, et al. Friction behavior of innovative carbon friction linings for wet multi-plate clutches[J]. Forschung im Ingenieurwesen, 2021, 85(1): 115-127.

[22] GROETSCH D, STOCKINGER U, SCHNEIDER T, et al. Experimental investigations of spontaneous damage to wet multi-plate clutches with carbon friction linings[J]. Forschung im Ingenieurwesen, 2021, 85(4): 1043-1052.

[23] SCHNEIDER T, ZILKENS A, VOELKEL K, et al. Failure modes of spontaneous damage of wet-running multi-plate clutches with carbon friction linings[J]. Tribology Transactions, 2022, 65(5): 813-826.

[24] CHOWDHURY P, SEHITOGLU H, RATEICK R. Damage tolerance of carbon-carbon composites in aerospace application[J]. Carbon, 2018, 126: 382-393.

[25] WU S, LIU Y, GE Y, et al. Surface structures of PAN-based carbon fibers and their influences on the interface formation and mechanical properties of carbon-carbon composites[J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2016, 90: 480-488.

[26] RIBEIRO F, SENA-CRUZ J, VASSILOPOULOS A P. Tension-tension fatigue behavior of hybrid glass/carbon and carbon/carbon composites[J]. International Journal of Fatigue, 2021, 146: 106143.

[27] WANG C, YANG Y, ZENG G, ZHOU X, HUANG H, FENG S. Carbon–carbon composite metallic alloy joints and corresponding nanoscale interfaces, a short review: challenges, strategies, and prospects[J]. Crystals, 2023, 13(10): 1444.

[28] LIAO X, LI H, XU W, LI K. The effect of applied stress on damage mode of 3D C/C composites under bend-bend fatigue loading[J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2007, 50(1): 97-102.

[29] GB/T 33501-2017, 碳/碳复合材料拉伸性能试验方法[S].

[30] GB/T 2792-2014, 胶粘带剥离强度的试验方法[S].

[31] GB/T 1450.1-2005, 纤维增强塑料层间剪切强度试验方法[S].

基于图谱结构的齿轮 MIM 成型全流程知识库构建方法研究

孔炎，冯振华，黄静，乔林林，汤政鹏，邢镇

湖北三江航天万山特种车辆有限公司技术中心

摘　要：本文针对智能设计需求，构建了零件层面的齿轮 MIM 成型全流程知识库。该知识库集成知识架构设计、本体建模、图谱构建与子库联动机制，通过模块化分层结构，实现了从目标知识定位（数字模型子库、关键字子库、材料子库）到高层知识输出（产品子库、虚拟模板子库、规则子库）的知识流闭环。基于知识抽取与结构映射，构建覆盖产品、工艺参数、规则与流程等实体的本体模型和知识流路径模型，并结合图谱结构建模与更新机制，实现了知识的自动搜索与自动更新。

关键词：全流程知识库；图谱结构；知识流

中图分类号：TH132.41　　**文献标识码：**A

Research on Construction Method of Full-Process Knowledge Base for Gear MIM Forming Based on Knowledge Graph Structure

Kong Yan, Feng Zhenhua, Huang Jing, Qiao Linlin, Tang Zhengpeng,

Xing Zhen

Technology Center of Hubei Sanjiang Aerospace Wanshan Special Vehicle Co., Ltd.

Abstract: This paper addresses the demand for intelligent design by constructing a part-level full-process knowledge base for gear MIM forming. The knowledge base integrates knowledge architecture design, ontology modeling, graph construction, and sub-database interaction mechanisms. Through a modular hierarchical structure, it realizes a closed-loop knowledge flow from target knowledge localization (digital model sub-database, keyword sub-database, material sub-database) to high-level knowledge output (product sub-database, virtual template sub-database, rule sub-database). Based on knowledge extraction and structural mapping, an ontology model and knowledge flow path model covering entities such as products, process parameters, rules, and procedures are constructed. Combined with graph structure modeling and update mechanisms, this enables automatic knowledge search and automatic updates.

Keywords: Full-process knowledge base; Graph structure; Knowledge flow

0 引言

随着“工业 4.0”和“中国制造 2025”战略的提出，智能设计方法在机械工程领域中的应用得到了迅速发展。在金属粉末注射成型（Metal Injection Molding, MIM）齿轮的设计与制造过程中，智能设计方法主要体现在智能类比设计和知识驱动设计[1,2]。这两种方法的核心在于构建完整且高效的知识体系，以支持从设计决策到制造流程的全面优化。目前，以专家数据库为代表的知识库，主要存储标准规范等通用知识，且涉及的制造工艺多为单一环节，限制了类比推理和驱动计算的深度和精度[3]。以语义网、本体论和自然语言处理（Natural Language Processing, NLP）技术为基础

的知识库能够自动从文本、媒体等非结构化数据源中提取信息，并通过机器学习进行知识推理和更新，但其知识的本体仍为文本规范等通用知识，无法适应于产品的智能设计制造[4,5]。知识图谱（Knowledge Graph）技术能够将分散的、结构化或非结构化的知识通过实体、关系和属性进行有机整合，为智能系统提供更加丰富的知识支持，从而帮助工程师更高效地访问和利用知识[6,7]。例如 Li[8]等人设计了一种基于统一知识图谱的语义协同方法，旨在通过统一的知识表示，促进设计团队之间的协同工作。Moerland[9]等人开发了一种 Codex（Collaborative design-exploration）框架，结合知识工程、知识图谱和语义网技术，支持复杂产品设计过程中的知识建模和集成。Han[10]等人利用大规模训练的图形知识数据库来支持工程设计相关的自然语言处理任务，通过对工程设计的最新语义网络进行调查，以构建和利用大型语义网络作为知识基础，支持工程设计研究和实践。

目前，关于齿轮金属粉末注射成型知识库的应用研究仍较为有限，主要受以下原因制约：一是齿轮类型的多样性和齿轮结构的复杂性，使得知识表达难以统一归纳；二是，金属粉末注射成型工艺环节繁多，本身具有较高的工艺复杂性，使得经验知识的提取、结构化表达和存储面临较大挑战，从而进一步阻碍了知识库的构建与应用。因此，为了提升 MIM 齿轮设计与制造的智能化水平，需要构建更高效更精准的知识体系，以实现设计制造的全流程优化。

本文从智能设计方法对齿轮 MIM 成型全流程知识库的需求出发，详细分析了该知识库应具备的功能。随后，针对这些功能，构建了知识库的组织架构，并阐述其知识存储方式及内容。此外，还探讨了知识提取、知识检索与知识自动更新等功能的实现途径。

1 MIM 齿轮成型知识库的需求概述

智能类比设计是通过类比计算，在知识库中查找与目标零件相似的实例，并基于该实例成熟的设计制造知识进行推理，从而实现智能化的知识重用。知识驱动设计指的是通过系统化地整合设计、工艺和生产等领域的专业知识，将其汇总至知识库，并依赖该知识库对设计方案进行推理与优化。二者的技术路线图如图 1 所示。从图中可以看出，齿轮 MIM 成型全流程知识库是智能设计方法的核心。该知识库不仅是一个信息存储系统，更是一个动态更新、可持续发展的平台，能够针对具体零件提供定制化设计支持，帮助设计人员精准解决设计制造过程中的复杂问题。

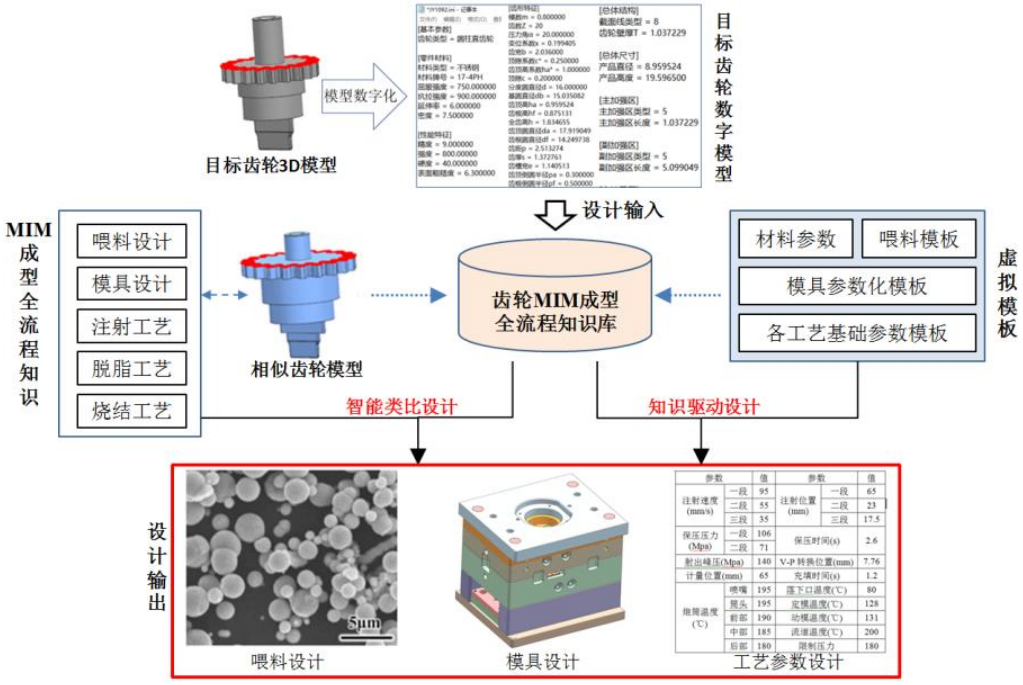


图 1　智能类比设计与知识驱动设计技术路线

面向对象的智能设计要求将设计知识细化至零件层面，以实现更为精准和高效的设计支持，针对具体零件解决设计制造过程中的复杂问题。通过构建全流程工艺知识库，可以全面优化设计

过程中的每个环节，尤其是喂料、模具设计、注射、脱脂和烧结等工艺之间的信息流通与反馈，从而实现高效衔接和系统性优化。这不仅能缩短产品开发周期，还能确保各工艺步骤之间的兼容性和一致性，最终提升产品质量和生产效率。因此，构建基于零件的齿轮 MIM 成型全流程知识库不仅能够存储和管理工艺全流程知识，还可以为智能检索和知识驱动提供知识和数据支撑，如图 2 所示。具体而言，知识库中的产品数字模型为相似度匹配提供计算数据；产品全流程工艺知识、产品驱动设计规则及虚拟模版全流程工艺知识为知识驱动设计提供零件层面的相关知识，从而支持设计决策。

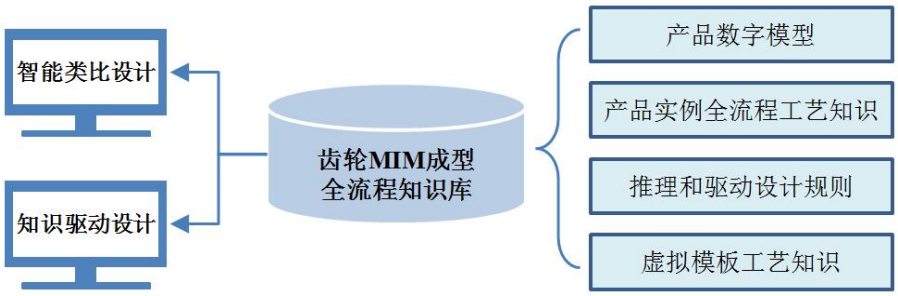


图 2　齿轮 MIM 成型全流程知识库

2 MIM 齿轮成型全流程知识库的组织架构

齿轮 MIM 成型全流程知识库的组织架构如图 3 所示。其中，关键字子库 K 存储智能设计系统在知识定位、语义匹配及特征查询过程中所需的关键字集合，涵盖 MIM 齿轮设计中的设计制造参数、工程术语和相关技术词汇；材料子库 M 集中管理与粉末材料相关的工程数据和知识；数字模型子库 D 集中存储和管理已完成设计的齿轮数字模型，以提高检索效率和检索精度；上述三个子库构成智能设计系统的检索内核。产品子库 P 以零件为基本单元，系统化存储了产品从设计到生产的完整制造流程信息；虚拟模板库 V 收录了由专家设计的虚拟齿轮模板，包含模具参数化建模结构、基础成型工艺参数、材料与设备配置建议等，以支持智能推理过程中的类比与迁移；推理规则子库 R 包括齿轮的设计规则和 MIM 工艺规则。这三个子库构成智能设计系统的设计内核。知识模板子库定义了各类知识的规范化格式，确保了知识入库的一致性、完整性和系统可读性。

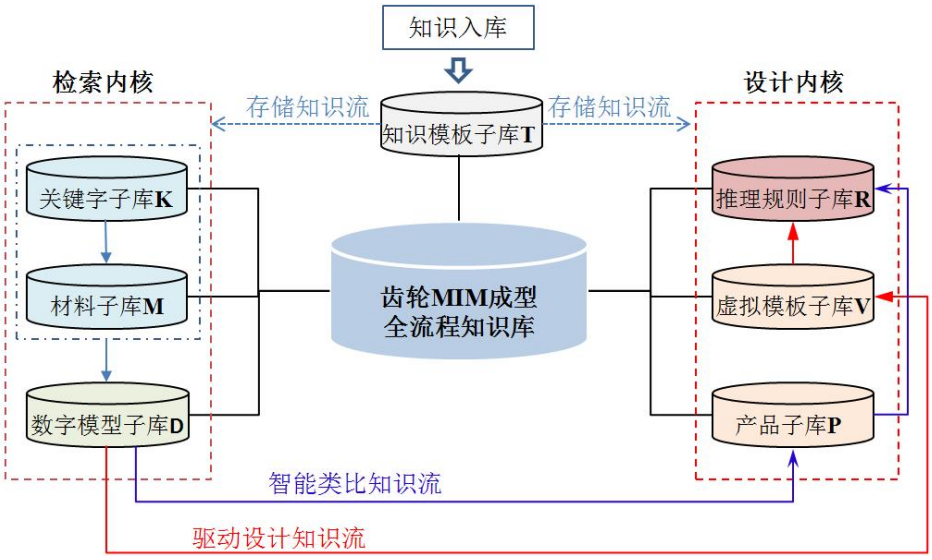


图 3　齿轮 MIM 成型全流程知识库组织架构

在齿轮 MIM 成型全流程知识库中，知识流体现为各子库间的有向映射关系[11]，包括智能类比知识流、驱动设计知识流、检索知识流和存储知识流。其中，智能类比知识流和驱动设计知识流

的函数建模为检索内核到设计内核的映射，如下所示：

$$\begin{cases} F_{analogy}：(D /\!/ D\times K)\rightarrow P\times R & （智能类比） \\ F_{driven}：(D /\!/ D\times K /\!/ K\times M)\rightarrow (V\times R) & （驱动设计） \end{cases} \tag{1}$$

检索知识流根据检索目的不同，其函数建模也不相同，如下所示：

$$\begin{cases} F_{searchP}：K\times M\rightarrow D\rightarrow P & （检索产品） \\ F_{searchM}：K\rightarrow M & （检索材料） \\ F_{searchR}：K\times M\times D\rightarrow R & （检索规则） \end{cases} \tag{2}$$

存储知识流函数建模是知识标准化的过程，如下所示：

$$F_{store}：T\rightarrow\{D,K,M,P,V,R\} \tag{3}$$

3 知识的存储结构及内容

3.1 检索内核

关键字子库通过构建关键字与语义标签之间的映射机制，建立语义驱动的索引检索模型，形成“类型-子类型-特征-参数类型”四级层次化映射关系，以提高知识定位的准确性与检索相应效率。例如，“齿轮结构-总体结构-截面线类型-{1,2,3,4,5,6,7,8}”表示该参数属于“齿轮结构”类型下的“总体结构”子类，其对应的特征为“截面线类型”，参数类型为枚举型，具体参数值为 1 至 8，代表预定义的 8 种截面线形式。此类结构化映射不仅增强了关键词的表达能力和可计算性，也为后续的知识提取、智能推荐和参数驱动设计提供了语义支持与规则约束。

材料子库存储内容不仅涵盖各类材料的基本物理性能参数与化学成分，还进一步扩展至材料在不同工况（高温、高载、腐蚀等）下的力学行为、成型适应性及其对工艺参数的响应特性。定义每个材料的结构化模型$m_i=[$材料类型,材料牌号,屈服强度,延伸率,$\cdots]^T$。

数字模型子库承担着驱动设计过程中智能检索支持和驱动设计空间之间的桥梁作用。其集中存储齿轮的多维特征参数组，并依据齿轮类型进行分类管理，以提升检索的准确性与效率。特征参数组涵盖了尺寸参数、几何结构、材料属性、性能指标、模具结构及成型设备等关键要素，如图 4 所示，构成了齿轮知识表达的核心特征向量。



图 4　某齿轮的数字模型

3.2 设计内核

设计内核是以产品子库与虚拟模板子库为双通路的结构化设计体系，并在推理规则子库的统一约束下，实现设计制造全流程知识的共享表达与逻辑耦合，架构如图 5 所示。

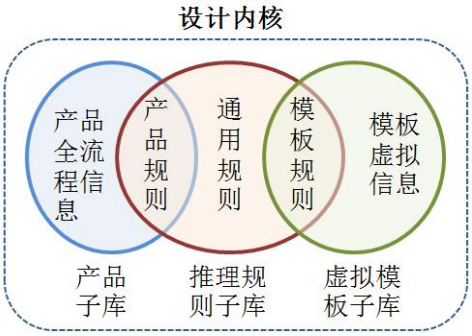


图 5　设计内核架构

设计内核可抽象为一个三元组，用以描述其构成元素之间的逻辑边界与交互方式。定义设计内核 D={P,R,T}，其中，产品集合 P=$\{p_1,p_2,\cdots,p_n\}$；虚拟模板集合 T=$\{t_1,t_2,\cdots,t_m\}$；规则集合 R=$\{r_1,r_2,\cdots,r_k\}$，元素的从属函数如下：

$$\begin{cases} \mathrm{From}_P(x)=x\leftarrow p_i\in P, \quad x\in\{f_{p_i}^{flow},r_{p_i}\} \\ \mathrm{From}_T(x)=x\leftarrow t_j\in T, \quad x\in\{f_{t_j}^{virt},r_{t_j}\} \\ \mathrm{From}_R(x)=x\in R \end{cases} \tag{4}$$

其中，$f_{p_i}^{flow}$为产品p_i的设计制造全流程知识，r_{p_i}为产品p_i的在设计制造过程中的规则知识，$f_{t_j}^{virt}$为虚拟模板t_j的工艺知识，$f_{t_j}^{virt}$为虚拟模板t_j的虚拟工艺。

3.2.1 产品子库知识的存储方式及内容

产品子库通过知识图谱的模式层结构，统一描述产品、版本、工艺参数等节点之间的逻辑关系[12,13]。如图 6 所示，节点间形成层次结构（产品节点与版本节点、工序节点与知识节点）与网状结构（版本与工序之间的多对多关系）的复合结构。

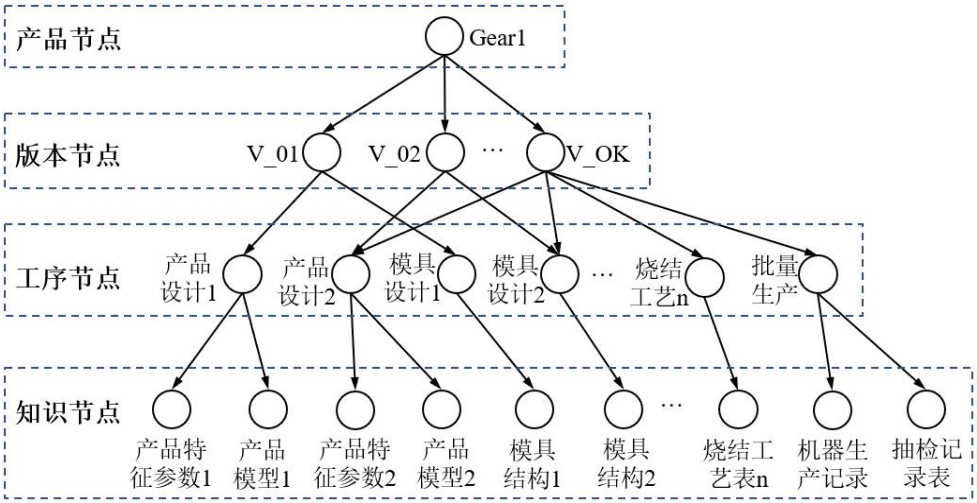


图 6　产品子库知识存储结构

产品子库知识的存储结构使得产品工艺知识具备统一的逻辑约束框架，便于在后续过程中进行版本继承、参数追踪与工艺规则重用，有向图表示为$G_{schema}=(N,\mathscr{E})$，其中，N 为节点集合；$\mathscr{E}$表示节点间的连接规则，包括“产品-版本”、“版本-工序”、“工序-知识”。产品子库中的知识以零件为基本承载单元，系统化记录该产品设计制造过程中的关键信息，包括最终的成功案例与失败过程。知识节点涵盖产品几何模型（2D/3D）、数字模型、喂料设计表、开模评审表、注射模具模型（2D/3D）、模具结构参数表、模具零部件清单、各工艺参数表、试模报告、生产记录、抽检记录表等。以 V_OK 版本为基准，提取其所对应的知识节点集，形成零件层面全流程工艺的知识封装表 1 展示了某齿轮产品的喂料知识节点示例。

表 1　某齿轮喂料节点知识

参数	材料类型	牌号	D_{10}（μm）	D_{50}（μm）	D_{90}（μm）	粉末球形度	黏结剂代号	比例
值	不锈钢	17-4P	5	11	20	91%	6	89：11

3.2.2 虚拟模板子库知识的存储方式及内容

虚拟模板是由专家根据特定的设计需求和工艺要求创建的具有代表性的参考模型，旨在解决目标模型缺乏相似案例时的情景，为知识驱动设计提供参数支持，指导目标模型的设计与制造。子库采用基于节点和边构建的网状关系模型（如图 7 所示）存储和管理知识。虚拟模板子库的节点类型包括：结构节点集合 $S=\{s_1,s_2,\cdots,s_n\}$、材料节点集合 $\mathcal{M}=\{m_1,m_2,\cdots,m_k\}$、尺寸节点集合 $D=\{d_1,d_2,\cdots,d_r\}$和工艺节点集合 $C=\{c_1,c_2,\cdots,c_t\}$。定义有序路径向量$\mathrm{w}_i=[s_i,m_i,d_i,c_i]$代表由上而下的节点组合路径，表示知识依赖和传递关系（“结构”→“材料”→“尺寸”→“工艺”）。该向量中“结构-材料-尺寸”条件唯一决定“工艺”节点，即$c_i=f(s_i,m_i,d_i)$。有序路径函数保证每个工艺方案的知识具备单值映射性，从而支持高一致性的推理与调用。以图 6 中的“工艺 1”节点为例，其上层依次关联“尺寸 1”、“材料 1”及“结构 1”节点，路径向量为[1,1,1,1]，清晰刻画了知识之间的继承链与派生路径。节点知识存储方式以表 2 为例，展示某虚拟模板结构节点知识，覆盖齿轮的关键构型及分区特征。

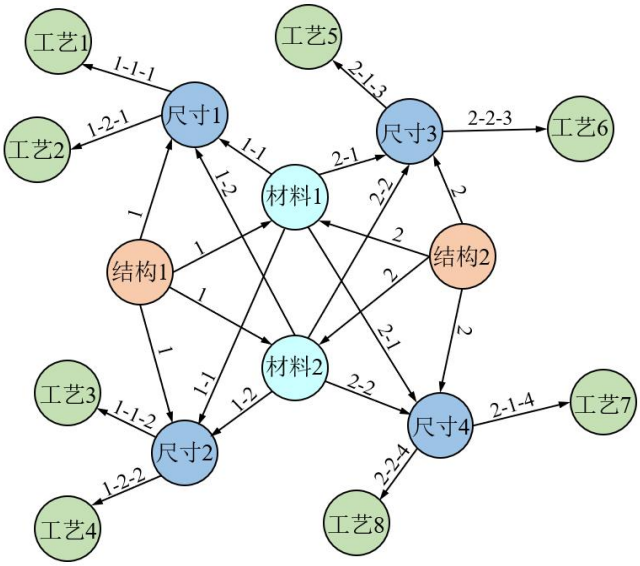
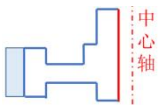
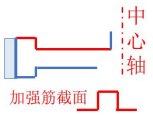
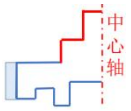
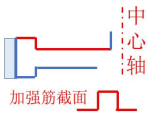


图 7　虚拟模板子库知识存储结构

表 2　某虚拟模板结构节点知识

结构分区类型	通孔区类型 1	主加强区类型 2	主接口区类型 3	副加强区类型 2
示意				

3.2.3 推理规则子库知识的存储方式及内容

推理规则子库的知识分为零件层规则、通用规则和模板层规则三个层面，结构如图 8 所示。其中，零件层规则为产品设计制造过程中形成的逻辑与数据映射关系；通用规则为基础的规范与标准；模板层规则由专家构建，体现为齿轮虚拟模板所对应的成型全流程知识，包含参数的自适应调节机制、范围限制及其逻辑依赖关系。

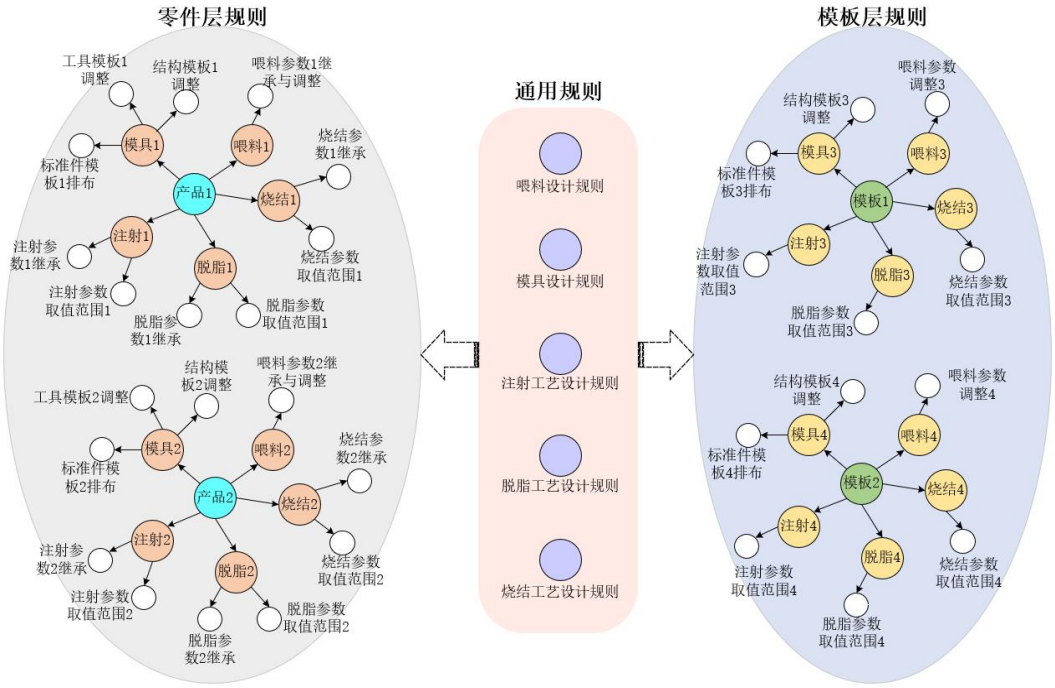


图 8　推理规则子库知识存储结构

推理规则子库的多层有向模型表示为$G_R=(V,\mathscr{E},\mathscr{L})$，其中，V 是节点集合，节点类型如表 4 所示；$\mathscr{E}\subseteq V\times V$ 表示有向边集合，表示节点之间的逻辑依赖关系；图层集合$\mathscr{L}=\{L_p,L_t,L_g\}$对应三个层级，零件层 L_p、模板层L_t、通用规则层L_g。

表 3　某推理规则子库节点类型

节点类型	含义	数学表达
产品节点	代表具体零件	$P_i\in V,\ \ i=1,2,\cdots,N_P$
模板节点	专家定义的虚拟模板	$T_i\in V,\ \ i=1,2,\cdots,N_T$
喂料节点	表示喂料工艺	$F_i\in V,\ \ i=1,2,\cdots,N_F$
模具节点	表示对应产品或模板的模具结构设计	$M_i\in V,\ \ i=1,2,\cdots,N_M$
工艺节点	包括注射、脱脂、烧结等工艺	$C_i^{(k)}\in V,\ \ k\in\{注，脱，烧\}$
通用规则节点	通用设计准则与行业标准	$R_j^{(g)}\in V,\ \ j=1,2,\cdots,N_R$

推理规则子库形成了双层路径表达机制，并满足工艺顺序约束条件，具体如下所示：

$$\begin{cases}\vec{p}P_i=\left(P_i\to F_i\to M_i\to C_i^{(注)}\to C_i^{(脱)}\to C_i^{(烧)}\right) & （智能类比路径）\\ \vec{p}T_j=\left(T_j\to F_j\to M_j\to C_j^{(注)}\to C_j^{(脱)}\to C_j^{(烧)}\right) & （知识驱动路径）\end{cases}\tag{5}$$

通用规则集合$R^{(g)}=\{R_1^{(g)},R_2^{(g)},\cdots\}$，对路径中各节点进行参数限定与逻辑控制。每个路径节点均可能受到多个规则节点的影响，形成依赖结构：$\forall v_k\in\vec{p},\ \ \exists\left(R_j^{(g)},v_k\right)\in\mathscr{E}$。即存在有效路径$v_k$，满足通用规则约束。子库中规则的存储方式包括：选项规则、判断规则、约束规则、计算规则和继承规则。规则推理方式包括：单体规则确认、映射表查找、公式计算和关联规则推理。

4 齿轮 MIM 成型全流程知识库的功能实现

4.1 知识自动搜索与定位

智能设计需要知识库在设计过程中的根据操作上下文信息自动触发知识调用，包括产品知识和规则知识的自动搜索。

4.1.1 产品知识自动搜索

知识库图谱结构为 G=(V,$\mathscr{E}$,ϕ),其中，V 是知识节点集合；$\mathscr{E}\subseteq$V×V 为有向边集合，表示方向连接；ϕ表示 V→A 节点类型映射函数，A 为节点类型集合。基于此，融合结构路径与关键字触发逻辑，构建统一的路径搜索机制。路径模板表示为序列 P=$\left(\mathrm{A}_1\rightarrow\mathrm{A}_2\rightarrow\cdots\rightarrow\mathrm{A}_l\right)$，$\mathrm{A}_i\in$A。路径搜索函数定义如下：

$$\mathscr{F}_P(v)=\left\{v'\in V\middle|\exists\, Path\left(v_1=v,\cdots,v_l=v'\right),\phi(v_i)=A_i,(v_i,v_{i+1})\in\mathscr{E}\right\} \tag{6}$$

例如，通过路径“产品→版本→脱脂工序”，可以定位到该产品下某版本的脱脂工艺知识，进而读取知识细节。

4.1.2 规则知识自动搜索

针对推理规则子库中三类规则，构建如下分层路径搜索模型：

（1）零件层规则和模板层规则的路径搜索

零件层规则路径$\mathrm{P}_{part}=\left(P\rightarrow O\rightarrow K\rightarrow R_p\right)$，模板层规则路径$\mathrm{P}_{template}=(T\rightarrow K\rightarrow R_t)$，其中，P 为产品节点；O 为工序节点；K 为工艺知识节点；T 为虚拟模板节点；$\mathrm{R_p}$为零件层规则节点，$\mathrm{R_t}$为模板层规则节点。搜索函数如下：

$$\begin{cases}\mathscr{F}_{part}(v_P)=\left\{r\in V\middle|\begin{matrix}\phi(r)=R,\exists\,(v_P,v_O,v_K,r)\in\mathscr{E}^3\\(v_P,v_O),(v_O,v_K),(v_K,r)\in\mathscr{E}\end{matrix}\right\}\\ \mathscr{F}_{template}(v_T)=\left\{r\in V\middle|\begin{matrix}\phi(r)=R,\exists\,(v_T,v_K,r)\in\mathscr{E}^2\\(v_T,v_K),(v_K,r)\in\mathscr{E}\end{matrix}\right\}\end{cases} \tag{7}$$

函数$\mathscr{F}_{part}(v_P)$从产品节点出发，遍历工序与工艺知识节点，获取零件层规则；函数$\mathscr{F}_{template}(v_T)$从虚拟模板节点出发，快速定位其关联的规则集合。

（2）通用规则路径搜索

通用规则基于语义关键字进行逻辑关联，采用关键字驱动的逻辑路径搜索。以智能类比设计为例，路径P_{base}=(P→O→K)，提取工序节点 O 和工艺知识节点 K 的关键字集合 $\mathrm{K=K_O\cup K_K}$，且 K∈KW（知识库定义的关键字集合），通用规则节点$\mathrm{R_g}=\left\{\mathrm{r}\in\mathrm{V}\middle|\phi(\mathrm{r})=\mathrm{R_g}\right\}$，每个规则节点 r 具有标签集 labels(r)。关键字匹配函数如下：

$$match(K,r)=\begin{cases}True, & \text{if } K\cap labels(r)\neq 0\\ False, & \text{otherwise}\end{cases} \tag{8}$$

据此，建立逻辑路径$\mathrm{P}_{general}=\left(\mathrm{P}\rightarrow\mathrm{O}\rightarrow\mathrm{K}\Rightarrow\mathrm{R_g}\right)$，其中“⇒”表示关键字驱动的非结构性跳转。通用规则搜索函数如下：

$$\mathscr{F}_{general}(v_P)=\left\{r\in R_g\middle|\begin{matrix}\exists\,(v_P,v_O,v_K)\in\mathscr{E}^2,(v_P,v_O),(v_O,v_K)\in\mathscr{E}\\ \mathrm{K=keywords}(v_O)\cup\mathrm{keywords}(v_K)\\ match(K,r)=True\end{matrix}\right\} \tag{9}$$

4.2 知识库的自动更新

随着设计制造数据的持续积累与产品形态的不断变化，传统静态知识库已难以满足设计驱动、参数联动与智能推理的要求。本文引入图结构建模与自动更新机制，以实现知识库的动态演化与子库之间的联动更新。其核心在于图结构驱动的知识节点插入路径、节点更新策略以及各子库的联动更新过程，如图 9 所示：

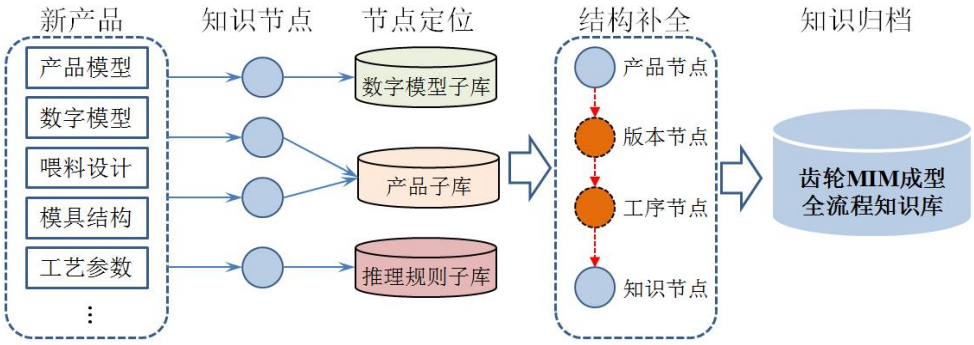


图 9　知识自动更新流程

步骤 1：节点注入与定位

解析原始数据并提取关键信息作为节点类型标签，在所属子库内查找其上下游关系。更新路径为：D→P→R，路径映射函数和图谱结构更新分别如下所示：

$$\forall v_i \in \Delta V,\ \mathrm{Find}\{v_{prev}, v_{next}\}\ \text{such that}\left(v_{prev} \to v_i \to v_{next}\right) \in \mathscr{E}_{preset} \tag{10}$$

$$V \leftarrow V \cup \{v_i\},\ \mathscr{E} \leftarrow \{(v_{prev}, v_i), (v_i, v_{next})\} \tag{11}$$

以某齿轮为例，若v_i为“齿轮特征参数”，则应插入至数字模型子库（D）；若v_i为“烧结参数表”，归属于产品子库（P），并查找其所关联的产品流节点v_{prod}来建立方向连接；若上下游的节点缺失，系统将该节点标记为“挂起”，待下一步补链。

步骤 2：路径闭环检测与结构补全

（1）子库内部路径闭环检测：遍历新增节点v_{new}所属子库G_{sub}中的邻接边，确认其是否能融入合法路径结构P_{sub}。若无法连通，则标记为“待补全路径”并转入后续处理，如图 10（a）所示。

（2）版本节点的流程驱动构建：从产品设计节点出发，遍历所有工序节点$\{sp_1, sp_2, \cdots, sp_n\}$，并按其属性“previous”和“next”进行有向链接组装，如图 10（b）所示。

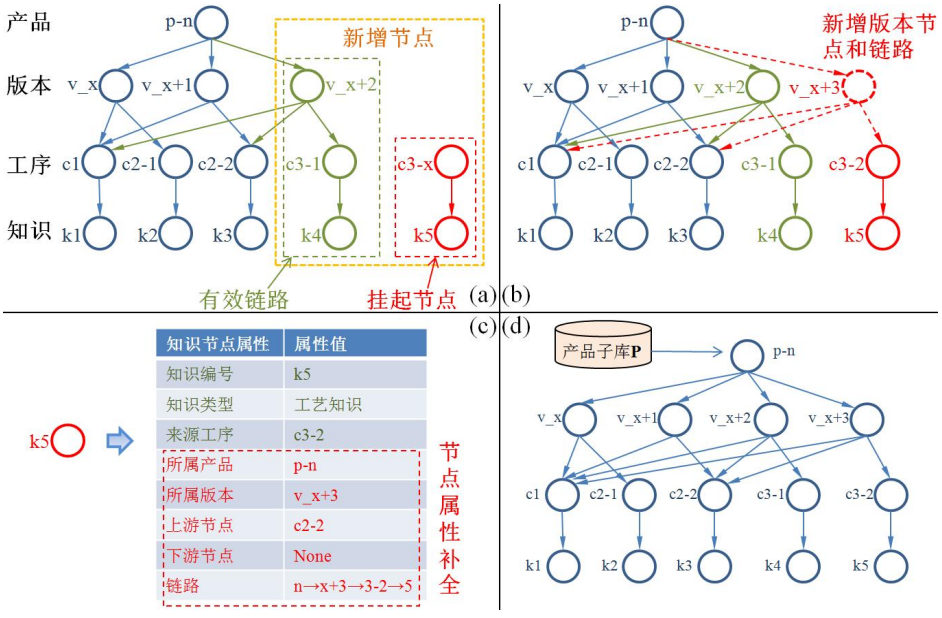


图 10　子库知识路径闭环与结构补全

（3）节点属性补全：路径结构闭环后，知识库验证节点语义完整性[14]，即检验其核心属性集A_k。缺失则触发补全策略$\Delta\mathrm{Attr}(v_k) \leftarrow F_{backtrack}\left(v_{upper} \to v_k\right)$，其中，$F_{backtrack}$是由知识链定义的属性映射与推理函数，根据节点在子库结构链中的位置，追溯其可继承或关联属性，如图 10（c）所示。

（4）子图稳定性校验：检查节点是否在完整路径中、有无孤立节点、属性值合规性及语义一致性，通过后，执行合并操作$G_{sub}^{updated}=G_{sub}^{prew}\cup\Delta G_{closed}$，并更新图结构，如图 10（d）所示。

步骤 3：子库联动与知识归档

监听新增节点，根据本体标签激活子库更新：

$$\forall v_i\in\Delta V_{closed},\ Trigger(v_i)\Rightarrow\mathscr{L}_{sub}(v_i) \tag{12}$$

其中，$\mathscr{L}_{\mathrm{sub}}(\mathrm{v_i})$表示触发的子库更新操作。通过归档模板实现“图节点”到“知识单元”转换：

$$\mathrm{ArchiveDoc}(v_i)\coloneqq T_{map}(v_i)\oplus Meta(v_i) \tag{13}$$

其中，$\mathrm{T}_{map}(v_i)$为字段映射模板，$Meta(v_i)$为知识库系统。图谱传播负责更新传播链，绑定接口将结构变化转译为各子库的更新动作，该机制构建如表 5 所示。

表 4　图谱传播与接口绑定机制构建

组件	说明
节点类型映射表	将图谱结构中的节点类型绑定对应子库
更新函数接口注册表	预定义的更新函数，如 write( )、update( )、rebuild( )等
传播边策略表	规定允许触发联动的边、终结边、免传播边

接口绑定定义以⟨NodeType, SubDatebaseID, UpdateInterface⟩三元组形式存储。例如，节点类型为产品，对应的子库为产品库，接口函数为 ProductBase.write( )。

5 系统开发

基于知识图谱结构的齿轮 MIM 成型全流程知识库集成在 Siemens NX 平台上，系统架构分为四层：用户层、应用层、数据层和支持平台，如图 11 所示。用户层提供菜单、对话框及操作提示等人机交互界面。应用层是系统的主程序接口和核心功能模块，包括知识检索（常规的关键字检索）、知识更新（新零件上传后自动离线更新）及通用管理（知识库的基本操作，包括上传、下载、新建、删除、预览等）。数据层是知识库系统的数据支撑核心，包括可见的知识库和内置的规则系统。数据层具备高度的可扩展性和定制化能力，企业可根据自身需求调整规则系统，以适应不同类型的齿轮设计与加工要求，从而提高系统的适应性和智能化水平。

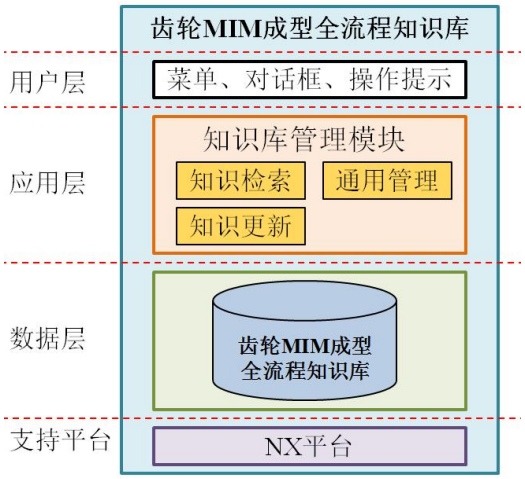


图 11　齿轮 MIM 成型全流程知识库系统架构

系统采用 C/C++作为开发语言，基础 API 主要使用 Open C，NX Open C++和 MFC（Microsoft Foundation Classes），前端界面基于 Block UI Styler 设计，知识库管理则利用 Windows File Explorer 进行数据的层次化组织与管理。知识库的界面如图 12 所示，以零件为组织单元，集成通用公式、设计规范及经验规则，系统覆盖齿轮 MIM 成型全流程的关键知识，为后续的智能设计提供统一的数据支撑，实现知识的结构化积累、高效重用与规则驱动推理，构成系统智能化运行的基础核心。



图 12　知识库界面

(a) 数字模型子库；(b) 推理规则子库；(c) 产品子库；(d) 产品子库细节

6 结论

零件层面的齿轮 MIM 成型全流程知识库通过模块化分层架构，实现了从基础数据输入到高层知识输出的全流程闭环。并构建了基于知识抽取与结构映射的本体建模方法。通过对数字化产品模型、工艺文档和模板实例的知识抽取，建立了包含产品信息、工艺参数、规则条件与流程顺序等实体的本体描述模型，并定义其属性约束与结构关系。在此基础上，抽象出“数字模型—产品—规则”与“产品—版本—工序—工艺知识”等典型路径模型，将复杂的制造过程映射为图谱中的有向路径，实现了零件级 MIM 成型全流程知识的结构化表达与系统化积累。并基于图谱结构的有向边规则，构建知识库的级联触发机制，形成“图结构→归属识别→函数调度→数据归档”的完整操作链，实现产品层变更对版本、规则与流程结构的自动同步与更新。在版本节点动态生成中，系统基于 MIM 工艺顺序（喂料—模具—注射—脱脂—烧结）构建上下游属性遍历机制，实现节点的自动插入与闭环构建降低人工补链与建图错误风险。

参考文献：

[1]　贾丽臻.跨域类比驱动的产品创新设计关键技术研究[D].河北工业大学,2017.

[2]　赵翰墨.基于知识工程的航天器总体设计优化[M].哈尔滨工业大学,2020.

[3]　周丹晨,殷国富.机械工程专家系统技术的研究进展[J].机械设计与制造工程,2002,31(5):3-6.

[4] 陈德彦.领域语义知识库构建及知识服务方法研究[D].东北大学,2019.
[5] 周育忠,林正平,王昕,等.未来标准语义知识库的发展趋势[J].科技与创新,2025,1:90-92.
[6] Y.Liu, F.Gu, Y.Wu, X.Gu, J.Guo. A metrics-based meta-learning model with meta-pretraining for industrial knowledge graph construction[J]. Computers in Industry, 2022, 143: 103753.
[7] 宋怡晨. 面向知识图谱构建的若干关键技术研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 2021.
[8] Q.Li, Z.Cao, M.Tanveer, H.M.Pandey, C.Wang. A semantic collaboration method based on uniform knowledge graph[J]. IEEE Internet of Things Journal, 2020, 7(5): 4473-4484.
[9] E. Moerland, A. Zamfir, J. Zamboni. Semantic Knowledge-Based-Engineering: The Codex Framework. Proceedings of the 12th International Joint Conference on Knowledge Discovery, Knowledge Engineering and Knowledge Management. 2020.
[10] J. Han, S. Sarica, F. Shi, J. Luo. Semantic networks for engineering design: state of the art and future directions[J]. Journal of Mechanical Design, 2022, 144: 020802.
[11] 陈德彦，赵宏，张霞.专家视图与本体视图的语义映射方法[J].软件学报,2020,31(9):2855-2882.
[12] 李健. 基于本体的典型加工方法自动生成研究[M].桂林电子科技大学,2021.
[13] 宋怡晨.面向知识图谱构建的若干关键技术研究[D].国防科技大学,2021.
[14] 马坤. 基于实体与关系上下文动态聚合的知识图谱补全[M].大连海事大学,2023.

越野电驱动底盘集成式高压供配电系统设计

陶迎婷，陶博，魏林林，汤政鹏

湖北三江航天万山特种车辆有限公司

摘　要：对越野电驱动底盘高压供配电系统进行集成化设计，一方面提高越野电驱动底盘高压供配电系统的冗余可靠性，另一方面提高越野电驱动底盘高压供配电系统的通用化和互换性，降低了越野电驱动底盘的整体设计成本。

关键词：电驱动；高压供配电系统；集成化设计

1 引言

随着新能源技术的发展，电驱动底盘占比越来越高，其在越野车辆底盘上应用也越来越广阔。越野车电驱动底盘的驱动系统、储能系统和其他辅助动力系统均采用高压、交直流电并存的模式。因此高压配电系统的设计成为越野车电驱动底盘设计的关键技术之一。目前，市场上主流的高压配电系统包括电池箱、电池高压箱、高压配电盒、散热系统及线束附件等，其布置通常位于底盘的不同地方，之间通过高压电缆连接，其连接关系复杂，且因为车辆需求差异较大，导致高压供配电系统通用化程度低，提高了设计成本。本文结合传统越野车底盘以及商用纯电动车的开发过程[1]，对越野车电驱动底盘的高压配电系统集成式设计进行研究。

2 集成式高压供配电系统设计

电驱动越野底盘电气系统主要分为高压供配电系统和低压供配电系统。低压供配电系统包含仪表、车内车外灯具照明、传感器供电等系统，本文概述的集成式高压供配电系统主要指将储能系统、高压配电盒进行一体式集成化设计，给车辆高压设备供电使用。

2.1 系统架构

集成式高压供配电系统包括储能系统和高压配电系统。储能系统主要包括动力电池、BMS 控制盒、热管理系统等。由于储能系统提供的直流母线只有正负极，但是底盘上很多高压用电设备需要高压电，因此需要装置实现高压电源的收集和再分配，高压配电盒的作用就在于此。高压配电系统包含高压配电盒、供电电缆等。电驱动越野底盘中，动力电池具备大倍率充放电能力，可为底盘提供动力；高压配电盒主要对底盘车辆高压电进行分配，供底盘以及上装高压设备用电。集成式高压供配电系统架构如图 1 所示。

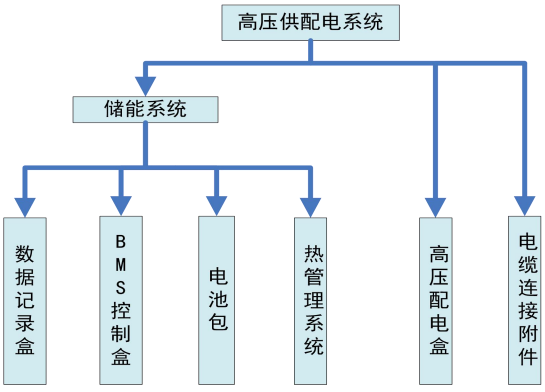
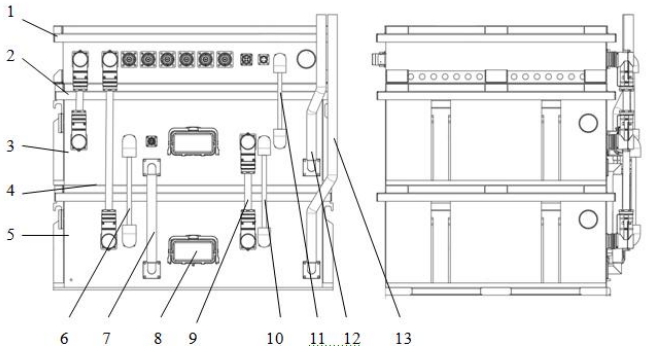


图 1　高压供配电系统架构图

本文设计一种集成式高压配电系统，将储能系统和高压配电盒进行高度集成化设计，其结构如图 2 所示，主要包括高压配电盒、上层电池箱、下层电池箱、连接电缆、连接液冷管等。高压配电盒位于电池箱正上方，具备与电池箱高压连接接口、母线供电接口、多路输出接口、整车低压通信接口、与电池箱低压连接接口、箱体接地螺柱。



1-高压配电盒； 2-电池箱正极输出线； 3-上层电池箱； 4-电池箱负极输出线； 5-下层电池箱 6-箱间加热线； 7-电池箱串联水管；8-维修开关；9-电池箱箱间高压互联线；10-电池箱箱间低压通信线；11-电池箱低压供电线；12 电池箱进水管；13-电池箱出水管

图 2　集成式高压供配电系统结构图

集成式高压供配电系统电路原理如图 3 所示，图 3 所示为两套供配电系统并联在一起使用。电池箱的供电经过高压配电盒分配后，输出至不同的负载，高压配电盒中有主回路接触器、预充回路、各输出端口接触器、控制电路、采集电路、保护电路等，其作用主要是控制各个输出端口的通断。每个输出回路都是并联到母线上。

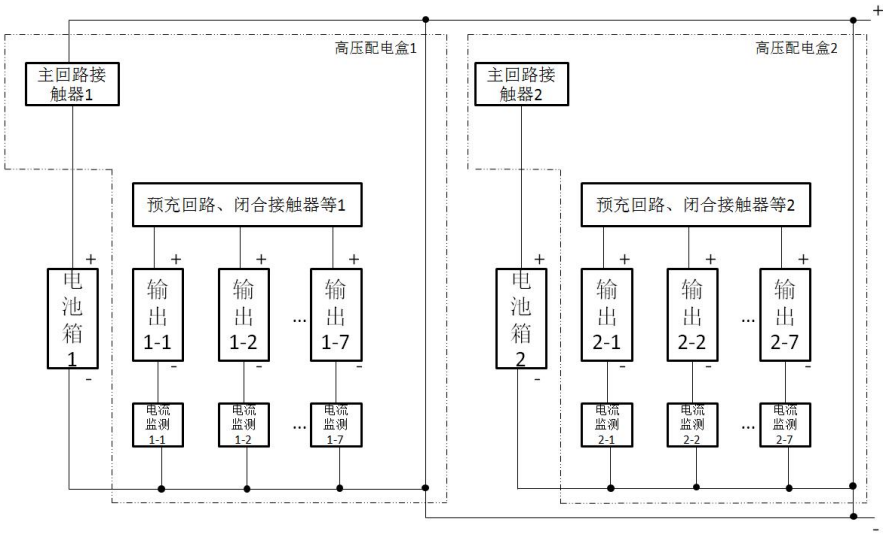


图 3　集成式高压供配电系统回路原理图

通过集成化一体式设计后的高压供配电系统的优点如下：

（1）高度集成与空间优化：将高压配电功能所需的滤波器、DCDC、接触器、熔断器、电流传感器等都集成安装于一个箱子内，并且高压配电盒与上下两层电池箱安装在一起，形成一个整体，可以一体式安装于车辆上，高压配电盒也可以单独进行安装。

（2）简化线束与提高可靠性：通过集成一体式设计，大幅减少了连接器和线束的使用，并且大幅缩短了电池箱与高压配电盒之间的高压线，降低了连接不良、短路等故障风险，并且较大程度减轻了系统重量；

（3）极大程度提高了锂电池高压供配电系统的通用化，针对不同车辆的高压用电需求，仅需要

增加或减少电池包或者高压配电盒的使用数量。

（4）良好的扩展性：系统可通过将多个集成一体式锂电池高压配电系统并联实现电池系统容量的扩展，通过增加或减少高压配电盒的数量，适配不同高压用电需求的车辆，根据不同的地址线实现复杂的锂电池高压供配电系统的连接，提高了车辆电池和高压配电盒的互换性并且保证系统的冗余性和可靠性。

（5）安全性与可维护性的提升：高压供配电系统具备完善的过压、过流、欠压及绝缘检测等多重故障监测与保护功能，模块化设计使得检测、更换等维修操作更为简单。

2.2 储能系统

储能系统指给底盘设备高压供电的储能装置，其包含一个或多个电池包、BMS 控制盒、数据记录盒、热管理系统、高压电路、低压电路及其他附件。储能系统架构见图 2，其中整车低压电源给储能系统（包括热管理系统、数据记录盒、BMS 控制盒、电池包）进行低压供电。储能系统的控制及状态回馈通过 CAN 线与整车控制器进行交互。热管理系统包含水冷机、水箱和管路，当动力电池包温度过高时自动开启为动力电池包进行散热；BMS 控制盒主要功能是将电池包电压、温度、电流和 SOC、并网状态等电池包信息汇总上报给整车，BMS 控制盒具备还具备热管理功能、充电管理功能、自检功能；数据记录盒用于记录和存储储能系统 CAN 通讯网络数据信息。

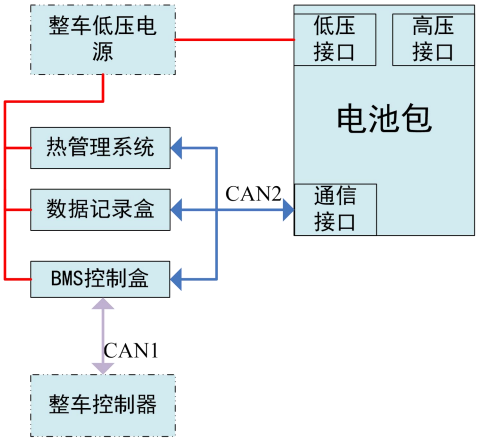


图 4　储能系统架构图

2.2.1 储能系统电池包

基于目前特种越野电驱车辆 600V 平台，本文设计的储能系统全温度下的充放电电压范围为 480V~700V，考虑到冗余集成化设计，单个电池包电压配置为 480V~700V，及当整车需求用电功率较大时，可采取多包并联的使用方式，并联 2 个及以上的电池包进行使用。

本文所设计的的电池包分为上下两层箱体，通过螺栓连接在一起，上下两层箱之间串联，这样的设计更利于电池包内液冷板的布置，在水冷散热上效果会更好。单个电池箱内部电池模块前侧区域放置接触器、通讯模块、熔断器等，上层区域放置 BMS 采集模块，消防模块。加热片粘贴在单体电池之间，用于低温环境下对电池进行加热。电池箱底板为液冷板，用于高温时对电池进行散热。为提高电池箱的防护等级要求，电池箱上边缘与箱盖连接处进行翻边处理，同时箱体与箱盖连接面粘贴密封垫，保证整个电池箱的防护等级达到 IP67。

2.2.2 BMS 管理系统

电池管理系统采用了不受电池包大小约束的分布式管理系统。能够对电池单体及电池系统状态进行准确的检测和评估，其中，总电压在 0～800V 电压范围内采集精度可达到 0.2%；总电流在 20A～600A 范围内可达到 0.2%，在 0～20A 范围内的误差小于 100mA。单体温度测量精度可达到 2℃以内；内短路识别技术可同步监测单体电压、电流，准确的进行内短路识别，进行控制防止单体发生故障。全时智能均衡技术实现了电池单体智能全时均衡，避免了以电压一致性为目的进行均衡控制导致的过均衡风险，采用该技术电池组容量可以恢复到理论最大容量的 98%以上；基于模型的电池状态联合估计技术可以精确预测电池 SOC、SOP、SOH 和 SOE 状态，确保行车过程中能量回馈安全，可最

大程度保障电池系统寿命。采用的诸多先进技术可以有效的提升电池系统的可靠性。

电池管理控制系统具体功能如下：

a)具备与底盘其他控制器信息交互功能，如整车控制器、仪表等；

b)具备自检功能；

c)具备充电过程控制和管理功能；

d)具备绝缘电阻值检测功能；

e)可根据整车控制器指令，实现电池包具备上下电控制和充放电控制；同时根据当前各电池包状态和整车工作状态，进行充放电均衡控制；

f)主 BMS 根据从 BMS 发回来的电池健康状态信息向仪表发送标定信息，司机根据实际情况自行判断是否需要对动力电池进行标定。

g)具备故障诊断、故障信息记录以及故障处理功能，如故障上报、故障警示、故障保护等，故障诊断和上报项目。

2.3 高压配电盒

高压配电盒主要功能是对底盘高压电进行分配，供底盘以及上装高压设备用电。本文高压配电盒将配电保护电路、预充电路、上电控制电路、辅助电源电路、采集电路集成在一个箱体内，设计了一种高度集成、可靠、安全的高压电路的配电方法及接线原理，高压配电盒结构树如图 5 所示，结构外形如图 6 所示。整车可根据高压用电接口数量情况选择多个高压配电盒进行并联使用。

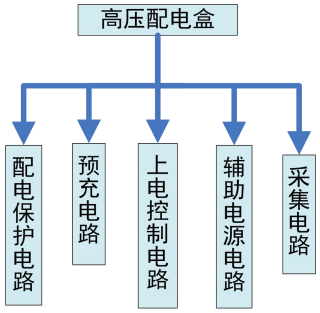


图 5　高压配电盒结构树

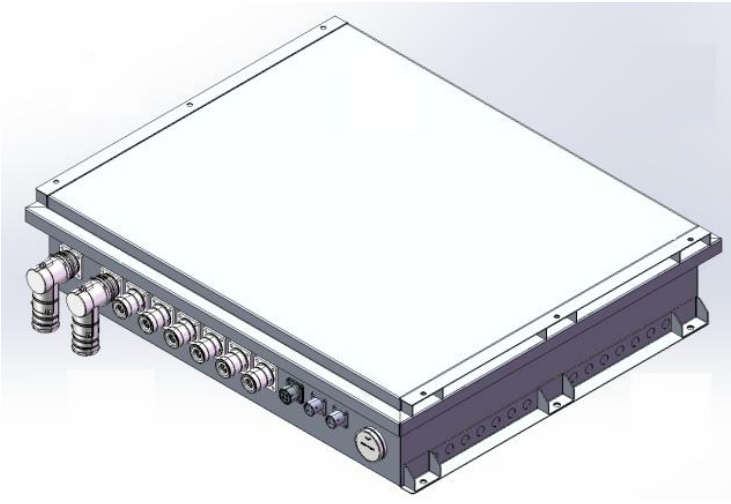


图 6　高压配电盒结构图

高压配电盒箱内主要有高压配电盒控制板、滤波器、DCDC、接触器、熔断器、硬铜排、电流传感器等组成，其排列分布如下图所示。

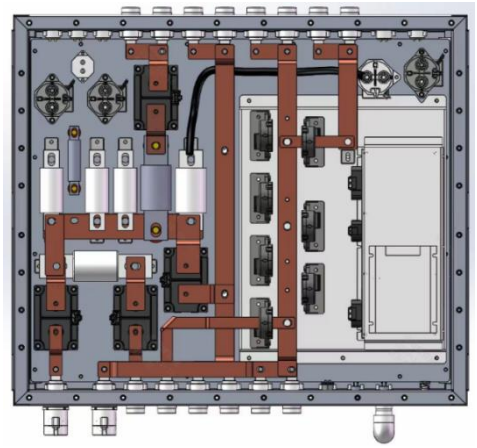


图 7　高压配电盒结构图

3 硬件电路设计

3.1 主功率回路设计

主功率回路包括主正接触器、主负接触器、预充接触器与预充电阻。上电阶段先闭合预充接触器，对各支路容性负载预充、抑制上电浪涌电流，当母线电压达到电池达到电池电压 95%，闭合主接触器，断开鱼虫贿赂，避免接触器触点拉弧损伤。

高压配电盒的多路输出支路每一路配置独立的熔断器，实现支路短路故障隔离，某一路负载发生短路，对应熔断器熔断，不影响其他高压支路的工作。功率回路内部采用母铜排连接，减小线路阻抗与寄生电感，母铜排做绝缘封装处理。

3.2 高压安全监测电路

3.2.1 绝缘检测电路

高压回路对地绝缘性能直接关系整车电气安全风险，绝缘失效会引发漏电、人员触电等风险，因此高压配电系统必须配置绝缘监测单元，实时获取高压正、负母线对地的绝缘阻值[2]。目前车载领域主流采用不平衡桥检测法，通过高压正、负极介入分压电阻，采集分压节点电压计算对地绝缘电阻，该方案结构简单、成本可控，广泛应用于集成高压配电系统中[3]。、

本文系统方案中每个电池包内部设置 1 个绝缘检测仪。正常使用过程中，只允许其中一个工作，绝缘报警门限设定不低于 500Ω/V。各配电盒接入母线工作后，整个配电系统绝缘性能检测由一个绝缘仪负责。

自检模式下，各电池包独自进行绝缘检测，先接通电池包，再接通各高压配电盒连接负载，并将高压母线绝缘数据通过总线传出。

3.2.2 电流电压采集电路

系统中设计多个电压、电流传感器或采集电路，采集电压、电流数据，并通过 CAN 总线上传给整车上位机，对系统电气状态进行监视，当出现过流、过压、短路等异常时进行报警和保护，确保人员和设备的安全。

3.2.3 接触器粘连检测功能

本方案所选用接触器带有辅助线圈，控制板具备电池端总压检测、放电接触器输出端电压检测、充电接触器输入端电压检测功能，通过线圈电压判断接触器是否粘连。

3.3 通信电路

高压配电盒控制板负责逻辑时序控制，采样信号处理、故障判断。采用 CAN2.0B 总线与整车控制器、BMS 控制器进行交互，接收上电、下电指令。

4 集成式高压供配电系统控制原理

4.1 上下电控制逻辑

供配电系统在收到车辆提供的 24V 低压电后，电池管理系统、高压配电盒控制板、BMS 控制器上电进行自检，自检完成后与整车控制器建立通信网络，BMS 控制器实时上报电池箱状态信息，高压配电盒并根据并网电池箱数量、SOC、温度、报警信息等状态计算电池箱可充电功率、可放电功率，并上报给整车 VCU，高压配电盒收到电池箱投入指令后，进行电池箱上电、母线接触器闭合，然后根据整车 VCU 指令完成并网、充电、放电等操作。

当两个及以上的电池包并联使用的情况下，在车辆高压上电前，电池包需要完成并网工作。

具体高压上电流程如下：

首先车辆 VCU 会向高压配电盒 1、高压配电盒 2 发送高压上电指令，高压配电盒 1、高压配电盒 2 收到上电指令后，会闭合主回路接触器 1、主回路接触器 2、以及 14 个输出回路的接触器，然后车辆 VCU 会向 14 个输出回路连接的负载发送启动或使能信号，相应负载便可完成高压上电。

在此集成高压供配电系统中，若其中一个电池包电量低或者故障时，可通过断开与该电池包的连接，使用另外一个电池包供电。

4.2 能量管理

在越野电驱动底盘应用中，一般底盘存在两种动力模式，能量管理的功能为协调 IPU 发电功率跟随底盘需求功率，包括驱动功率、附件需求功率、电池充电功率，功率跟随过程中维持电池组 SOC 处于 60%～85%范围内，本文设计的两种动力控制策略如下：

1）当底盘为混动模式时，一般 IPU 为主要动力源，动力电池包作为辅助动力源。一般行驶工况下，SOC≥85%时，IPU 做为主要动力源，动力电池包不对外输出动力。当 SOC 从 85%降低至 60%时，为了防止 IPU 频繁启停，IPU 在此阶段对外输出功率为 0，此时整车需求总功率（附件总功率+电机需求总功率）全部由电池提供。行驶工况下，SOC＜60%时，启动 IPU，直到 SOC≥85%时停止 IPU，此时整车需求总功率（附件总功率+电机需求总功率）主要由 IPU 进行提供，动力电池组作为补充（充电及放电）。

2）当底盘为纯电行驶模式时，动力电池组作为动力源，此时整车需求总功率（附件总功率+电机需求总功率）全部由电池提供。

5 试验及应用情况

本文设计的集成式高压供配电系统目前已完成功能试验、高低温、随机振动、淋雨、盐雾、湿热循环等多种环境试验以及热稳定、低气压、挤压、碰撞等安全性试验，试验结果均满足要求。并且该系统已在多型电驱动底盘上应用，且随某型号底盘完成了沙漠地区高温日照试验、沙尘试验、适应性行驶试验、隔热通风性能试验以及 3000km 机动运输试验，各项试验均满足总体试验要求，还随整车完成了 3000km 高原适应性试验以及 3000km 寒区试验。集成式高压供配电系统随整车试验总里程达 50000km，试验验证充分可靠。

6 结论

通过以上设计，实现了越野电驱动底盘高压供配电系统的集成化设计，一方面简化了系统的线束连接，提升了可靠性，另一方面提高了高压供配电系统的通用化、互换性以及冗余性，从而提高了整个底盘系统的安全性与可靠性，对越野电驱动底盘的优化设计起到了积极作用。

参考文献：

[1] 王钦普，王波，刘涛.纯电动客车高压配电系统设计[J].客车技术与研究,2013,3:14-15.

[2] 曹正策.电动汽车高压配电系统 [M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2025.

[3] 邓元望，尹慧春，鄂加强，等.电动汽车电池组绝缘监测方法研究[J].湖南大学学报(自然科学版），2023，50(01：112-119）.

广义可变阿克曼四轮独立转向平滑切换研究

刘景康

（湖北汽车工业学院 汽车工程学院，湖北 十堰 442002）

摘　要：针对四轮独立转向车辆由前轮转向（FWS）切换至同向四轮转向（4WS）时的目标转角不协调与横摆瞬态响应问题，提出一种基于广义可变阿克曼几何（GVAG）的瞬时转向中心连续迁移策略。该方法以左前轮转角和 ICR 纵向位置为统一运动学参数，采用五次平滑函数规划 ICR，并由共同 ICR 约束解析生成四轮目标转角。在 CarSim-Simulink 联合仿真中，结果表明，五次时间律是抑制切换冲击的主要因素，GVAG 则在相近瞬态平顺性下显著提高共同 ICR 几何协调性。

关键词：四轮独立转向；广义可变阿克曼几何；瞬时转向中心；平滑切换；瞬态响应

Research on Smooth Switching of Four-Wheel Independent Steering Based on Generalized Variable Ackermann Geometry

Liu JingKang

(School of Automotive Engineering, Hubei University of Automotive Technology, Shiyan 442002, China)

Abstract: To address the problems of uncoordinated target wheel steering angles and yaw transient response during the transition of a four-wheel independent steering vehicle from front-wheel steering (FWS) to same-direction four-wheel steering (4WS), a continuous instantaneous center of rotation (ICR) migration strategy based on generalized variable Ackermann geometry (GVAG) is proposed. The method takes the left-front wheel steering angle and the longitudinal position of the ICR as unified kinematic parameters, plans the ICR trajectory using a quintic smoothing function, and analytically generates the target steering angles of all four wheels under a common ICR constraint. CarSim–Simulink co-simulation results show that the quintic time law is the primary factor in suppressing switching-induced impacts, while GVAG significantly improves the geometric coordination of the common ICR with comparable transient smoothness.

Keywords: four-wheel independent steering; generalized variable Ackermann geometry; instantaneous center of rotation; smooth switching; transient response

1 引言

四轮独立转向（4WIS）车辆能够分别调节四个车轮的转角，使车辆可根据行驶任务在前轮转向（FWS）、同向或异向四轮转向（4WS）、蟹行等模式之间进行配置，因而在智能底盘、无人车辆、特种作业平台以及狭窄空间机动等场景中具有重要应用价值。与传统机械转向机构依靠固定连杆关系形成近似阿克曼几何不同，线控独立执行器提高了转向自由度，同时也要求控制系统在每一时刻维持可解释的四轮几何协调关系。共同瞬时转向中心（ICR）是刻画低速纯滚动条件下四轮转角协调性的关键概念，可用于将不同转向模式表示在统一的几何框架中[8-9,11-12]。

车辆由 FWS 切换至同向 4WS 时，前后轮转角关系、车辆等效曲率及 ICR 位置将同时发生变化。

若在切换时刻直接改变目标转角，容易引起转角突变、ICR 跳变和附加横摆响应；若仅对四个车轮的起止角度分别进行插值，虽然单轮转角可以连续，却不能保证中间过程始终满足共同 ICR 约束。因此，该问题的关键并非简单降低单个车轮的转角变化率，而是如何在共同 ICR 约束下规划转向模式迁移，并进一步区分几何协调机制与时间律平滑对车辆瞬态响应的独立作用。解决这一问题有助于提高多模式转向车辆切换过程的可解释性、可比较性和控制指令连续性。

围绕 4WIS 车辆的构型与基础控制，现有研究已形成几何协调控制和车辆动力学控制两条主要技术路线。相关综述系统总结了四轮独立驱动/转向车辆的构型、控制层级与发展方向[8]；基于 ICR 求解、全向转向接口及独立执行器协调的方法，为多模式运动的统一表达奠定了基础[9,11-12]。在车辆动力学层面，线控四轮独立转向鲁棒控制、基于 MPC 与粒子群优化的路径跟踪、横摆稳定性动态解耦以及斜行工况综合鲁棒控制等研究，进一步提升了车辆在参数不确定性和复杂运动状态下的跟踪与稳定控制能力[10,13-15]。这些成果说明，独立转向执行与车辆动力学控制已具备较为成熟的研究基础，但模式切换过程仍需要同时处理几何约束变化与动态响应过渡。

针对转向模式切换，相关研究经历了由运动路径规划向动态协调与多目标优化的发展过程。早期工作通过路径规划实现四轮独立线控转向车辆的模式切换[1]，随后采用 B 样条曲线构造连续切换轨迹[2]，并从车辆动力学角度研究不同转向模式之间的动态切换控制[3-4]。近年来，研究进一步引入 MOEA/D 及多目标优化方法，以兼顾切换轨迹、执行平顺性和车辆响应[5-6]；面向角模块车辆的线控转向模式切换研究则拓展了该问题在新型分布式底盘中的应用范围[7]。上述研究证明了不停车切换和连续过渡的可行性，也表明轨迹规划、执行器协调与车辆动态响应是该领域的主要研究方向。

然而，从上述研究框架看，现有工作仍存在三方面不足。其一，几何空间规划与角度空间插值往往采用不同的过渡时间律，使共同 ICR 约束与平滑函数各自的贡献难以独立辨识；其二，部分研究主要考察转角连续性、轨迹跟踪或车辆动力学指标，尚缺少将 ICR 轨迹偏差与四轮实际转角的共同 ICR 残差结合起来的几何评价，因而难以区分“每一时刻几何自洽”和“沿预定 ICR 轨迹连续迁移”这两个不同问题；其三，持续驾驶转角输入本身也会产生横摆角加速度，若缺少相同输入下的不切换 FWS 基准，传统峰值指标会混合主转向响应与模式切换附加冲击。上述不足限制了对模式切换机理的因果解释，也使不同切换策略之间的比较容易受到时间律和统计口径的干扰。

为此，本文以四轮独立转向车辆由 FWS 向同向 4WS 切换为研究对象，提出基于广义可变阿克曼几何（GVAG）的共同 ICR 连续迁移方法。研究范围集中于理想四轮独立转角指令下的运动学协调性与切换阶段瞬态响应，不讨论转向执行器控制器设计及全速度、全附着范围的稳定性保证。为分离几何约束和时间律的作用，本文设置具有相同起终点和相同五次时间律的角度空间插值对照，并引入硬切换和不切换 FWS 基准。具体研究内容如下。

（1）建立以左前轮转角和 ICR 纵向位置为统一参数的 GVAG 解析映射，将 FWS、异向 4WS 和同向 4WS 纳入同一共同 ICR 几何框架，并由规划参数解析生成四轮目标转角。

（2）在共同 ICR 约束采用五次时间律规划 ICR 连续迁移，同时构造相同时间律的角度空间插值对照，从而分别考察共同 ICR 几何约束和时间平滑函数对切换过程的作用。

（3）利用 CarSim 输出的四轮实际转角反解等效 ICR，联合采用 ICR 纵向轨迹偏差、共同 ICR 残差和实际转角变化率评价几何协调性与指令连续性，并对硬切换的 ICR 单步跳变量进行单独处理。

（4）在 CarSim-Simulink 联合仿真中设置不切换 FWS 基准，以附加横摆角加速度表征模式切换引起的额外横摆冲击，并通过不同切换时间的敏感性工况检验结论边界。

2 广义 ICR 约束下的四轮转向运动学

2.1 坐标系与变量定义

以前轴中心为车辆坐标系原点，车辆纵向向前为 x 轴正方向，横向向左为 y 轴正方向。轴距为 L，前后轮距均取 B。四轮坐标依次为左前轮(0,B/2)、右前轮(0,-B/2)、左后轮(-L,B/2)和右后轮(-L,-B/2)。瞬时转向中心记为$P_{ICR} = (x_I, y_I)$。

以左前轮转角δ_{LF}为主输入。左前轮滚动方向与指向 ICR 的半径方向垂直，由此得到 ICR 横向

坐标：

$$y_I = \frac{B}{2} - \frac{x_I}{\tan \delta_{\mathrm{LF}}} \tag{1}$$

在给定δ_{LF}和x_I后，其余三个车轮转角由同一 ICR 解析得到：

$$\delta_{\mathrm{RF}} = \operatorname{atan2}\left(-x_I,\ y_I + \frac{B}{2}\right) \tag{2}$$

$$\delta_{\mathrm{LR}} = \operatorname{atan2}\left(-L - x_I,\ y_I - \frac{B}{2}\right) \tag{3}$$

$$\delta_{\mathrm{RR}} = \operatorname{atan2}\left(-L - x_I,\ y_I + \frac{B}{2}\right) \tag{4}$$

当x_I=-L 时，后轮转角为零，模型退化为 FWS；当-L<x_I<0 时，前后轮异向；当x_I<-L 时，前后轮同向。由此可使用单一参数x_I描述多种有限转弯半径模式。

2.2 四轮 ICR 共点残差

对于第 i 个车轮，其滚动方向向量为$\mathbf{u}_i = \begin{bmatrix}\cos\delta_i \\ \sin\delta_i\end{bmatrix}$。理想纯滚动条件要求 ICR 到车轮位置$r_i$的连线与$u_i$垂直，因此满足：

$$\mathbf{u}_i^{\mathrm{T}}(\mathbf{p}_{\mathrm{ICR}} - \mathbf{r}_i) = 0, \qquad i = 1,2,3,4 \tag{5}$$

将四个车轮约束写成矩阵形式，其中 A 由四轮滚动方向向量构成，b 由对应车轮位置投影构成，并以 Moore-Penrose 伪逆求得等效 ICR：

$$\hat{\mathbf{p}}_{\mathrm{ICR}} = \mathbf{A}^{+}\mathbf{b} \tag{6}$$

定义四轮 ICR 共点残差为：

$$\mathrm{e}_{\mathrm{ICR}} = \sqrt{\frac{1}{4}\sum_{\mathrm{i}=1}^{4}\left[\mathrm{u}_{\mathrm{i}}^{\mathrm{T}}(\hat{\mathrm{p}}_{\mathrm{ICR}} - \mathrm{r}_{\mathrm{i}})\right]^2} \tag{7}$$

$\mathrm{e}_{\mathrm{ICR}}$越小，表示四轮转角越接近共同 ICR 约束流形。本文分别由目标转角和 CarSim 实际轮角反解该残差，用于评价命令层与执行层的几何自洽性。

当四轮近似平行或左前轮转角接近零时，矩阵 A 可能降秩或病态，有限 ICR 趋于无穷。本文采用秩判断识别直行工况，不在该区间强制计算有限 ICR；数值实现首先使用式（6）的伪逆解，必要时采用正则化形式$\hat{\mathbf{p}}_{\mathrm{ICR},\varepsilon} = \mathbf{A}^T\mathbf{A} + \varepsilon\mathbf{I}^{-1}\mathbf{A}^T\mathbf{b}$。

3 模式切换策略

3.1 GVAG 五次 ICR 连续迁移

设切换开始时刻为$t_0 = 2s$，切换时间为$T_s = 1s$，初始 ICR 位置$x_0 = -L$，目标位置$x_t = -1.5L$。归一化时间为$\tau(t) = \mathrm{clip}\left(\frac{t-t_0}{T_s}, 0, 1\right)$，采用五次平滑函数：

$$\mathrm{h}(\tau) = 10\tau^3 - 15\tau^4 + 6\tau^5 \tag{8}$$

ICR 纵向位置：

$$x_I(t) = x_0 + (x_t - x_0)h(\tau) \tag{9}$$

五次函数使由模式切换引入的 ICR 纵向速度和加速度在切换端点归零，但这并不意味着四轮总转角速度和加速度在端点必为零。若第 i 轮目标转角写为$\delta_i = f_i\ (x_I,\ \delta_{\mathrm{LF}})$，则其总导数同时包含 ICR 迁移项与主转向输入项：

$$\dot{\delta}_i = \frac{\partial f_i}{\partial x_I}\dot{x}_I + \frac{\partial f_i}{\partial \delta_{\mathrm{LF}}}\dot{\delta}_{\mathrm{LF}} \tag{10}$$

3.2 同时间律角度空间五次插值对照

由于左前轮主转向输入在 2～3 s 切换窗口内仍按 2 deg/s 持续增加，FWS 起点角向量和目标 4WS 角向量均随时间变化。记 F 为式（1）～（4）定义的 GVAG 角度映射，则每一时刻的两个端点为：

角度空间对照在相同瞬时时变端点之间采用与 GVAG 相同的五次时间律，从而避免把持续驾驶转角输入误当作固定端点插值：

$$\boldsymbol{\delta}_0(t) = \mathrm{F}[\delta_{\mathrm{LF}}(t), x_I = -L],\ \boldsymbol{\delta}_t(t) = \mathrm{F}[\delta_{\mathrm{LF}}(t), x_I = -1.5L] \tag{11}$$

式（11）中的两个端点随δ_{LF} (t)同步更新，式（12）只对 FWS 到目标 4WS 之间的模式差量进行五次加权。因此，角度空间对照与 GVAG 具有相同主转向输入、切换时间和五次时间律，二者的差异仅在于规划路径是否始终位于共同 ICR 约束流形。其总转角变化率为：

$$\boldsymbol{\delta}_{\mathrm{ang},5}(t) = [1 - h(\tau)]\boldsymbol{\delta}_0(t) + h(\tau)\boldsymbol{\delta}_t(t) \tag{12}$$

$$\dot{\boldsymbol{\delta}}_{\mathrm{ang},5} = (1 - h)\dot{\boldsymbol{\delta}}_0 + h\dot{\boldsymbol{\delta}}_t + \dot{h}(\boldsymbol{\delta}_t - \boldsymbol{\delta}_0) \tag{13}$$

3.3 硬切换极限对照

$$\boldsymbol{\delta}_{\mathrm{hard}}(t) = \begin{cases} \boldsymbol{\delta}_0(t) & t < t_0 \\ \boldsymbol{\delta}_t(t) & t \geq t_0 \end{cases} \tag{14}$$

硬切换在 t=2 s 直接由时变 FWS 端点切换为同一时刻的时变目标 4WS 端点，切换前后分别满足稳态几何关系，但四轮目标转角在切换时刻不连续。本文基于 0.001 s 采样数据计算相邻采样转角变化率，用于表征当前离散联合仿真中的突变量级；该数值随采样步长变化，因此不解释为理想硬切换的有限连续导数。

3.4 切换参数与分析边界

本文以切换时间 Ts 和目标 ICR 系数λ=x_t/L 为关键参数，基准工况取 Ts=1 s、λ=−1.5。左前轮转角在 0～3 s 内按 2 deg/s 线性增加，并在 t=3 s 保持为 6 deg；模式切换在 2～3 s 内完成。连续策略和硬切换均采用相同主转向输入、车辆参数和仿真步长。当前模型未引入转向执行器速率饱和，因而转角变化率只反映策略命令及 CarSim 转向系统实际响应。

4 评价指标体系

基准工况以 2～3 s 为模式切换统计窗口；切换时间敏感性工况采用 2≤t≤2+Ts 作为对应统计窗口。本文区分两类 ICR 指标：ICR 纵向轨迹偏差$e_{x,\mathrm{ICR}} = |\hat{x}_I - x_{I,\mathrm{ref}}|$只用于评价具有连续参考轨迹的 GVAG 与角度空间五次插值；共同 ICR 残差e_{ICR}按式（7）计算，可统一评价三种策略的四轮转角几何自洽性。硬切换不参与连续轨迹误差排名，其 ICR 纵向单步跳变量单独报告。

指令与执行连续性采用四轮实际转角时间历程及其相邻采样变化率峰值评价。变化率按 0.001 s 数据的一阶差分计算，并取四轮包络峰值。对于硬切换，该值仅作为当前离散步长下的突变量级指标。

车辆横摆瞬态响应首先以横摆角加速度绝对峰值评价。为分离持续左前轮转角输入本身与模式切换的附加作用，本文设置相同δLF(t)下的不切换 FWS 基准，并对每种切换策略 j 定义$\Delta\dot{r}_j(t) = \dot{r}_j(t) - \dot{r}_{\mathrm{FWS}}(t)$，并以 max|$\Delta\dot{r}_j$|表征模式切换附加横摆冲击。质心侧偏角绝对峰值和 RMS 仅作为侧向响应辅助评价。

5 CarSim-Simulink 联合仿真

5.1 仿真工况

基准工况中，车辆纵向车速设定为 60 km/h。左前轮等效转角在 0～3 s 内由 0°按 2°/s 线性增加至 6°；t=2 s 触发 FWS 向同向 4WS 切换，切换时间 Ts=1 s，目标 ICR 纵向位置x_t=−1.5L。

道路附着系数μ=0.85，车辆轴距 L=2.910 m、轮距 B=1.675 m，固定仿真步长和 CarSim 输出步

长均为 0.001 s。基准工况完成 GVAG、角度空间五次插值、硬切换以及不切换 FWS 基准的 CarSim-Simulink 联合仿真；敏感性工况进一步完成两种连续策略在 Ts=0.5、0.75 和 1.0 s 下的联合仿真。

当前动态结果覆盖 60 km/h、μ=0.85、λ=−1.5 以及左转 FWS→同向 4WS 工况，并对 Ts=0.5、0.75 和 1.0 s 进行单参数敏感性分析；不切换 FWS 基准采用相同左前轮输入。本文据此讨论该速度、附着和转向方向下的几何协调性与瞬态响应。

5.2 仿真结果与分析

5.2.1 ICR 迁移轨迹与几何一致性

图 1(a)给出了实际转角反解的 ICR 纵向轨迹。对具有连续参考轨迹的两种策略，GVAG 的纵向轨迹偏差最大值和 RMS 均小于角度空间五次插值；GVAG 相对后者分别降低 97.96%和 97.62%。图 1(c)进一步给出三种策略的共同 ICR 残差。硬切换在切换前后均可满足瞬时共同 ICR 关系，但其反解 ICR 纵向位置在相邻采样间跳变 1.4557 m，故不纳入连续轨迹误差排名，而按图 1(d)单独评价。结果表明，GVAG 的主要几何优势是保持预定 ICR 连续迁移轨迹；共同 ICR 残差则用于检验每一时刻四轮角度是否几何自洽。

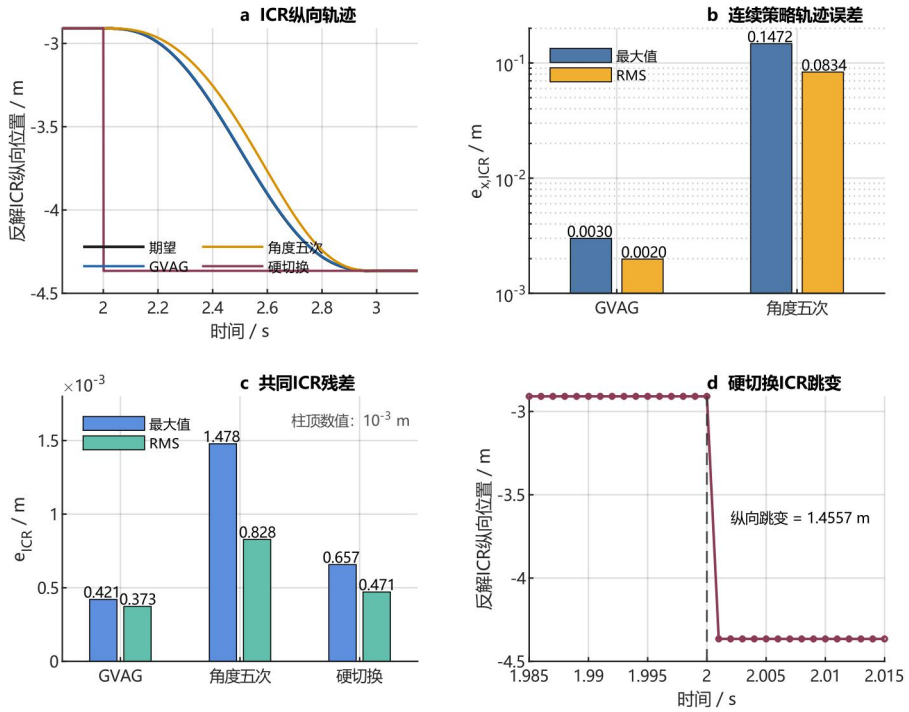


图 1　ICR 轨迹偏差、共同 ICR 残差与硬切换纵向跳变

（a）三种策略的反解 ICR 纵向轨迹；（b）两种连续策略的 ICR 纵向轨迹误差；（c）三种策略的实际轮角共同 ICR 残差；（d）硬切换的 ICR 纵向跳变

5.2.2 同时间律指令连续性消融

图 2 给出了左后轮实际转角及四轮实际转角变化率峰值。GVAG 和角度空间五次插值的四轮变化率包络峰值二者均连续且量级接近，说明五次时间律是抑制转角突变的主要原因。硬切换在 0.001 s 采样下的包络峰值为 1335.274 deg/s，主要来自后轮转角在 t=2 s 附近的单步变化；GVAG 相较硬切换降低 99.74%。该结果用于表征当前离散实现的切换冲击。

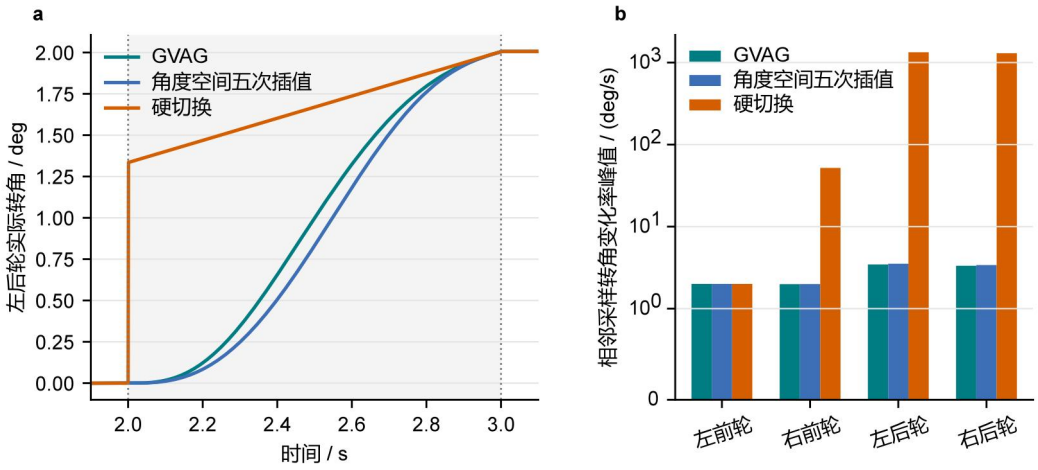


图 2　三种策略的实际车轮转角连续性：

（a）左后轮实际转角；（b）四轮相邻采样转角变化率峰值

5.2.3 横摆瞬态响应与附加冲击

如图 3 所示，GVAG 和角度空间五次插值在 2～3 s 内的横摆角加速度绝对峰值均为 8.987 deg/s²，硬切换为 38.218 deg/s²。绝对响应同时包含持续左前轮转角输入和模式切换作用，因而本文进一步以相同δ_{LF} (t)的不切换 FWS 为基准进行差分。因此，可以得出验证连续化切换能够降低相对于硬切换的横摆瞬态冲击。

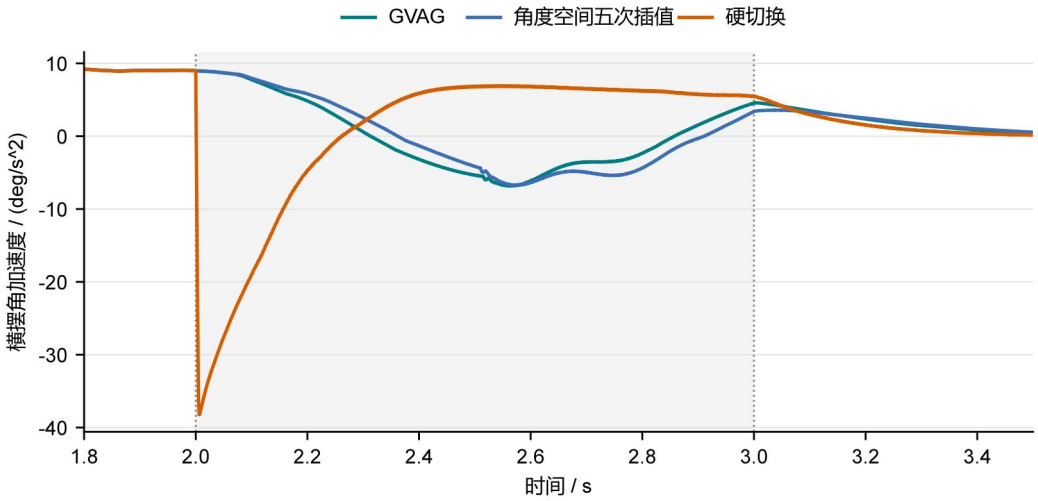


图 3　三种切换策略在模式切换阶段的横摆角加速度绝对响应

5.2.4 侧向响应辅助评价

图 4 显示，GVAG、角度空间五次插值和硬切换在 2～3 s 内的质心侧偏角绝对峰值和 RMS。GVAG 相较硬切换使峰值和 RMS 分别降低 11.75%和 47.13%，说明两种连续策略均可减小硬切换下的质心侧偏响应。

综合图 1～图 4 及 FWS 基准差分结果可知，GVAG 同时实现两类可区分的效果：共同 ICR 约束显著降低连续策略的 ICR 轨迹偏差并维持较小共同 ICR 残差；五次连续时间律降低车轮转角突变和相对 FWS 的附加横摆冲击。

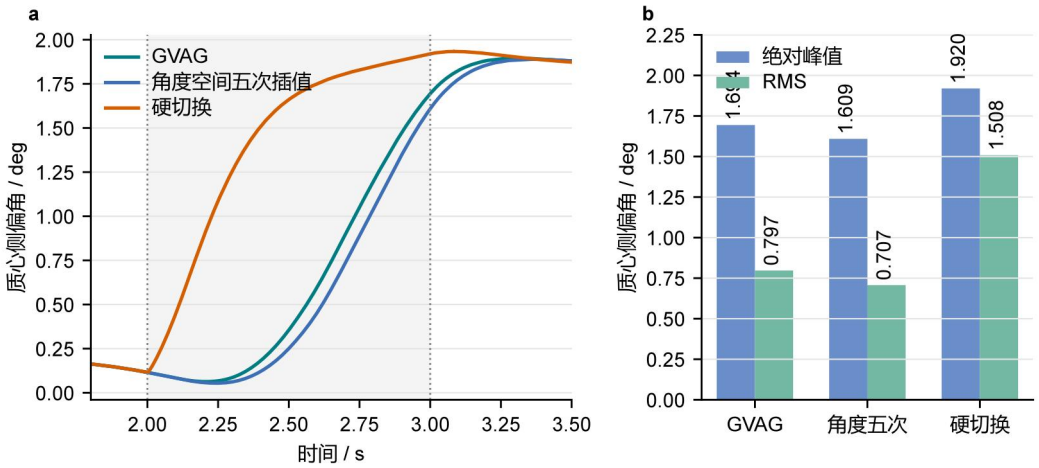


图 4　三种策略的质心侧偏角辅助评价：

（a）质心侧偏角时间历程；（b）绝对峰值与 RMS

5.3 切换时间敏感性验证

为考察切换持续时间对结果的影响，保持车辆、道路、车速、左前轮输入、切换开始时刻和目标 ICR 位置不变，仅令 Ts=0.5、0.75 和 1.0 s。选择该范围可使所有切换均在左前轮转角线性增长阶段内完成，避免 Ts=1.5 s 跨过 t=3 s 转角停止增长时刻而引入额外输入变化。各工况采用 2≤t≤2+Ts 的对应切换窗口统计，结果见表 1。

表 1　切换时间敏感性结果（60 km/h，μ=0.85）

Ts /s	策略	ICR 纵向偏差峰值 / m	共同 ICR 残差峰值 / m	转角变化率峰值 / (deg/s)	附加横摆冲击 / (deg/s²)
0.50	GVAG	0.005733	0.000482	6.010	20.606
0.50	角度五次	0.150190	0.001303	6.006	20.686
0.75	GVAG	0.003915	0.000427	4.304	15.450
0.75	角度五次	0.148240	0.001387	4.351	15.504
1.00	GVAG	0.003001	0.000421	3.457	12.342
1.00	角度五次	0.147190	0.001478	3.530	12.253

表 1 进一步说明，GVAG 的优势并非体现在单纯降低转角变化率或附加横摆冲击，而在于采用相同连续时间律时，仍能显著减小 ICR 纵向轨迹偏差和共同 ICR 残差。该优势在 Ts=0.5～1.0 s 范围内保持一致，表明共同 ICR 规划能够提高不同切换持续时间下的四轮转向几何协调性。

6 结论

（1）针对四轮独立转向车辆由 FWS 切换至同向 4WS 时四轮目标转角缺少统一几何约束、切换轨迹易发生突变的问题，本文以左前轮转角和 ICR 纵向位置为统一参数，建立 GVAG 解析映射，并通过共同 ICR 约束生成四轮目标转角。在此基础上，采用五次时间律规划 ICR 连续迁移，实现了 FWS 与同向 4WS 在统一参数空间内的描述及连续切换。

（2）在 60 km/h、μ=0.85 的基准工况下，结果说明，GVAG 解决了单纯角度空间插值难以准确保持预定 ICR 迁移轨迹的问题，其几何协调优势在所测切换时间范围内保持一致。

（3）综上，本文在所测工况下实现了切换连续性与四轮转向几何协调性的兼顾，解决了单纯角度连续插值虽能平滑转角指令、却难以保证预定 ICR 轨迹的问题。

参考文献：

[1] Chen X B, Fang S D, Hang P, et al. The steering modes switching control of four wheels independently steering-by-wire vehicle based on path planning[C]//FISITA 2016 World Automotive Congress. 2016.

[2] 来鑫, 谢万军, 姜淳, 等. 基于 B 样条曲线的 4WIS 电动汽车转向模式动态切换与控制方法[J]. 汽车工程学报, 2018, 8(1): 31-38.

[3] Chen X, Luo F, Hang P, et al. Steering mode switch control of four-wheel-independent-steering electric vehicle[M]//Proceedings of APAC 19. Singapore: Springer, 2019: 437-453.

[4] Xu F, Liu X, Chen W, Zhou C. Dynamic switch control of steering modes for four wheel independent steering rescue vehicle[J]. IEEE Access, 2019, 7: 135595-135605.

[5] Qiao Y, Chen X, Li R. Dynamic switch control of steering modes for 4WID-4WIS electric vehicle based on MOEA/D optimization[R]. SAE Technical Paper 2023-01-0641, 2023.

[6] 周晨, 徐飞翔. 四轮独立转向车辆转向模式切换轨迹多目标优化方法研究[J]. 机械工程学报, 2024, 60(6): 306-320.

[7] Wang H L, Wang Y Z, Pi D W, et al. Research on steering-by-wire mode switching and control method of corner module vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2026. DOI:10.1177/09544070261447337.

[8] Hang P, Chen X B. Towards autonomous driving: Review and perspectives on configuration and control of four-wheel independent drive/steering electric vehicles[J]. Actuators, 2021, 10(8): 184.

[9] Lai X, Chen X B, Wu X J, et al. Steering control method of four wheel independent steering vehicle based on dynamics and instantaneous center of rotation solver[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(11): 1761-1767.

[10] Hang P, Chen X, Fang S, Luo F. Robust control for four-wheel-independent-steering electric vehicle with steer-by-wire system[J]. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18: 785-797.

[11] Lam T L, Qian H, Xu Y. Omnidirectional steering interface and control for a four-wheel independent steering vehicle[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2010, 15(3): 329-338.

[12] Oksanen T, Linkolehto R. Control of four wheel steering using independent actuators[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2013, 46(18): 159-163.

[13] Tan Q F, Dai P L, Zhang Z H, Katupitiya J. MPC and PSO based control methodology for path tracking of 4WS4WD vehicles[J]. Applied Sciences, 2018, 8(6): 1000.

[14] Shi K, Yuan X F, He Q. Double-layer dynamic decoupling control system for the yaw stability of four wheel steering vehicle[J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2019, 17(5): 1255-1263.

[15] Zhang Y T, Ni J, Tian H Q, et al. Integrated robust dynamics control of all-wheel-independently-actuated unmanned ground vehicle in diagonal steering[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 164: 108263.

姓名	性别	职称/学位	电话/手机	邮箱	简介（字数不限）
刘景康	男	硕士	18272894300	ljk18272894300@163.com	从事汽车转向以及转向模式切换的稳定性分析

中国汽车工程学会越野车技术分会
China SAE Off-Road Vehicle Technology Branch

先进越野系统技术全国重点实验室
Chinese Scholartree Ridge State Key Laboratory

中国汽车工程学会底盘集成技术分会
China SAE Chassis Integration Technology Committee

主办单位： 中国汽车工程学会越野车技术分会
先进越野系统技术全国重点实验室
中国汽车工程学会底盘集成技术分会

承办单位： 北京理工大学
襄阳达安汽车检测中心有限公司
智能无人系统技术国家级重点实验室

