

分类号: TP242.3

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2220110143



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目

多地形移动机器人线控制动

特性分析及控制策略研究

论 文 作 者

严翕然

校 内 导 师

汪步云 教授

校 外 导 师

杨志凯 工程师

专业学位类别

机械

研究方向 (领域)

智能机器人

论文提交日期: 2025 年 05 月 20 日

分类号：TP242.3

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2220110143

多地形移动机器人线控制动特性分析及控制策略研究

RESEARCH ON BRAKE-BY-WIRE CHARACTERISTICS AND CONTROL STRATEGIES FOR MULTI-TERRAIN MO- BILE ROBOTS

学生姓名： 严翕然

校内导师： 汪步云 教授

校外导师： 杨志凯 工程师

专 业： 机 械

研究方向： 智能机器人

论文答辩日期： 2025 年 05 月 9 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：



日期： 2025 年 05 月 17 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

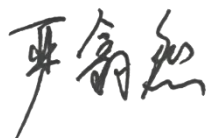
学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

保密 ☐，在 _____ 年解密后适用本版权书。

不保密 ☒。

学位论文作者签名：



日期： 2025 年 05 月 17 日

指导教师签名：



日期： 2025 年 05 月 17 日

多地形移动机器人线控制动特性分析及控制策略研究

摘 要

移动机器人线控底盘的稳定性能在很大程度上取决于线控制动系统。研究线控制动系统的稳定性控制策略，对增强车辆的整体稳定性具有重要意义。当车辆进行弯道制动或弯道行驶时，离心力与制动力共同作用于车辆，导致车轮之间垂直载荷的转移，这一现象容易产生转向不足或转向过度的情况，以及传统车辆制动距离较大的问题。故本研究提出了稳定性控制策略，在车辆需要进行制动时，以目标减速度确定所需要的制动力，再利用垂直载荷的分布情况为基础进行制动力的分配。在此基础上引入模糊 PID 和 PID 控制相结合的附加横摆力矩控制模块对车辆进行稳定性控制。在对行驶稳定性控制方面基于线控制动的附加横摆力矩控制模块，对车辆进行行驶稳定性控制。主要工作内容如下：

（1）基于线控制动系统的结构及其工作原理，搭建基于 AMESim 软件的线控制动系统模型，并严格按照实际制动系统的参数进行设置。通过线控制动系统的数学模型与在 AMESim 软件中建立的模型进行对比，验证了所建立的线控制动系统模型的准确性和可行性。

（2）提出了基于轮速的直道制动 PID 稳定性控制策略。针对弯道制动稳定性控制稳定性控制，所需制动力根据目标减速度进行计

算，并基于动态垂直载荷估计值完成制动力初始分配。再通过模糊 PID 和 PID 控制算法搭建成的附加横摆力矩控制模块进行附加横摆力矩的计算，最后通过制动力分配模块对附加横摆力矩进行分配，从而实现弯道制动的稳定性控制。

(3) 基于 Carsim、Simulink、AMESim 软件进行三者的联合仿真，对本文提出的弯道制动稳定性控制策略及直道制动稳定性进行仿真分析。仿真结果表明，与传统车辆的比例分配的方式相比，该稳定性控制策略在缩短制动距离以及使得横摆角速度和质心侧偏角方面表现良好。在联合仿真中设置了贝塞尔曲线工况、双移线工况以及转弯工况，在这些工况下进行基于线控制动的车辆行驶稳定性控制策略的仿真研究并以横摆角速度和质心侧偏角作为主要评估指标。直道制动时制动距离由 84.93 m 降至 80.67 m。弯道制动时以初速度 30 km/h、60 km/h 以及 90 km/h 进行仿真试验；仿真结果表明与传统比例分配相比，优化分配在横摆角速度与期望平均差值上由 -0.11 deg/s、-1.16 deg/s 以及 0.94 deg/s 降至 0.03 deg/s、-0.79 deg/s 以及 0.56 deg/s。优化分配在质心侧偏角与期望平均差值上由 -0.05 deg、-0.13 deg 以及 0.93 deg 变为 0.01 deg、-0.05 deg 以及 0.50 deg。弯道制动时以制动减速度 0.3 g、0.5 g 以及 0.7 g 进行仿真试验；仿真结果表明与传统比例分配相比，优化分配在横摆角速度与期望平均差值上由 -0.47 deg/s、0.50 deg/s 以及 0.94 deg/s 变为 0.36 deg/s、0.36 deg/s 以及 0.56 deg/s。在质心侧偏角与期望平均差值上由 0.48 deg、0.78

deg 以及 0.93 deg 变为 0.22 deg、0.20 deg 以及 0.50 deg。

(4) 为了验证稳定性控制策略对实际车辆动态响应的改善效果, 本文基于配置有线控制动系统的试验平台, 进行了稳态圆周与转弯两种典型工况的实车测试。实车测试结果表明, 经过稳定性控制的作用后, 车辆在横摆角速度与质心侧偏角等关键稳定性指标上均表现出显著改善, 证实了提出的稳定性控制方法在实际应用中的有效性。在稳态圆周试验中横摆角速度平均值由 15.00 deg/s 降至 13.39 deg/s, 质心侧偏角由 8.49 deg 降至 7.07 deg。在转弯试验中横摆角速度平均值由 5.99 deg/s 降至 5.44 deg/s, 质心侧偏角由 3.75 deg 降至 3.41 deg。

关键词: 移动机器人, 线控制动, 附加横摆力矩, 控制策略, 实车验证

RESEARCH ON BRAKE-BY-WIRE CHARACTERISTICS AND CONTROL STRATEGIES FOR MULTI-TERRAIN MO- BILE ROBOTS

ABSTRACT

The stability performance of the wire-controlled chassis of mobile robots largely depends on the wire-controlled braking system. Researching the stability control strategy of the wire-controlled braking system is of great significance for enhancing the overall stability of the vehicle. When the vehicle is braking or driving in a curve, the centrifugal force and braking force act on the vehicle jointly, leading to the transfer of the vertical load between the wheels. This phenomenon is likely to cause under - steering or over - steering, as well as the problem of a relatively large braking distance in traditional vehicles. Therefore, this study proposes a stability control strategy. When the vehicle needs to brake, the required braking force is determined according to the target deceleration, and then the braking force is distributed based on the distribution of the vertical load. On this basis, an additional yaw moment control module combining fuzzy PID and PID control is introduced to control the stability of the vehicle. In terms of driving stability control, the additional yaw moment control module based on wire - controlled braking is used to control the driving stability of the vehicle. The main work contents are as follows:

- (1) Based on the structure and operational principles of the brake-by-

wire system, a corresponding system model was developed using AMESim software, precisely configured with actual system parameters. A comparative analysis was conducted between the mathematical model of the brake-by-wire system and the AMESim simulation model, validating the accuracy and feasibility of the established brake-by-wire system model.

(2) A wheel speed-based PID stability control strategy is proposed for straight-line braking. For curved-path braking stability control, the required braking force is calculated based on the target deceleration and initially distributed according to dynamically estimated vertical loads. An additional yaw moment control module, integrating Fuzzy PID and PID algorithms, computes the required corrective yaw moment. Finally, a braking force distribution module allocates this additional yaw moment to individual wheels, thereby achieving stability control during curved-path braking.

(3) Joint simulations are carried out based on Carsim and Simulink and AMESim software to conduct simulation analyses on the curved - path braking stability control strategy and straight - line braking stability proposed in this paper. The simulation results show that compared with the proportional distribution method of traditional vehicles, this stability control strategy performs well in shortening the braking distance and in terms of yaw rate and sideslip angle of the center of mass. In the joint simulation, Bezier curve conditions, Double - lane change conditions, and Turning conditions are set. Under these conditions, a simulation study of the vehicle driving stability control strategy based on the brake - by - wire system is carried out, with the yaw rate and sideslip angle of the center of mass as the main evaluation indicators. During straight - line braking, the braking distance was reduced from 84.93 m to 80.67 m. In the curve - braking simulation with initial velocities of 30 km/h, 60 km/h, and 90 km/h, compared

to traditional proportional distribution, the optimized distribution decreased the average difference between yaw rate and the desired value from -0.11 deg/s, -1.16 deg/s, and 0.94 deg/s to 0.03 deg/s, -0.79 deg/s, and 0.56 deg/s. It also changed the average difference between sideslip angle at the center of gravity and the desired value from -0.05 deg, -0.13 deg, and 0.93 deg to 0.01 deg, -0.05 deg, and 0.50 deg. Moreover, during curve - braking tests under decelerations of 0.3 g, 0.5 g, and 0.7 g, the optimized distribution adjusted the average difference in yaw rate from -0.47 deg/s, 0.50 deg/s, and 0.94 deg/s to 0.36 deg/s, 0.36 deg/s, and 0.56 deg/s. And it altered the average difference in sideslip angle at the center of gravity from 0.48 deg, 0.78 deg, and 0.93 deg to 0.22 deg, 0.20 deg, and 0.50 deg.

(4) To validate the effectiveness of the proposed stability control strategy in improving real-world vehicle dynamics, this study conducted real-vehicle tests under two typical operational scenarios—steady-state circular motion and turning maneuvers—using a test platform equipped with a brake-by-wire system. The real-vehicle test results demonstrate that with the activation of the stability control system, the vehicle exhibits significant improvements in key stability metrics such as yaw rate and sideslip angle, thereby validating the practical efficacy of the proposed stability control methodology. During the steady-state circular test, the mean yaw rate decreased from 15.00 deg/s to 13.39 deg/s, and the sideslip angle at the center of gravity reduced from 8.49 deg to 7.07 deg. In the cornering test, the mean yaw rate decreased from 5.99 deg/s to 5.44 deg/s, and the sideslip angle at the center of gravity decreased from 3.75 deg to 3.41 deg.

KEY WORDS: mobile robot, brake-by-wire, additional yaw moment, control strategy, vehicle experimental validation

目录

摘 要	I
ABSTRACT.....	IV
第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题研究背景及意义	1
1.2 国内外研究现状	3
1.2.1 线控制动系统国内外研究现状	3
1.2.2 线控制动稳定性研究国内外现状	9
1.3 主要研究内容	11
第 2 章 线控制动系统模型建立与验证.....	14
2.1 线控制动系统结构及工作原理	14
2.2 线控制动系统模型的建立	15
2.2.1 制动主缸模型	15
2.2.2 制动轮缸模型	16
2.2.3 增减压阀模型	18
2.2.4 轮缸模型验证	19
2.2.5 线控制动系统模型	21
2.3 本章小结	21
第 3 章 制动特性及控制策略研究.....	22
3.1 直道制动动力学分析	22
3.1.1 制动时单轮受力分析	22
3.1.2 附着系数与滑移率的相互关系	24
3.1.3 最优制动力分配	24
3.2 直道制动特性及分配策略	26
3.2.1 直道制动工况中总制动力与前后车轮的制动力	26
3.2.2 直道制动垂直载荷特性分析	27
3.2.3 直道制动时前后轮的制动力	28

3.2.4 基于 PID 控制的制动压力调节	29
3.3 弯道制动特性分析及控制策略	29
3.3.1 载荷转移说明	29
3.3.2 弯道制动载荷转移特性模型	30
3.3.3 弯道的制动力分配	32
3.3.4 线性二自由度模型	33
3.3.5 附加横摆力矩分配	35
3.4 PID 控制与模糊 PID 控制	36
3.4.1 PID 控制	36
3.4.2 模糊 PID 控制	37
3.5 本章小结	39
第 4 章 直道及弯道制动稳定性仿真	41
4.1 基于 AMESim-Simulink-Carsim 联合仿真	41
4.2 直道制动仿真模型与分析	42
4.2.1 无 ABS 的直道制动仿真和分析	43
4.2.2 有 ABS 的直道制动仿真和分析	44
4.3 弯道制动仿真模型与分析	45
4.3.1 建立线性二自由度仿真模型及控制模型	45
4.3.2 弯道制动联合仿真模型及质心侧偏角估计器	46
4.3.3 高附着系数路面的验证与分析	47
4.3.4 不同制动减速度验证与分析	52
4.3.5 低附着系数路面的验证与分析	55
4.4 本章小结	60
第 5 章 行驶稳定性仿真及实验	61
5.1 车辆稳定性仿真	61
5.1.1 制动车轮的选择	61
5.1.2 车辆失稳判断	62
5.1.3 基于双移线工况仿真	63

5.1.4 基于转弯工况仿真	64
5.1.5 基于贝塞尔曲线工况仿真	65
5.2 稳定性试验	68
5.2.1 稳态圆周工况试验	69
5.2.2 弯道工况试验	70
5.3 本章小结	72
第 6 章 总结与展望	73
6.1 总结	73
6.2 展望	74
参考文献	75
攻读硕士专业学位期间学术成果	79
致谢	80

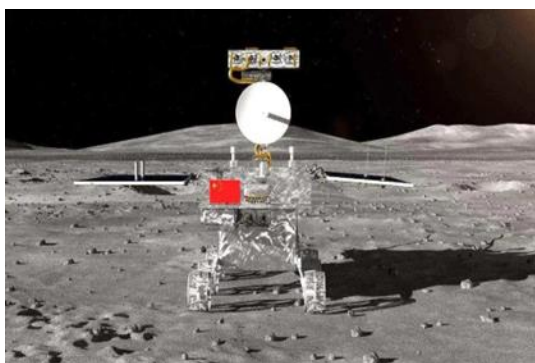
第 1 章 绪论

1.1 课题研究背景及意义

移动机器人其具有较好的操纵性、外观以及精确性，在当前已经广泛的应用于服务、工业制造以及特殊任务等领域。像室内的服务机器人、物流机器人以及室外的救援机器人、巡逻机器人和深空探测机器人等^[1-3]，均已在社会服务和生产效率方面做出了显著贡献。从发展的历史角度来看，20 世纪内燃机与电力技术的快速发展奠定了机器人技术的基础。之后，在 20 世纪的 60 年代，由美国的斯坦福大学开展的 Shakey 机器人研究，推进了移动机器人进入了初步的自主决策、规划以及控制能力的现代化阶段。在进入 21 世纪之后，移动机器人技术逐渐在高端制造和前沿科技领域迅速扩展应用，尤其是在 2015 年国家提出的“中国制造 2025”战略中，对智能机器人的发展战略聚焦于技术创新、产业升级和场景应用，旨在通过智能化、高端化转型提升制造业竞争力。中国智能机器人发展战略以技术创新为驱动，通过政策扶持、场景拓展和产业链协同，目标是到 2025 年形成自主可控的产业体系^[4]。随着人工智能、融合计算以及 5G 通信等前沿技术的快速发展及融合，移动机器人将会进一步实现高效的自治以及群体协作，推动了工业 4.0 以及智慧城市及空间探索中的广泛应用^[5]。在将来，移动机器人将在服务人类社会、提升生产力和应对全球性挑战方面发挥重要的作用。

“中国制造 2025”战略实施以来，国内移动机器人领域研究取得快速发展，推出了多种自主研发的典型移动机器人产品，其体现了我国在机器人领域的自主创新以及工程应用的实力。本文列举了部分国产移动机器人：（1）嫦娥四号月球车，如图 1-1（a）所示，能够适应坡地和崎岖道路，在极端的环境中具有较高的适应性和高可靠性，是我国深空探测机器人技术发展的重要里程碑。（2）南极探冰机器人，如图 1-1（b）所示，在国家的“863 计划”的支持下，由中国科学院沈阳自动化研究所研发。其采用特殊的结构与驱动系统，具有优异的雪地通过能力，并能够在寒冷的极端条件下表现出卓越的适应能力。该移动机器人有效地支持了南极地区的资源勘察和探索，拓展了机器人在极地环境下的应用潜力。（3）水陆两栖排涝机器人，如图 1-1（c）所示，其具备独特的两栖运

动能力，可在水中与地面间灵活切换。其采用了模块化作业，能够满足城市排水、灾害抢险等场景的多样化需求。(4) 户外巡检机器人，如图 1-1 (d) 所示，针对大型工业场所和公共场合安全巡检的需求提出了一种基于卡尔曼滤波的 GPS/ODO 组合定位导航方法，通过比较分析确定了环境建模、路径规划、距离计算等方法，开发了轮式巡检机器人定位导航与远程监控系统。综上所述，上述移动机器人案例展示了我国在机器人研究与工程应用领域的突出。这些机器人成功应对了月球探测、极地探测、无人机器作业及复杂环境的挑战，充分体现了国内机器人技术的先进性与应用能力^[10]。



(a) “玉兔二号”月球车^[6]



(b) 南极探冰机器人^[7]



(c) 排涝机器人^[8]



(d) 户外巡检机器人^[9]

图 1-1 国内移动机器人

此外，随着移动机器人应用场景日益复杂化，稳定性方面面临巨大挑战。在复杂环境和动态条件下的侧倾、转向不足、转向过度以及制动的不稳定性等问题会严重影响移动机器人执行任务的能力。故，深入探讨线控制动系统的稳定性及控制策略，对于保障移动机器人的可靠性和安全性能提升具有重要意义^[11]。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 线控制动系统国内外研究现状

在汽车行业当中正处于向电气化方向的阶段，由 X-by-wire 技术通过将电子控制器替代传统的机械连接，并且其推动了智能控制系统的广泛应用，提升了以下几个方面：（1）车辆的安全性：通过实时的数据采集以及智能算法，实现更加精准的车辆动态控制和事故的预防。（2）车辆性能：优化了执行效率以及响应速度，并增强了动力的分配与能耗的管理。（3）驾驶的舒适性：通过对制动系统的柔性控制，可以改善驾驶的舒适性。（4）系统的可靠性：降低机械部件的磨损和失效性^[12]。在制动系统的相关领域，由于电子元件以及软件对传统的机械连接的取代，为高级的控制策略的实现提供了技术基础。可以实现动态的制动力分配（EBD）以及自动紧急制动（AEB），提高了制动响应速度，降低驾驶风险^{[13][14]}。

在国外知名企业如大陆集团、博世以及天合汽车集团等，已经开发出具有成熟技术的 X-by-Wire 产品。这些产品融合了先进的电子控制单元（ECU）、高精度的传感器以及可靠的软件架构，可以广泛应用于车辆的制动系统当中。在当前的混合动力汽车以及纯电动汽车中，博世的 iBooster 的集成制动系统被广泛的应用。iBooster 的本质是一种电子的助力装置，其是通过将传统的真空助力器和真空供给部分集成，实现了较为高效的制动助力功能，根据技术的演变，博世的 iBooster 发展到了第二代，具有更高的集成度。第一代博世 iBooster 采用的是双级减速装置的设计，第一级减速：是由助力的电机驱动蜗轮蜗杆的机构，实现了初步减速并提高扭矩的传递能力。第二级减速：蜗轮蜗杆进一步推动制动推杆，进行轴向运动实现最终的减速。第二代博世 iBooster 在多个方面进行了优化：（1）减速装置的升级：将双级蜗轮蜗杆传动改为了单级的滚珠丝杠的传动，减小了装置的体积，且提高了控制精度并降低了制造成本。（2）功能集成：在原有助力的功能的基础上，新增了电子稳定性控制（ESC）以及电子驻车制动（EPB）等功能。其具有以下特点：（1）紧凑性和轻量化：通过简化的机械结构可以实现装置的小型化和轻量化。（2）较高控制精度：单级的滚珠丝杠传动引入增强了对制动力的精确调控能力。第二代的博世 iBooster 的集成制

动系统的创新设计得到了提升，其成为了现代新能源汽车不可或缺的核心部分，为高效、智能、可靠的车辆制动提供了重要的支撑。



图 1-2 第一代博世 iBooster^[15]



图 1-3 第二代博世 iBooster^[16]

大陆 MKC1 是由大陆集团开发的一种较为先进的线控制动系统，在具有高度自动化驾驶方面得到了广泛的应用。其集成了制动主缸以及助力器等关键的部件，具有出色的响应性能使得系统能够在 150 毫秒内进行建压。大陆 MKC1 在 2016 年首先在德国的法兰克福工厂进行量产，于 2019 年在美国的北卡罗莱纳州进行生产。在 2020 年底于中国上海工厂实现量产，如图 1-4 所示。在 MKC1 的基础上，大陆集团推出了 MKC2，其增加了网络安全功能。其优化了再生制动与车轮制动的无缝融合，增加了与传统车轮制动系统的协同工作能力，实现制动能量的高效回收。大陆 MKC2 的推出标志着制动系统的进一步发展，其结合了较高的响应速度、系统的安全性以及能量管理功能。如图 1-5 所示。



图 1-4 大陆 MKC1^[17]



图 1-5 大陆 MKC2^[18]

ZF/TRW 拥有 IBC 产品，该制动系统主要由带有旋转编码器的电动机驱动的高精度执行器组成。该编码器精确监控电机的旋转、速度和位置，然后将获取的数据传输到中央电子控制单元（ECU）。此外，IBC 系统采用独立的液压回路，以电子方式解读驾驶员的制动意图，保持传统的制动踏板反馈特性，从而确保驾驶员的熟悉度和安全性^[19]。

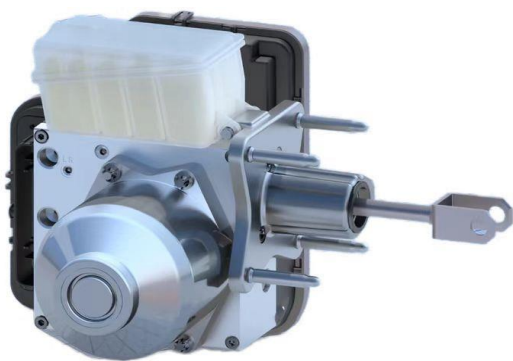
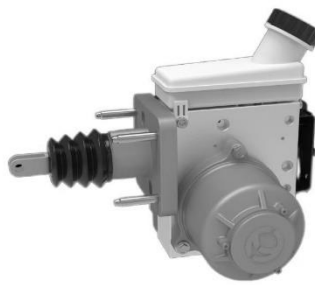


图 1-6 ZF/TRW 制动系统

图 1-7 iDBC²

图 1-7 所示的是由 LSP IAS 和 BWI 集团合作开发的线控制动系统，其配备了 X-Boost 的制动执行技术，提供了优越的制动性能，并可与车辆技术如 ADAS 的 ECU 协调工作。iDBC² 支持制动到转向和制动到扭矩的矢量分配，可以轻松的实现和启用车辆运动控制（VMC）功能。

近年来，国内的制动系统市场呈现头部企业引领发展的态势。以伯特利、亚太股份以及万安科技等公司为代表的本土企业，通过核心技术创新、产业链整合与全球化布局，进行重塑行业竞争。在技术研发层面，三家企业围绕线控制动以及智能集成化制动系统等前沿领域加大投入。头部企业正在向智能底盘控制器领域延申，二线厂商聚焦细分场景。本土企业的技术创新能力将为全球汽车供应链重构的关键变量^[20-22]。

图 1-8 伯特利 WCBS^[23]图 1-9 亚太股份 IEHB^[24]

WCBS（见图 1-8）是由芜湖伯特利汽车安全系统股份有限公司开发的一款集成式线控制动系统产品。其集成了真空助力器、电子真空泵、主缸和 ESC（电子稳定控制系统）功能，WCBS 支持解耦制动，其制动踏板与制动系统之间的连接被解除，提高了制动的精确性和可控性。伯特利在 WCBS1.0 的基础上，已完成具备制动冗余功能线控制动系统 WCBS2.0 的研发工作，在 2023 年底实现了量产。

亚太股份 IEHB 是集成式电子液压线控制动系统，采用了无刷电机驱动液压缸方案，实现了自主研发并掌握核心技术。其产品高度集成了 IBS、ABS、ESC 等功能。IEHB 系统可以作为底盘域控制器全面接管线控底盘，实现高品质的基础制动、线控制动、线控驻车以及稳定性控制等。

图 1-10 GIBC^[25]图 1-11 BSC^[26]

由格陆博科技有限公司基于格陆博已大规模生产的 EPB、ESC 以及 GIBS 的丰富经验，开发出全新一代集成线控制动系统 GIBC。该产品采用全液压解耦式电子制动主缸模块和伺服轮缸液压调节模块，一体化设计方案完全替代传统真空助力器的制动方案，具备动态响应的线控制动功能，并支持 ACC、AEB、APA 等高级智能驾驶需求，助力自动驾驶发展同时也保障用户安全，见图 1-10 所示。

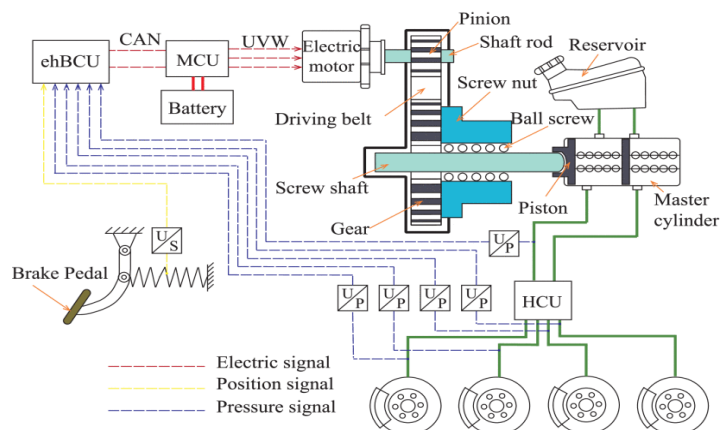
由比亚迪推出的 BSC (Brake System Control) 是一款具有高性能的线控制动系统，其核心部件采用了功率高达 600 W 的大功率无刷电机，并且转速高达 9000 rpm/min，能够在 140 ms 内进行快速的建压，提高了制动的响应效率。其 BSC 能够在车辆静止的状态下提供 10 Mpa 的基础制动力，而在行驶的状态下，最大的制动力可达 15 Mpa。BSC 系统可以优先使用电机制动，并可通过液压制动进行补偿，进行电液协同控制。其系统可以在电液平衡模式下可以实现 0.5 g 的减速度。BSC 系统通过行星齿轮机构与滚珠丝杠传动装置的紧密配合，并将其无刷电机的旋转运动转换为线性的运动，对活塞进行驱动实现制动。其设计不仅仅是提高了建压的响应速度，并且优化了系统的体积以及机械效率，使得其在轻量化与高性能之间的选择达成了平衡。

在线控制动系统的理论研究方面，国内外的研究已经开展了较为广泛并且深入的工作，并取得了较多成果。随着新能源汽车的高速发展，且因为线控制动技术的高效性、智能化以及环保的特性，成为越来越多的学术界以及工业界

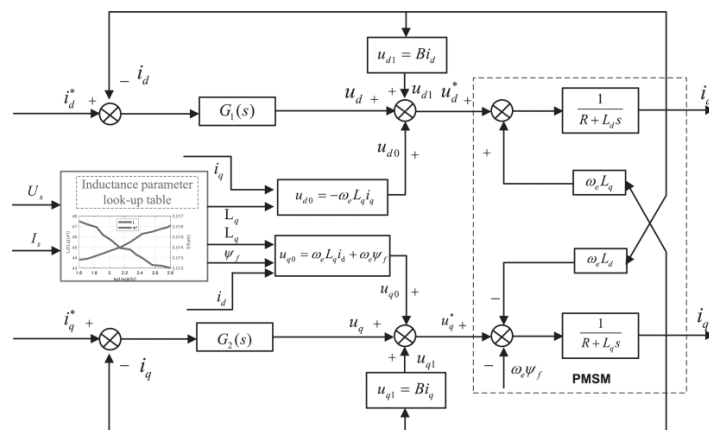
的研究重点^[27]。在国内的高校中清华大学主要对线控制动系统的动态建模、智能控制算法以及系统的集成优化方面进行了研究，并提出了多种新型控制策略，以及提高了系统的响应速度以及控制精度^[28]。吉林大学在深入研究线控制动系统在复杂的路况下的动态性能和稳定性，并开发了适用于多种工况的动态建压以及分配的制动模型^[29]。重庆大学在专注于制动的能量回收与再生制动系统的融合技术的研究，并进一步提高了能量的利用率以及车辆的整体制动性能^[30]。此时，在国际的学术界中也有相关领域的突破：利用耦合的建模技术，提高系统的预测以及故障的诊断能力。随着新能源汽车技术的持续推进，线控制动系统的研究将更加关注其的高度自动化的驾驶以及复杂地形适应中的应用潜力^[31]。

由李毅军等人开发的一种 EMB 夹紧力控制系统，引入了一种基于两个多项式函数的线性变换的新型夹紧力模型^[32]。对于控制系统设计，提出了一种夹紧力估计算法，该算法只需要现有的电机扭矩、角速度和位置的测量。还提出一种统一的架构，以实现间隙闭合和夹紧力跟踪之间的平滑过渡。由 DeBoer B 等人介绍了电缆驱动线控制动系统的设计、控制和验证。实施一系列弹性执行器并以高保真度模拟线控制动系统，消除了制动卡钳内的任何传感器要求，从而可以在不增加车载簧下质量的情况下增加线控制动功能^[33]。由 Stefan Lupberger 等人提出了一种使用输入-输出线性化的连续非线性控制设计，以实现稳健的轮速跟踪控制器。并在综合模型中考虑了再生制动引起的传统系统振荡。非线性控制器通过随后的控制分配得到增强，以分摊冗余执行器上的控制工作^[34]。

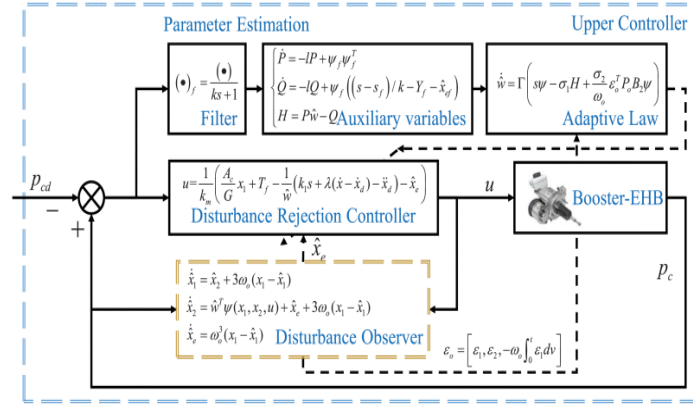
在国内由肖飞等人设计了一种基于专用直线电机的新型线控制动执行器，基于 Halbach 布置的永磁阵列有效增加了直线电机的推力，设计的杠杆机构进一步放大了电机推力，以提供足够的制动力，并利用 PID 控制得到满意的性能^[35]。由秦石等人基于全自动驾驶汽车的新型电液制动系统，设计了一种精确跟踪控制压力的模型预测控制方法，对电动机、减速机构和液压系统，制定了一种新的制动系统模型。并利用二次多项式来拟合活塞位置和气缸压力之间的关系，从而将主缸的所需压力转换为活塞的所需位置。开发了一种具有遗忘因子的递归最小二乘法来寻找压力-位置关系的最优参数。并建立系统摩擦模型来计算等效摩擦扭矩。

图 1-12 线控电动液压制动结构^[36]

由朱峥等针对 BBW 系统永磁同步电机的并基于密集二分表法的动态解耦控制方法,以提高动态响应特性,进行的仿真和实验结果表明,所提方法使升压时间缩短了 18.3%,从而使制动时间缩短了 9.63%。

图 1-13 基于电感参数查找表的电流去耦控制模型^[37]

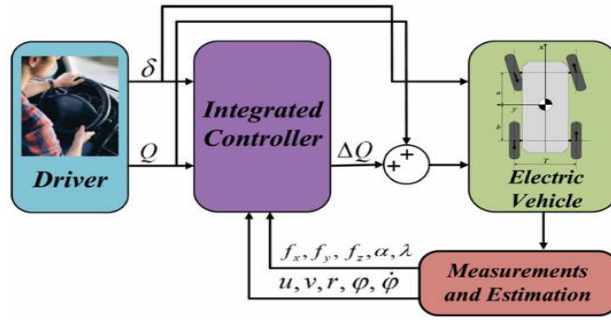
由袁吉等人提出了一种新的 **WPR**（轮压调节）方案，通过直接协调调节阀和电动增压器来代替传统的柱塞泵，用来提高 **One-Box** 解决方案中的轮压调节能力。并提出一种抗扰自适应（**DRAC**）方法，用于该特殊 **WPR** 过程中主缸内的压力控制，可同时处理参数不确定性和扰动，保持稳定的背压。然后构建一种新颖的自适应神经网络控制器（**ANNC**）用于调节阀的控制，所采用的控制方法相比于传统方案，分别提高了 19.8%和 31.6%。


 图1-14 用于主缸控制的DRAC示意图^[38]

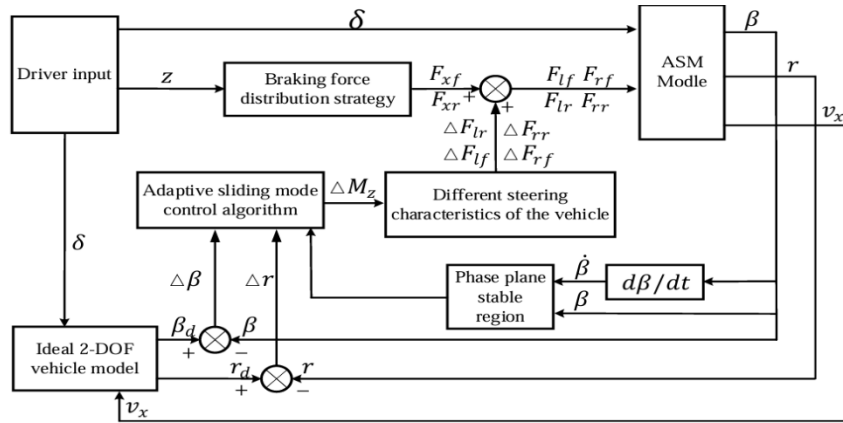
1.2.2 线控制动稳定性研究国内外现状

由 Reza Hajiloo 提出了一种用于全轮驱动车辆综合横向和侧倾稳定性控制的优先级模型预测控制，并考虑到道路角度的影响，对车辆的偏航率、侧滑和侧倾运动定义了安全限制。其控制器分别根据控制动作和目标的优点和重要性确定它们的优先级，然后将优先级组合在一起，除非违反了稳定性限制，否则不会启动差速制动^[39]。由 Saepulah Ferda 和 Santoso 两人主要研究了利用线控制动系统进行新能源汽车的横向稳定性控制。作者使用了七自由度车辆模型，并设计了一种基于模糊滑膜控制策略实现车辆的稳定性。在控制策略中，通过 FSMC 控制目标横摆力矩，以维持期望的横摆角速度和质心侧偏角，使车辆在转向过程中保持稳定，并结合 ABS 算法，根据动态状态合理的四轮制动力，以实现稳定的制动效果。但在文献中仅限于仿真验证，尚未进行车辆的实验^[40]。

由 Kwangki jeon 等人提出了一种电子制动安全评价指标，作为量化工具，用以评估线控制动系统在提升直道制动稳定性方面的故障安全控制策略。该指标综合考虑了车辆直线制动过程中的纵向偏差和横向偏差^[41]。由 Ataei M 等人提出一种集成多目标控制器，专门应用于电动汽车（EV），旨在实现车辆的四项主要控制目标，牵引与制动中的打滑控制、横向稳定性控制、可操纵性和防侧翻。并基于模型的集成控制器提供集中式结构，以提高车辆的整体稳定性。其基于模型预测控制（MPC）方法建立了集成控制器。采用屏障函数将车辆的防滑控制、横向稳定性和防侧翻的状态变量限制在可操纵的极限以及较为安全的区域内。


 图 1-15 集成控制结构^[42]

在国内的研究中，唐明斌等人基于优化制动力分布的自适应滑膜控制算法，提出了一种无辅助转向系统的制动稳定性控制策略。该算法在获得额外的偏航力矩来控制转向过程，在恒定速率收敛律和功率速率收敛律的基础上，开发了新的收敛律。每个车轮的极限制动力是由优化前后制动力以及根据车辆的转向特性和额外的偏航力矩获得的额外制动力形成的。


 图1-16 车辆转弯制动稳定控制系统原理框图^[43]

由陈佳等人针对多功能车面临轮胎抱死、侧滑和翻车风险提出了一种制动-偏航-横滚稳定性一体化控制策略，该策略由前后桥独立驱动电动汽车监控器、上下控制器组成^[44]。由王贤斌等人建立了引入制动力矩的车辆五自由度（5DOF）非线性动力学模型，并利用 D'Alembert 原理将模型转换为等效系统根据平衡点的分岔特性，确定了给定初始纵向速度下稳定区的边界，并拟合了三维稳定区^[45]。由张志勇等人研究出采用具有三层结构的控制系统来实现适当协调轮胎的纵向力和横向力，可以确保车辆的横向稳定性和制动性能。其采用期望偏航率和侧滑角计算直接偏航力矩，以保证运动跟踪中车辆的横向稳定性。以轮胎工作量使用最小化和制动力偏差为优化目标，在扭矩分配层中以横向稳定性和轮胎纵向力上限（UBLF）为约束，实现了直接偏航力矩的扭矩分配控制。提出了

一种基于最佳滑移比的确定 UBLF，该方法既避免了轮胎侧向力的获得，又直接限制了轮胎力的分布^[46]。郑璐峰等人为提高线路控制失效时车辆的横向安全性，设计了一种基于路面附着系数识别、SM-ABS 控制和 DBR 控制的分层防侧翻控制器。

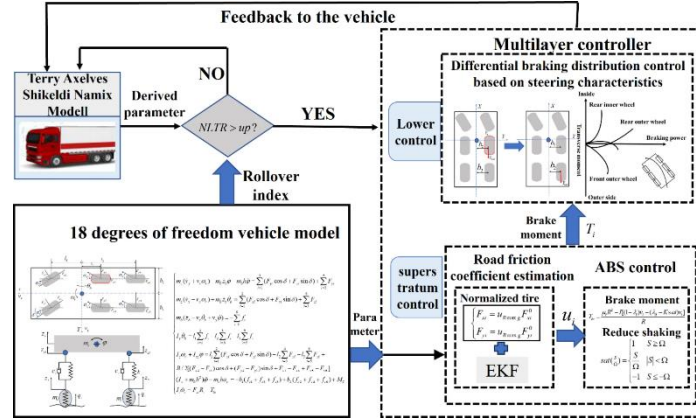


图 1-17 右中轮制动失效的防侧翻控制策略^[47]

1.3 主要研究内容

本文针对线控制动稳定性及基于线控制动系统的行驶稳定性进行控制策略研究，并利用线控移动平台进行试验验证控制策略的有效性。主要研究内容如下：

第 1 章 绪论。主要阐述本课题的研究背景及意义，并围绕线控制动的工作原理进行展开论述。同时，对线控制动装置及稳定性控制策略方面的国内外研究现状进行了阐述。

第 2 章 线控制动模型建立与验证。根据线控制动系统的制动结构以及工作原理建立数学模型，根据其数学模型在 AMESim 软件中建立线控制动系统，制动压在 0s 至 1s 由 0bar 上升到 50bar 的工况下对其与数学模型进行验证。验证结果符合预期理想。

第 3 章 制动特性及控制策略研究。针对制动时产生的垂直载荷转移特性，提出了制动稳定性控制策略；在控制策略中先对期望的制动减速度得到制动力，再根据垂直载荷估计的数学模型进行制动力的初步分配，其附加的横摆力矩，是利用模糊 PID 和 PID 控制算法经过附加横摆力矩计算模块得到，再将附加的横摆力矩添加到车轮上，实现车辆的稳定性控制。

第 4 章 直道及弯道制动稳定性仿真。由 AMESim 软件提供线控制动系统，Carsim 软件提供车辆参数，Matlab/Simulink 提供控制策略进行三者联合仿真，在多种工况下验证控制策略的有效性。

第 5 章 行驶稳定性仿真及试验。将横摆角速度、质心侧偏角的理想值与实际值之间的偏差作为输入，利用附加横摆力矩计算模块计算出能够使车辆恢复稳定行驶的附加横摆力矩，通过对车辆横摆力矩的分析完成制动车轮的选择，进行稳定性控制。再通过实车试验验证基于线控制动系统的行驶稳定性控制策略控制方法的可行性。

第 6 章 总结与展望。对研究工作进行总结，并指出后续的研究方向。

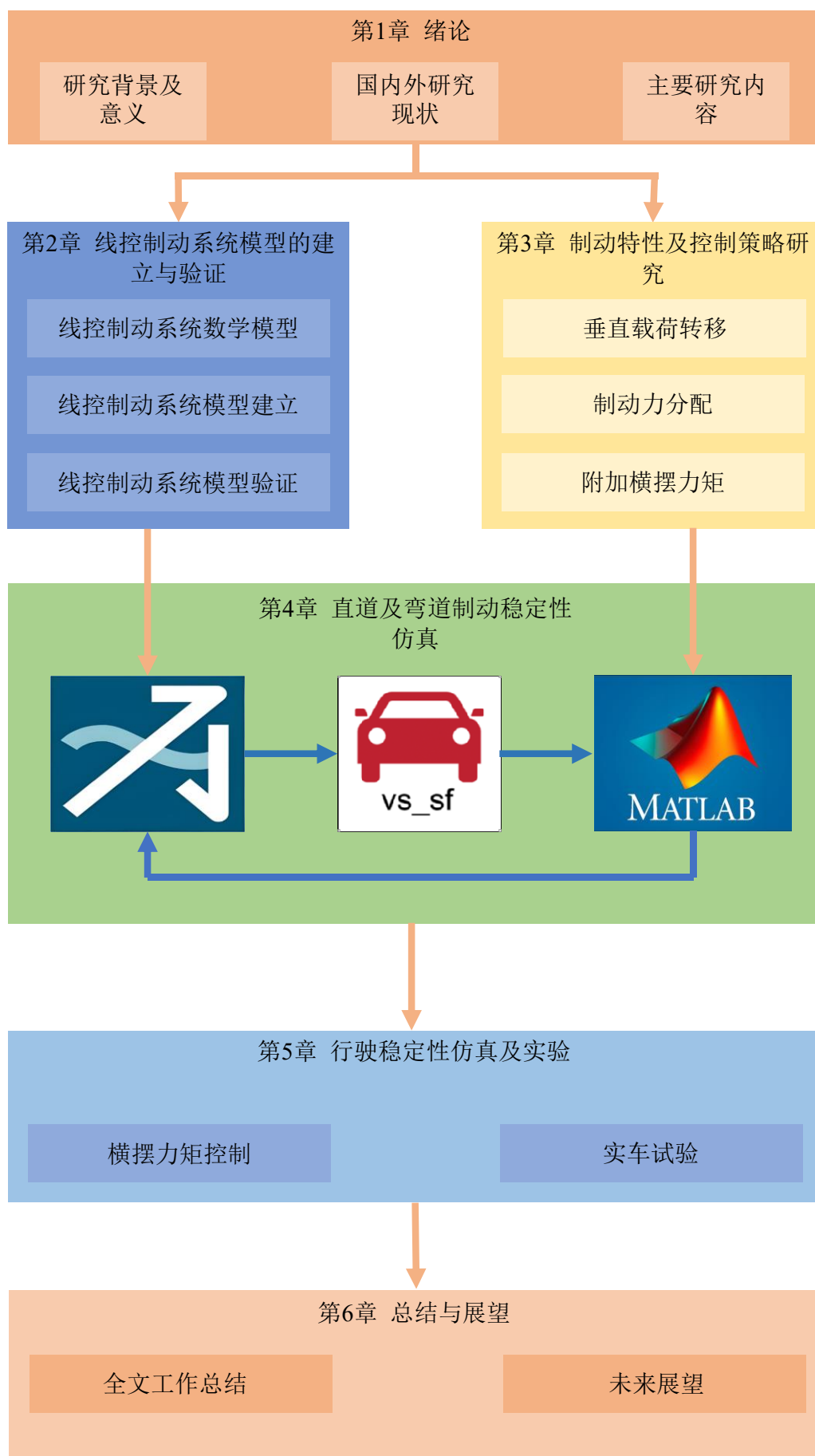


图 1-18 论文章节结构图

第2章 线控制动系统模型建立与验证

多地形移动机器人的线控制动性能直接受制于系统压力跟随能力，由此可见，良好的系统压力跟随特性是保障多地形移动机器人制动效能的核心要素。为深入解析该系统的动态响应特性，本章将结合线控制动系统的工作原理与结构特征展开研究，采取双平台协同建模策略：一：基于 AMESim 软件搭建线控制动系统的结构模型，二：在 MATLAB/Simulink 平台上构建数学模型，通过联合仿真进行验证。

2.1 线控制动系统结构及工作原理

本文采用的实验对象是某智能线控底盘，其布局方案如下图所示。其结构主要由电机、制动主缸、电磁阀、储油箱、电子控制单元（ECU）以及传感器等组成，如图 2-1 所示。

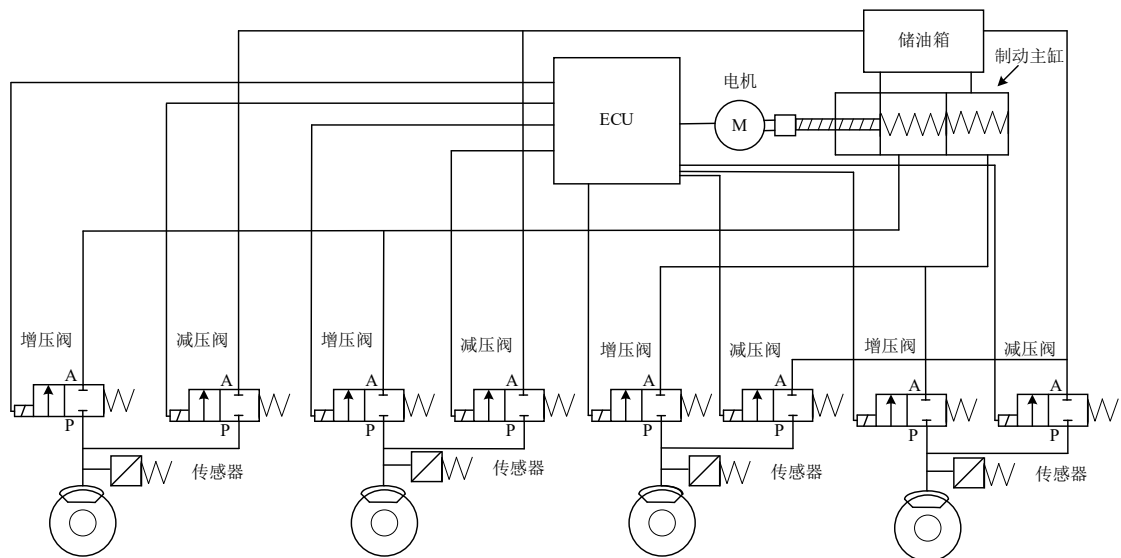


图2-1 系统结构图

线控制动系统的工作流程包括三个主要阶段。第一阶段：在需要制动时，电子控制阀单元发出信号关闭减压阀并打开增压阀，制动液流入轮缸使得压力逐渐升高，进而产生所需的制动力。保压阶段：在保持当前制动力的需求下，电子控制单元发出信号增压阀常开减压阀关闭，保证制动轮缸内压力恒定，稳

定制动力大小，实现制动力的恒定输出。减压阶段：在系统需要降低制动力时，减压阀打开，增压阀关闭，液压油回流到储油罐^[48]。

2.2 线控制动系统模型的建立

2.2.1 制动主缸模型

本文所用的线控制动系统主缸采用了双腔制动主缸，如图2-2所示。其核心优势在于具有前后两个相互独立的液压腔体，通过推杆与双活塞结构实现车辆制动力的分配。制动时，左侧推杆首先受到电子驱动信号驱动，推动前腔活塞运动并压缩前腔中的制动液，产生制动压力并将制动力通过液压油传递给左前轮的轮缸和右后轮。随着前腔制动压力的升高，推动后活塞进行运动，对后腔内的制动液进行压缩，产生后腔压力。再通过制动管路中的制动液将制动压力传递给右前轮和左后轮，实现对全部车轮的制动控制。双腔制动主缸结构通过这两级活塞动作有效地实现了四轮制动力的交叉分配。其制动力的分配方式，实现了制动力的快速建压与精确控制，使线控制动系统能够灵活、精确地控制车辆制动过程^[49]。

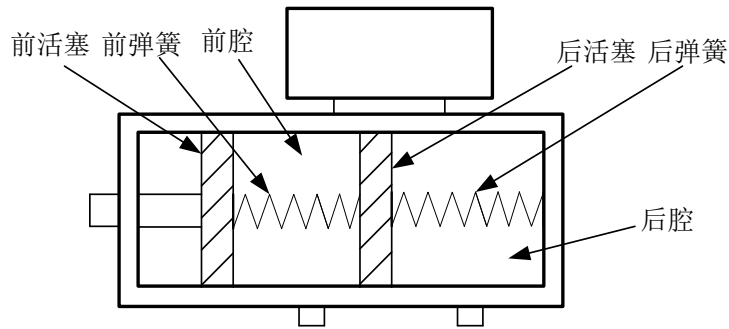


图2-2 双腔制动主缸

对双腔主缸进行动力学分析，其数学公式如下所示：

前腔制动活塞公式：

$$m_q \ddot{x}_q = F_{mq} - k_q(x_q - x_h) - c_q(\dot{x}_q - \dot{x}_h) - p_q A - F_{c1} \quad (2-1)$$

后腔制动活塞公式：

$$m_h \ddot{x}_h = (p_q - p_h)A + k_q(x_q - x_h) + c_q(\dot{x}_q - \dot{x}_h) + F_{c1} - k_h x_h - c_h \dot{x}_h - F_{c2} \quad (2-2)$$

其中 A 表示为制动主缸活塞有效面积； F_{c1} 、 F_{c2} 分别表示为第一腔体活塞回位弹簧的预紧力和第二腔体活塞回位弹簧的预紧力； m_q 、 m_h 分别表示为前腔当中的活塞质量和后腔当中的活塞质量； x_q 、 x_h 分别表示为前活塞在前腔的位移以及后活塞在后腔的位移； F_{mq} 表示为推杆的推力； k_q 、 k_h 分别表示为前腔回位弹簧刚度以及后腔回位弹簧刚度； c_q 、 c_h 分别表示为前腔活塞的阻尼系数和后腔的阻尼系数； p_q 、 p_h 分别表示为前腔的内压力以及后腔的内压力。

忽视制动管路当中的微小泄漏情况，依据液体体积的弹性模量公式，可得双腔制动主缸流量方程公式为：

前腔制动液流量方程：

$$\frac{dp_q}{dt} = \frac{K(A\dot{x}_q - Q_q - A_q\dot{x}_h)}{V_q - A_q x_q + A_q x_h} \quad (2-3)$$

后腔制动液流量方程：

$$\frac{dp_h}{dt} = \frac{K(A\dot{x}_h - Q_h)}{V_h - A x_h} \quad (2-4)$$

其中 V_q 、 V_h 分别为前腔与后腔的初始体积； Q_q 、 Q_h 分别为前腔与制动管路当中的流量以及后腔与制动管路的流量， K 为主缸当中的制动液的等效体积弹性模量。

2.2.2 制动轮缸模型

制动轮缸的物理模型可简化为单腔动力学模型，其中主要包含活塞、弹簧、轮缸。在此模型当中，制动主缸输出的液压力通过传动机构施加在活塞上，并产生下列主要作用力。静摩擦力 (F_s)：当活塞处于静止状态时，活塞与腔体间的接触产生的摩擦阻力；库伦摩擦力 (F_c)：活塞运动过程中，由于接触面间滑动摩擦而产生的恒定阻力；粘性摩擦力 (F_v)：由于流体及密封件的粘性特性，与活塞运动速度成正比的阻力；复位弹簧弹性阻力 (F_{sp})：当制动轮缸处于制动状态时，复位弹簧产生的弹性变形力；制动盘摩擦变形力 (F_δ)：摩擦片与制动盘接触引起制动盘弹性变形而产生的反作用力；制动阻尼力 (F_d)：制动盘与摩擦片间的相对运动产生的动态阻尼效应；其中， P_w 表示主缸输出的液压力， A_w 为活塞的有效受力面积。

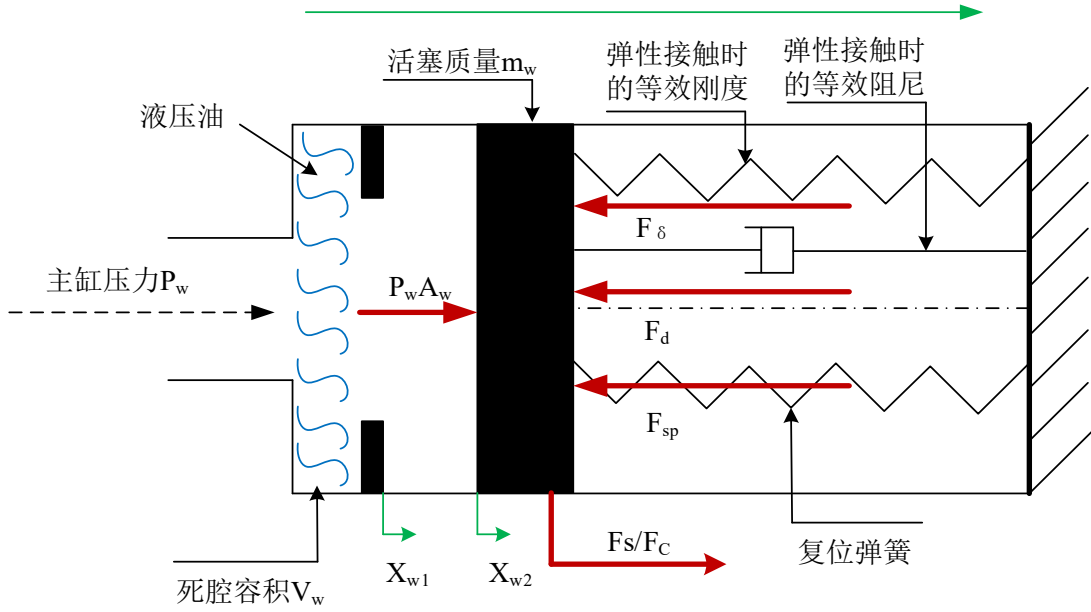


图2-3 制动轮缸物理结构图

制动系统的动态过程大致可以分为以下三个阶段，分别描述了活塞在不同受力条件下的运动特性。第一阶段：制动液传递制动压力较小时，即： $P_1 A_1 \leq F_s$ ，此时制动液传递的制动力不足以克服活塞和轮缸腔体之间的最大静摩擦力，此时活塞保持静止，摩擦片也不发生位移，制动系统在此时不会产生制动力。第二阶段：进入第二阶段后，随着制动液传递的制动力逐步升高，当传递的压力恰好可以抵消活塞与腔体之间的静摩擦力时，活塞开始产生微小位移，此时静摩擦力转化为动摩擦力，且此时还要克服复位弹簧的弹力。在这一阶段，活塞推动制动摩擦片，此时摩擦片还未与制动盘相接触，并不会产生制动力；即此时 $P_1 A_1 > F_s$ ，活塞的动力学方程如下所示：

$$P_1 A_1 - F_{Cl} - F_v - F_{sp} = m_1 \ddot{x}_1 \quad (2-5)$$

$$F_v = C_1 \dot{x}_1 \quad (2-6)$$

$$F_{sp} = K_1 x_1 \quad (2-7)$$

第三阶段：当制动液压力不断增大至足以克服活塞与制动盘间的初始间隙时，活塞开始产生有效位移。此时活塞驱动摩擦片与制动盘发生接触，在相互作用下形成接触力、摩擦力，并伴随弹性变形力与阻尼力的生成。值得注意的是，系统第二阶段的最后位移量恰与第三阶段的起始位移量完全对应。活塞的动力学方程为：

$$P_1 A_1 - F_C - F_V - F_{SP} - F_\delta - F_d = m_1 \ddot{x}_1 \quad (2-8)$$

$$F_V = C_1 \dot{x}_1 \quad (2-9)$$

$$F_{SP} = K_1 x_1 \quad (2-10)$$

$$F_C = \begin{cases} K_2(x_1 - gap) + C_2 \dot{x}_1 & x_1 - gap > 0 \\ 0 & x_1 - gap \leq 0 \end{cases} \quad (2-11)$$

$$C_2 = C_1 \cdot (1 - e^{-\frac{x_1 - gap}{pen}}) \quad (2-12)$$

$$F_\delta = K_2 x_1 \quad (2-13)$$

$$F_d = C_3 \dot{x}_1 \quad (2-14)$$

其中 x_1 为左前轮缸活塞位移，且正方向向轮缸内侧； P_1 为左前轮缸内压强； A_1 为左前轮缸活塞面积； m_1 为左前轮缸等效活塞质量； F_S 为左前轮缸活塞与腔体最大静摩擦力； F_C 为左前轮缸活塞与腔体动摩擦力； k_1 为左前轮缸复位弹簧刚度； c_1 为左前轮缸活塞与腔体的粘性阻尼系数； gap 为左前轮缸活塞和制动盘间隙； k_2 为左前轮缸弹性接触时的接触刚度； c_2 为左前轮缸活塞与制动盘接触时的等效阻尼系数； c_3 为左前轮缸活塞与制动盘接触时的阻尼系数； pen 为左前轮缸活塞与制动盘接触时摩擦片变形达到 60% 的接触阻尼系数时浸入深度；轮缸腔体在制动液流入时有一定的死腔容积，在活塞压缩摩擦片的过程中容积腔变大，可对腔内进行流体流量方程建模，此建模对活塞运动的三个阶段均适用：

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E_f(Q_1 - A_1 \dot{x}_1)}{V + A_1 x_1} \quad (2-15)$$

因此，有：

$$Q_1 = \frac{\frac{dp_1}{dt} \cdot (V + A_1 x_1)}{E_f} + A_1 \dot{x}_1 \quad (2-16)$$

其中 Q_1 为制动主缸流入左前轮缸的流量； E_f 为制动液的等效体积弹性模量； V 为左前制动轮缸初始制动死容积^[50-52]。

2.2.3 增减压阀模型

在线控制制动系统当中，通常采用 PWM 信号控制的高速开关阀来实现轮缸

的压力调节。AMESim 中利用 PV00022 简单子模型来代替，其可以建模为静态系统（不需要额外的输入）或一阶及二阶函数。

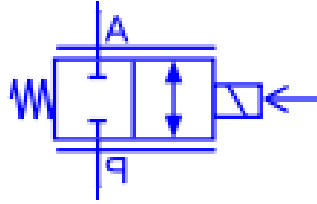


图 2-4 电磁阀模型

其数学模型为：

$$Q_1 = CA \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \tanh\left(\frac{8A}{x\eta\lambda_c} \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}}\right) \quad (2-17)$$

上述公式符号含义如下表 2-1 所示：

表 2-1 符号含义

参数符号	参数意义
Q_1	制动液流量 (L/min)
C	最大流量系数
A	阀口的通流面积 (mm ²)
ΔP	入口、出口处压力差 (bar)
ρ	制动液密度 (kg/mm ³)
χ	阀口湿周长度 (mm)
η	制动液粘度 (cP)
λ_c	制动液流动雷诺系数

2.2.4 轮缸模型验证

表2-2 轮缸关键参数

参数符号	参数意义	数值	单位
D_1	轮缸活塞直径	30	mm
d_1	轮缸活塞推杆直径（无推杆）	0	mm
V	轮缸腔初始容积	10	cm ³
k_1	轮缸复位弹簧刚度	2×10^6	N/m
k_2	轮缸弹性接触时的接触刚度	2.2×10^7	N/m
gap	轮缸活塞和制动盘间隙	0.32	mm
m_1	轮缸等效活塞质量	0.3	kg

在 AMESim 软件中根据上述轮缸的工作原理建立了流体模块、信号模块、轮缸模块以及联合仿真模块进行轮缸仿真，关键参数设置如表 2-2 所示。

根据前文所述的轮缸数学模型建立 MATLAB/Simulink 模型，并在输入压力为在 1s 内制动压力由 0bar 线性上升到 50bar 的工况当中，得到如图 2-5 所示的仿真结果数据图。

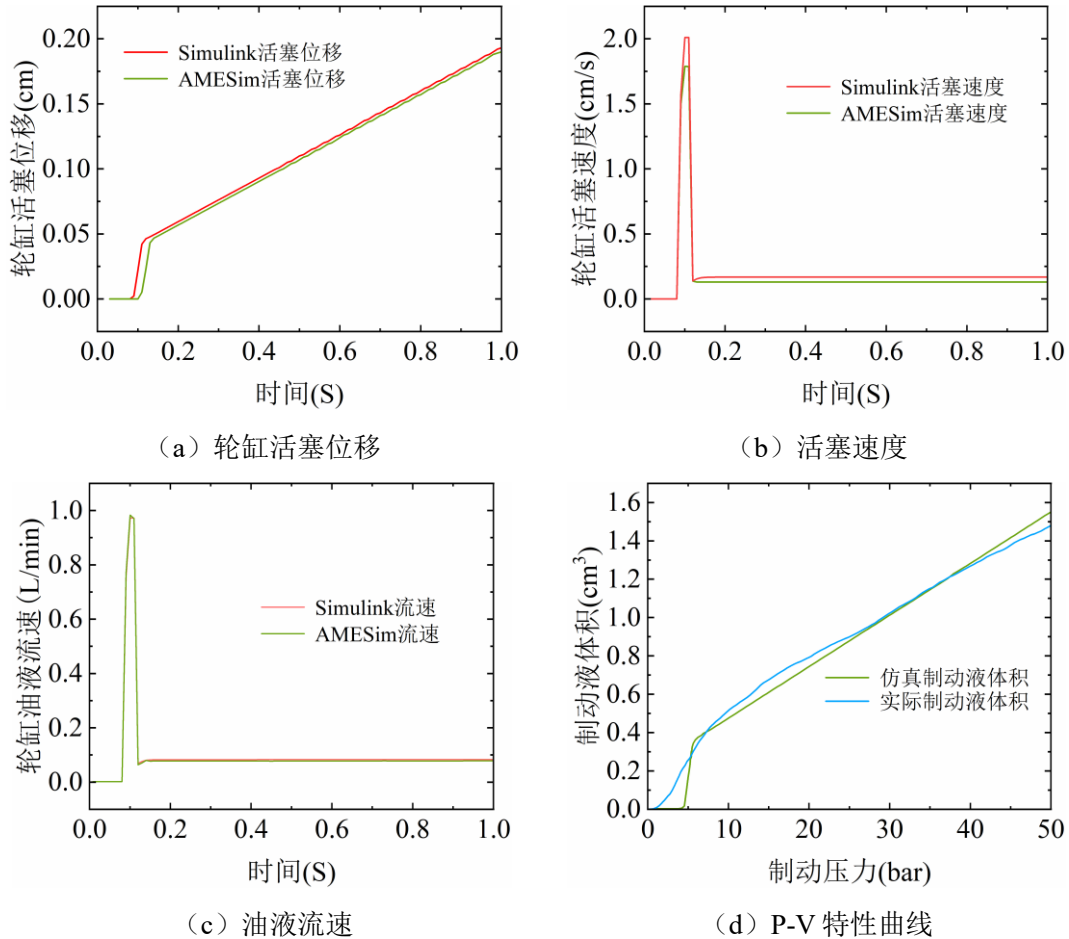


图 2-5 AMESim、MATLAB/Simulink 仿真图

如图 2-5 (a)、(b)、(c) 所示，在 AMESim 仿真软件中建立的制动轮缸模型对其进行仿真试验，仿真试验结果显示了在制动轮缸当中活塞的位移活塞速度以及轮缸当中的油液流速与 MATLAB/Simulink 所建立的数学模型基本相同，其结果表明在 AMESim 软件中所建立的制动轮缸模型基本符合相应的数学模型，能够较为准确、直观地反应实际系统的动态响应特征。通过比较制动轮缸压力与制动液体积仿真曲线，如图 2-5 (d) 所示，基本符合制动轮缸压力与制动液体积实际曲线的动态变化规律。

2.2.5 线控制动系统模型

AMESim 软件在液压方面具有出色的数学模块，并具有显示清晰以及搭建简便等特点。根据线控制动原理建立制动双腔主缸、轮缸、电磁阀等关键模块。并利用 MATLAB/Simulink 在数学建模方面的优势进行联合仿真。

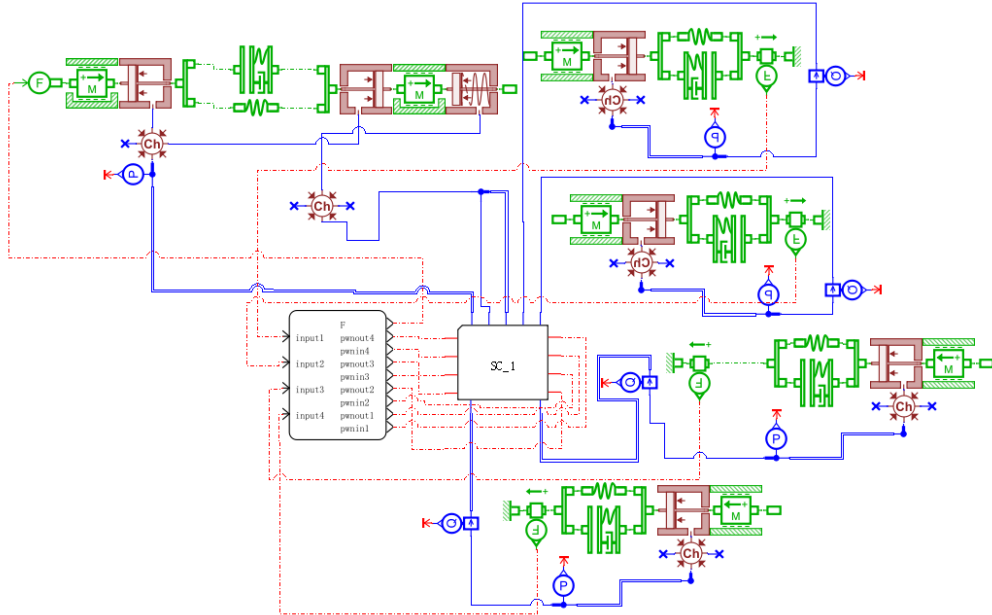


图2-6 线控制动系统液压模型

2.3 本章小结

本章基于线控制动系统当中制动轮缸的工作原理，建立了轮缸在产生制动力过程当中的三阶段的数学模型，并利用 AMESim 以及 Simulink 平台上搭建对应的仿真模型。并在搭建过程中按照实际制动装置进行参数的设置。为了验证 AMESim 中模型的正确性，设定液压力从 0 bar 增加到 50 bar 的工况条件，对系统进行了仿真分析。仿真结果表明，所构建的 AMESim 模型能够很好地反映线控制动系统的实际动力学响应特性，为后续的线控制动控制策略研究和多工况仿真分析提供了可靠的制动系统支持。

第 3 章 制动特性及控制策略研究

本章首先对直道及弯道制动动力学进行了分析。直道制动时基于轮速 PID 控制算法的制动力配。弯道制动时，根据制动时的垂直载荷分布特性进行制动力的分配，将横摆角速度进行模糊 PID 算法控制，质心侧偏角进行 PID 算法控制，通过附加横摆力矩模块计算所需的附加横摆力矩并作用到车轮上，防止车辆在制动时产生过度转向及不足转向，提高车辆的制动稳定性。

3.1 直道制动动力学分析

3.1.1 制动时单轮受力分析

本节对车轮的受力情况进行了分析。为简化模型，假设轮胎为刚性结构，并忽略空气阻力、滚动阻力等影响因素。在车辆于平直，且制动条件良好的硬质路面上进行制动时，单车轮主要受到以下作用力：

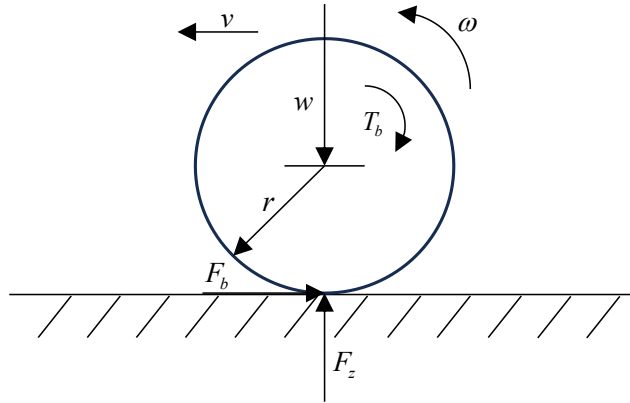


图 3-1 制动时单轮受力图

其中 ω 用于表示为车轮的角速度，单位为： rad/s ； F_b 用于表示为地面的制动力，单位为： N ； w 用于表示为车轮的垂直载荷，单位为： N ； F_z 用于表示为行驶地面对车辆车轮的法向反作用力，单位为： N ； R_d 用于表示为有效的滚动半径，单位为： m ； T_b 用于表示为摩擦块对制动盘的摩擦力矩单位为： $\text{N}\cdot\text{m}$ ； v 用于表示为车速，单位为： m/s 。在车辆进行制动时，设单个车轮所受来自于车

辆的质量 m_1 为 1/4 车辆的质量, I_ω 表示为车轮的转动惯量, 单位为: $\text{kg}\cdot\text{m}^2$, 基于图 3-1 建立的动力学模型得到单个车轮的动力学方程表示为:

$$\begin{cases} m_1 \dot{v} = -F_b \\ I_\omega \dot{\omega} = R_d F_b - T_b \end{cases} \quad (3-1)$$

因地面会对车轮产生制动力, 其制动力矩 $R_d F_b$ 要远大于车轮的惯性力矩 $I_\omega \dot{\omega}$, 其惯性力矩被忽略之后, 制动力 F_b 表示为:

$$F_b = \frac{T_b}{R_d} \quad (3-2)$$

制动系统输出力矩的机理可表达为: 制动盘与摩擦片之间的摩擦副在压紧力作用下产生库伦摩擦力, 该摩擦力对制动盘形成制动力矩。当此力矩经轮毂传递至轮胎时, 其力学效应表现为沿轮胎印记周向分布的切向方向, 可产生克服车辆的惯性、实现对车辆进行减速的切向力。故刚好推动时的力表示为:

$$F_\mu = \frac{T_b}{R_d} \quad (3-3)$$

由地面对车轮产生的附着力 F_ϕ , 为轮胎与地面间的摩擦力, 故地面对轮胎产生的制动力不会大于其最大静摩擦力即:

$$\phi_b w = F_\phi \geq F_b \quad (3-4)$$

其中 ϕ_b 表示纵向道路的路面附着系数。

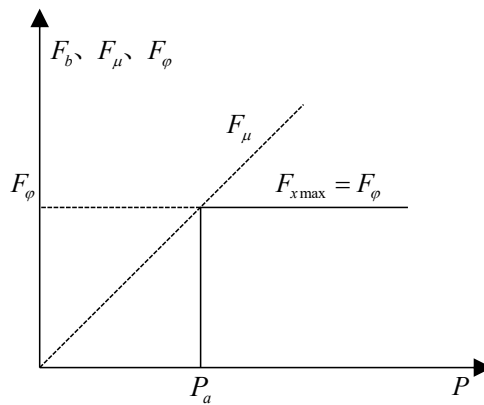


图 3-2 地面制动力、附着力及制动力的关系曲线

见图 3-2, 当车辆制动系统产生的制动压力 P 较低时, 其制动块对制动盘产生的制动摩擦力矩 T_b 也较低, 此时, 地面对车辆产生的制动力 F_b 与 T_b 都较低不

能阻碍车轮的滚动，即 $F_b = F_{\mu}$ ，在车辆制动过程中，地面施加的制动力会随着制动压力的升高而线性增加。这种增长趋势会受到路面附着力的限制，当地面制动力即将突破最大静摩擦力时，系统便进入临界状态，此时车轮可能会产生抱死现象。若此时制动力继续加压，制动力会持续增加，但地面对车辆产生的制动力并不会增加。

3.1.2 附着系数与滑移率的相互关系

在车辆制动过程中，车轮不仅发生滚动，还伴随着一定程度的滑动。随着制动强度的逐步增强，车轮滑动的程度也会不断增加。为描述这种现象，通常引入滑移率 S 这一参数，它表示车轮滑动部分占总运动的比例，从而为定量分析轮胎制动时的滑动情况提供依据。

$$S = \frac{v - r\omega}{v} \times 100 \quad (3-5)$$

在当滑移率 $S=0$ 时，车轮处在纯滚动状态。 $S=100\%$ 时，车轮抱死处于纯拖滑状态。滑移率影响着附着系数，若当滑移率位于图 3-2 中虚线所示的范围时，则车辆制动处于最好的滑移率控制区域，此时，在该区域中车辆对路面的附着条件能够充分地利用，在当滑移率在 20%时，制动性能与稳定性能均较优，纵向制动效能与横向稳定性在此状态下达到最佳平衡。滑移率逐渐增加，而纵向路面的附着系数和横向路面附着系数逐渐减小。当滑移率达到 100%时，横向的路面附着系数将降为 0，车轮抱死。因此，在车辆进行制动时的车轮滑移率控制在 15%~20%左右^[53]。

3.1.3 最优制动力分配

当车辆处于直线制动时，由于车辆整体的惯性影响，前轴车轮受到的垂直载荷将会提升，后轴车轮受到的垂直载荷将会降低。车辆的垂直载荷分布的这种变化现象将会直接地影响制动系统产生地制动力在前后车轮之间的分配。深入探讨前后轮制动力分配的问题，有必要对直线制动工况下的车辆受力进行分析。在分析过程当中将忽略空气阻力、悬挂以及滚动阻力等因素影响，并在相同的路面附着系数下，同一辆车轴的左右两边的车轮垂直载荷是相等的。在具有良好的道路路面环境下，车辆受力情况见图 3-3 所示。

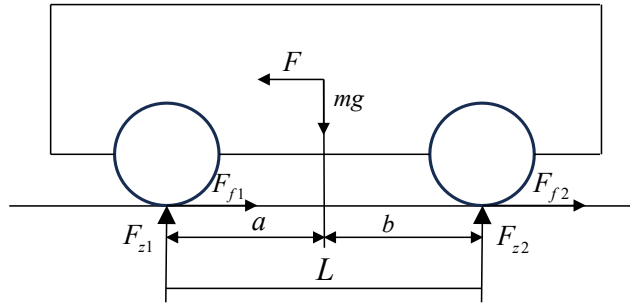


图 3-3 制动时车辆受力图

根据图 3-3 所示的车辆受力平衡关系如下所示：

$$\begin{cases} F_{z1}L = mgb + m \frac{du}{dt} h_g \\ F_{z2}L = mga - m \frac{du}{dt} h_g \end{cases} \quad (3-6)$$

其中 F_{z1} 表示为地面对车辆施加于前轴的法向反作用力，单位为：N； F_{z2} 表示为地面施加于车辆后轴的法向反作用力，单位为：N； h_g 表示为车辆的质心高度，单位为：m； du/dt 表示为车辆进行制动时的制动加速度，单位为： m^2/s^2 。由上式（3-6）可得到地面施加于车辆前后轴的法向反作用力表示为：

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{mgb}{L} + \frac{mh_g}{L} \frac{du}{dt} \\ F_{z2} = \frac{mga}{L} - \frac{mh_g}{L} \frac{du}{dt} \end{cases} \quad (3-7)$$

从上述公式可以看出，在制动过程中，车辆前轴的载荷随着制动力度的增强而逐步增加，而后轴载荷则相应地减小，前后轴之间的载荷转移量也随之加大。这种动态变化直接影响到制动力在各车轮之间的分配。随着制动加速度的逐渐增加，前轴受到的垂直载荷因惯性的影响将会逐渐地增加，后轴的垂直载荷因惯性的影响会进行降低。故在进行车辆制动的情况下，施加于前后车轮的制动力必须根据前后轴之间的垂直载荷的变化对制动力进行调节。在需要进行紧急制动的情况之下，制动系统产生的制动强度较大，制动系统施加于车轮的夹紧力有极大可能超过轮胎与道路之间的最大静摩擦力，从而将会导致车轮抱死在道路上进行滑动的现象。这种抱死在道路上进行滑动现象可能表现为前后

轮同时进行抱死或者前轮先进行抱死、后轮先进行抱死，在这些表现形式中前轮先进行抱死或同时进行抱死会被认作为是较为稳定的状态，如果后轮先进行了抱死会容易导致车辆后轴部分的侧滑，此时为危险工况，要避免后轮先抱死的现象。前后车轮同时进行抱死要满足的条件是：制动系统施加于前后车轮的制动力的总和将会等于受到地面对车辆的总的附着力，车轮的制动力到与路面的附着力的上限，公式如下：

$$\begin{cases} F_{T1} + F_{T2} = \varphi mg \\ F_{T1} = \varphi F_{z1} \\ F_{T2} = \varphi F_{z2} \end{cases} \quad (3-8)$$

消去 φ 得：

$$F_{T2} = \frac{1}{2} \left[\frac{mg}{h_g} \sqrt{b^2 + \frac{4h_g L}{mg} F_{T1}} - \left(\frac{mgb}{h_g} + 2F_{T1} \right) \right] \quad (3-9)$$

传统的汽车制动力比例分配依据制动系统施加的制动力分配系数表示，并利用符号 β 表示，即：

$$\beta = \frac{F_{T1}}{F_{T1} + F_{T2}} \quad (3-10)$$

其中 F_{T1} 表示为前轮的制动力，单位为：N； F_{T2} 表示为后轮制动力，单位为：N； F_T 表示为总的制动力，单位为：N，且 $F_T = F_{T1} + F_{T2}$ 。

3.2 直道制动特性及分配策略

3.2.1 直道制动工况中总制动力与前后车轮的制动力

在车辆进行制动时，其制动加速度表示为 a_x ，整车的制动力计算根据牛顿的第二定律为：

$$F_z = Ma_x \quad (3-11)$$

其中 M 表示为车辆质量，单位为：N。

设制动力系数 φ 为制动力 F_b 与垂直载荷 w 之比，即：

$$\varphi = \frac{F_b}{w} \quad (3-12)$$

上文所述的较为理想的制动系统分配的制动力即， $\varphi_F = \varphi_R$ 可得：

$$\frac{F_{xf}}{F_{zf}} = \frac{F_{xr}}{F_{zr}} \quad (3-13)$$

其中 F_{xf} 表示为制动系统施加于前轮的制动力，单位为：N； F_{xr} 表示为制动系统施加于后轮制动力，单位为：N； F_{zf} 表示为车轴前轮受到的垂直载荷，单位为：N； F_{zr} 表示为车轴后轮受到的垂直载荷，单位为：N。整车的总的制动力与各车轮之间的制动力的关系如以下公式表示为：

$$F_{zt} = 2 \times (F_{xf} + F_{xr}) \quad (3-14)$$

由式 3-11、3-13 及 3-14 可以计算出制动系统施加于前后轮的制动力为：

$$F_{xf} = \frac{F_{zf}}{2 \times (F_{zf} + F_{zr})} F_{zt} = \frac{F_{zf}}{M} Ma_x = F_{zf} a_x \quad (3-15)$$

同理可得：

$$F_{xr} = F_{zr} a_x \quad (3-16)$$

3.2.2 直道制动垂直载荷特性分析

在车辆进行制动过程时，由于惯性的作用后轴的垂直载荷会有转向前轴的趋势。对于转移量的载荷计算，将整车视为刚体，由公式 3-17 进行计算：

$$\Delta F_{zx} = Ma_x h / L \quad (3-17)$$

但是，在实际当中，车辆表现并不完全是刚体。车轮与车身之间利用悬挂，可以将整车分为具有悬挂的质量和没有悬挂的质量。故利用式 3-17 来进行载荷的转移量的计算其精度会存在局限性。故，本文通过式 3-18 进行计算载荷的转移量：

$$\Delta F_{zx} = \frac{m_c a_x h_c g}{L} + \frac{\left[m_f + m_r + \frac{I_f}{r^2} + \frac{I_r}{r^2} \right] h_u a_x g}{L} \quad (3-18)$$

其中 m_c 表示为带有悬挂的质量，单位为：kg； h_c 、 h_u 表示为带有悬挂的质量与不带有悬挂的质量的重心高度，单位为：m； I_f 、 I_r 表示为前后车轴车轮的转动惯量，单位为：kg·m²； m_f 、 m_r 表示为前后车轴不带有悬挂的质量，单位为：kg。

前轴车轮受到的垂直载荷等于前轴车轮的静态载荷加上车辆制动时由后轴的垂直载荷转向前轴的转移量^[54-56]，而后轴车轮受到的垂直载荷等于后轴的静态载荷减去载荷的转移量：

$$\begin{cases} F_{zF} = F_{j1} + \frac{\Delta F_{zx}}{2} \\ F_{zR} = F_{j2} - \frac{\Delta F_{zx}}{2} \end{cases} \quad (3-19)$$

其中： F_{j1} 、 F_{j2} 表示为车辆前后轴车轮受到的静态载荷，单位为：N。

3.2.3 直道制动时前后轮的制动力

由在 3.1.1 节当中，通过对单个车轮受力情况的分析，计算得到各个车轮的制动力数值。在实际当中，作用在车轮上的制动力来源于制动卡钳对制动盘的夹紧力所产生的制动力矩。由式（3-1）及式（3-2）可得：

$$T_b = F_b \times R_d \quad (3-20)$$

根据前述公式，可以推导出，在直道制动过程中，车辆前轴和后轴制动器所产生的制动力矩 T_{F1} 和 T_{F2} 分别为：

$$\begin{cases} T_{F1} = rF_{xf} = rF_{zf}a_x = R_d \left(F_{j1} + \frac{\Delta F_{zx}}{2} \right) a_x \\ T_{F2} = rF_{xr} = rF_{zr}a_x = R_d \left(F_{j2} - \frac{\Delta F_{zx}}{2} \right) a_x \end{cases} \quad (3-21)$$

制动力计算公式为：

$$F_b = \mu F_n \quad (3-22)$$

其中 F_b 表示为制动力，单位为：N； μ 表示为摩擦系数； F_n 表示为法向力，单位为：N。根据上述公式得到制动系统产生的制动力矩 T_b 与制动盘受到摩擦块的夹紧力 F_{cf} 的关系由以下公式得出：

$$\begin{cases} F_{cfF} = \frac{T_{bF}}{2\mu R_d} = \frac{\left(F_{j1} + \frac{\Delta F_{zx}}{2} \right) a_x}{2\mu} \\ F_{cfR} = \frac{T_{bR}}{2\mu R_d} = \frac{\left(F_{j2} - \frac{\Delta F_{zx}}{2} \right) a_x}{2\mu} \end{cases} \quad (3-23)$$

3.2.4 基于 PID 控制的制动压力调节

该直道制动力分配算法通过期望的制动减速度和各车轮垂直载荷的估计值，实现了实时计算各车轮制动压力。其中，垂直载荷估计的准确性直接关系到制动力分配的合理程度。但在实际应用当中，由于多种复杂因素会对车轮垂直载荷产生影响，导致估计值与实际值之间存在难以避免的偏差，进而影响到制动力分配。此外，该方法是在假设整车重量为常数的基础上，适用于车辆在平直、硬质路面的制动工况。可在实际行驶时，路面平整度、附着条件以及车辆载荷都存在不可预测的变化，而这些因素都可能对制动力分配产生重大影响。

鉴于制动力与车轮滑移率之间存在一定的关系，且在直道制动时不存在转向因素，故只需考虑滑移率相同即可。在车轮的滑移率相同时，其轮速基本相同故不会出现后轮先抱死的危险工况。故先计算四个车轮的平均轮速 $\bar{\omega}$ ，之后将前后车轮的轮速与计算出的平均轮速进行差值计算： $(\omega_F - \bar{\omega})$ 和 $(\omega_R - \bar{\omega})$ ，将计算出的差值进行偏差代入，之后再利用基于轮速控制的 PID 控制算法对制动系统施加于车辆的前后轴的制动力进行控制^[57]。经过控制算法的控制使得各车轮的轮速近于平均值，故可以将制动力的分配达到理想值。经过 PID 调节后的前、后车轮制动压力分别为：

$$\begin{cases} F_{CFF} = F_{c_{ff}} + K_{PF}(\omega_F - \bar{\omega}) + K_{IF} \int (\omega_F - \bar{\omega}) dt + K_{DF} \frac{d(\omega_F - \bar{\omega})}{dt} \\ F_{CFR} = F_{c_{fr}} + K_{PR}(\omega_R - \bar{\omega}) + K_{IR} \int (\omega_R - \bar{\omega}) dt + K_{DR} \frac{d(\omega_R - \bar{\omega})}{dt} \end{cases} \quad (3-24)$$

3.3 弯道制动特性分析及控制策略

3.3.1 载荷转移说明

车轮作为整车与地面相接触的主要途径，车轮所受的力将会影响整车的稳定性。车辆停止或行驶在地面上时会受到来自地面的反作用力，车轮所受的垂直载荷会受到整车的纵向力以及侧向力的影响。车辆在弯道进行制动时，制动将会使垂直载荷由后轮转向前轮，而转向则会导致车辆产生离心力以及侧向运动使轮胎所受的垂直载荷向外侧车轮进行转移。当车辆进行转弯时，整车会受

到纵向力以及侧向力的作用，使得整车的垂直载荷进行转移，由后轮受到的垂直载荷转向前轮，内侧轮受到的垂直载荷转向外侧轮。

3.3.2 弯道制动载荷转移特性模型

为了全面理解车辆在制动状态下车轮的受力分布以及整车的动力学行为，需要构建整车动力学模型，并依据不同路况制定相应的制动力分配策略。在制动过程中，不仅要考虑直线制动工况，还要涵盖转向等多种情况。为此，本文构建了基于七自由度的整车动力学模型（如图 3-4 所示），该模型能够较好地描述车辆的制动性能和转向响应。为简化分析，模型中忽略了滚动阻尼、空气阻尼以及悬架系统对整车动力学模型可能产生的影响。该七自由度模型涵盖了车辆的纵向、侧向、偏航角三个主要运动自由度，以及车轮转动的自由度，从而为后续的制动力分配策略研究提供了坚实的理论基础。

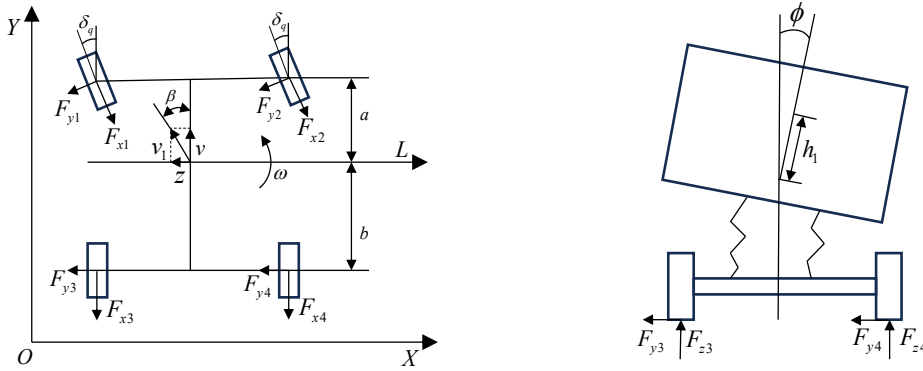


图 3-4 整车动力学模型

根据图 3-4 所示，并依据汽车理论知识推出汽车行驶时的纵向、横向、横摆的数学方程如下所示：

$$m(\dot{v}_1 - \omega z) = (F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta_q + (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta_q + F_{x3} + F_{x4} \quad (3-25)$$

整车侧向运动方程：

$$m(\dot{v}_1 + \omega z) = (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta_q - (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta_q + F_{y3} + F_{y4} \quad (3-26)$$

整车横摆运动方程：

$$I_z \dot{\omega} = a(F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta_q - a(F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta_q + b(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{c}{2} [(F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta_q + (F_{y2} - F_{y1}) \sin \delta_q + (F_{x4} - F_{x3})] \quad (3-27)$$

其中, I_x 簧载质量绕 x 轴的转动惯量, m 为整车质量, δ_q 为前轮转向角, F_{x1} 、 F_{x2} 为车辆左前轮、右前轮纵向制动力, ω 为横摆角速度, ϕ 为侧倾角, F_{x3} 、 F_{x4} 为车辆左后轮、右后轮纵向制动力, a 、 b 为质心前后距离, F_{y1} 、 F_{y2} 为左前轮、右前轮侧向制动力, F_{y3} 、 F_{y4} 为左后轮、右后轮侧向制动力, v 、 z 为纵向速度、侧向速度, I_z 为整车横摆转动惯量, c 为轮距, m_s 为簧载质量, K_ϕ 悬架角刚度, C_ϕ 为悬架角阻尼系数, h_1 为簧载质心到侧倾轴心的距离。

在对弯道制动进行垂直载荷变化的分析时, 为了便于计算将忽略了侧倾运动的影响^[58]。假设车辆正处于左转弯状态, 此时各车轮的垂直载荷分布为:

$$F_{zf1} = \frac{m\dot{v}h}{2L} - \frac{m\dot{z}bh}{cL} + \frac{mgb}{2L} \quad (3-28)$$

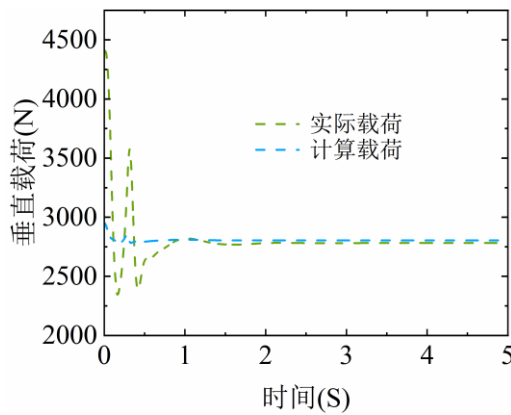
$$F_{zf2} = \frac{m\dot{v}h}{2L} + \frac{m\dot{z}bh}{cL} + \frac{mgb}{2L} \quad (3-29)$$

$$F_{zf3} = -\frac{m\dot{v}h}{2L} - \frac{m\dot{z}ah}{cL} + \frac{mgb}{2L} \quad (3-30)$$

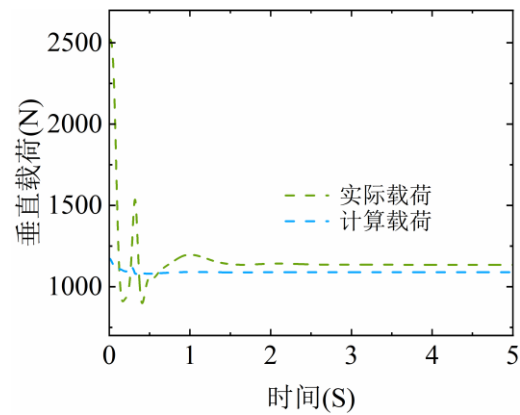
$$F_{zf4} = -\frac{m\dot{v}h}{2L} + \frac{m\dot{z}ah}{cL} + \frac{mgb}{2L} \quad (3-31)$$

式中: a 、 b 前后轴到质心的距离, 单位为: m; F_{zf1} 、 F_{zf2} 、 F_{zf3} 、 F_{zf4} 分别表示为车辆的左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的垂直载荷, 单位为: N; m 为整车质量, 单位为 kg; h 质心高度, 单位为: m; L 为轮距, 单位为: m。

为了验证该垂直载荷公式的正确与否, 将其计算值与 Carsim 输出值进行对比。设置工况为Carsim 自带的 100 米半径的圆形路况, 车速为 90 km/h, 设置仿真时间为 5 s。



(a) 左前轮垂直载荷



(b) 左后轮垂直载荷

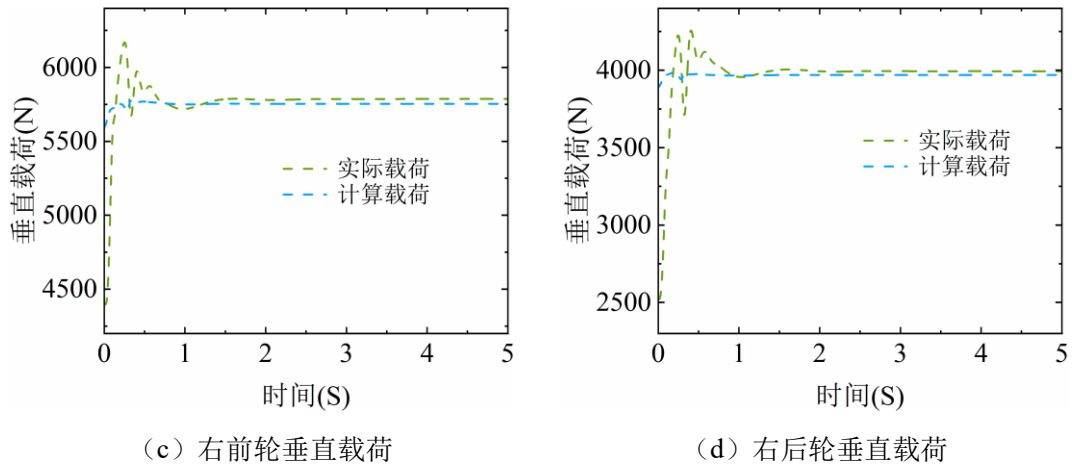


图 3-5 垂直载荷实际值与仿真数据对比

3.3.3 弯道的制动力分配

在弯道制动时，车辆受到的力的作用因素较为复杂，若不加以有效控制，容易导致车辆失稳。此时，不仅需要合理分配前后轴的制动力，同时内外车轮之间的制动力分配也十分关键。不恰当的制动力分配可能会引起车轮锁死或过度转向等问题，因此必须对弯道制动中的制动力进行精确调控。基于车辆在弯道行驶时的动力学分析可知，车辆的垂直载荷在前后轴以及左右车轮间都会发生转移，其中在进行弯道制动时所产生的离心力会使内侧车轮的垂直载荷减小，而外侧车轮受到的垂直载荷将会增大。其理想的制动力分配曲线如下所示。

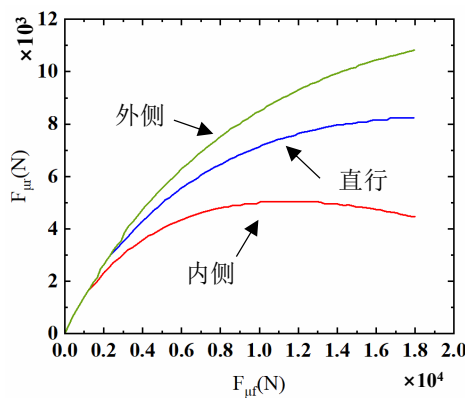


图3-6 内外侧载荷转移I曲线

如图所示，在当车辆进行弯道制动情况下，由于左右两侧车轮的垂直载荷将会发生转移，这会导致外侧车轮上的 I 曲线呈上升趋势，而内侧车轮的 I 曲线则呈下降趋势。这意味着内外侧轮胎所需的制动力呈现出相反的变化趋势，内

侧所需的制动力逐步减小，而外侧车轮与地面接触的面积会增加，故需要的制动力相应增加。若在弯道制动过程中仅采用内侧 I 曲线来对车辆进行制动力的分配，这将导致外侧车轮的制动力受到内侧车轮较低制动力的限制，使得前后轮之间的制动力分布不均，进而产生不稳定的额外附加横摆力矩。这种不可预知的横摆力矩容易引起车辆出现不足转向的情况，对整车的操控稳定性造成严重影响。综上所述，内外侧的 I 曲线受制于侧向加速度，故存在对制动力的分配不能够只依据内外侧 I 曲线进行分配。对于 EHB 的线控制动系统来说，各个车轮其制动力能够进行单独的调控。因此，本文提出的弯道制动力分配策略是：首先根据垂直载荷的变化对各车轮进行基础的制动力分配，然后在此基础上利用附加横摆力矩模块进行所需的横摆力矩，之后再横摆力矩作用到车轮上，从而保证车辆在弯道制动时的稳定性^{[59][60]}。

3.3.4 线性二自由度模型

在进行车辆稳定性分析时，需要重点关注多个关键动态参数，其中横摆角速度和质心侧偏角起着至关重要的作用，它们直接反映了车辆的操控性和稳定性。由于车辆动力学本身较为复杂，为了便于分析，通常会对其进行简化处理，并引入经典的二自由度动力学模型作为参考。该模型仅考虑车辆横摆运动和横向运动两个自由度，既能有效捕捉车辆在横向运动过程中的主要动态响应特性，又保持了模型结构的简洁性。

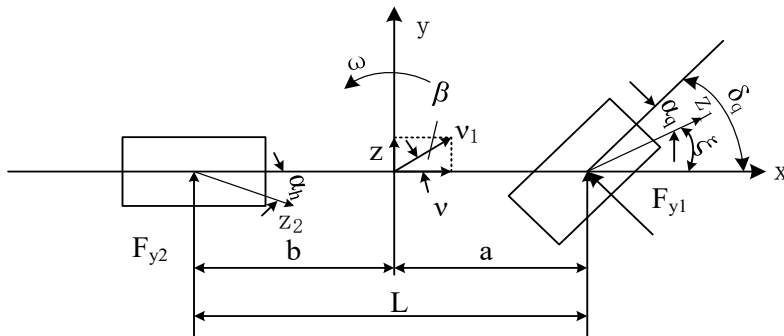


图 3-7 二自由度动力学模型

由图 3-7 所示，二自由度动力学公式如下所示：

$$\sum F_y = F_{y1} \cos \delta_q + F_{y2} \quad (3-32)$$

$$\sum M_z = aF_{y1} \cos \delta_q - bF_{y2} \quad (3-33)$$

由于前轮的转角 δ_q 比较小, 故 $\cos\delta_q \approx 1$, 可转化为:

$$\sum F_y = k_q \alpha_q + k_h \alpha_h \quad (3-34)$$

$$\sum M_z = a k_q \alpha_q - b k_h \alpha_h \quad (3-35)$$

其中 k_q 、 k_h 为前轴和后轴的侧偏刚度。

$$\xi = \frac{z + a\omega}{v} = \beta + \frac{a\omega}{v} \quad (3-36)$$

$$\alpha_q = -(\delta_q - \xi) = \beta + \frac{a\omega}{v} - \delta_q \quad (3-37)$$

$$\alpha_h = \beta - \frac{b\omega}{v} \quad (3-38)$$

其中 F_{y1} 、 F_{y2} 分别为前后轮侧偏力, 单位为: N; a 、 b 分别为前后轴距, 单位为 mm; α_q 、 α_h 分别为前后侧偏角, 单位为: rad; β 为质心侧偏角, 单位为: rad。

故, 二自由度微分方程可表示为:

$$m(\dot{z} + v \cdot \omega) = k_q \left(\beta + \frac{a\omega}{v} - \delta_q \right) + k_h \left(\beta - \frac{b\omega}{v} \right) \quad (3-39)$$

$$I_z \dot{\omega} = a \cdot k_q \left(\beta + \frac{a\omega}{v} - \delta_q \right) - b \cdot k_h \left(\beta - \frac{b\omega}{v} \right) \quad (3-40)$$

其中 I_z 车辆沿 z 轴的转动惯量。并将 $\beta \approx z/v$ 代入可得:

$$\dot{\beta} = \frac{k_q + k_h}{mv} \beta + \left(\frac{a k_q - b k_h}{mv^2} - 1 \right) \omega - \frac{k_q}{mv} \delta_q \quad (3-41)$$

$$\dot{\omega} = \frac{a k_q - b k_h}{I_z} \beta + \frac{a^2 k_q + b^2 k_h}{I_z v} \omega - \frac{a k_q}{I_z} \delta_q \quad (3-42)$$

稳定时的车辆会做等速的圆周运动, 此时质心侧偏角 β 不变, 汽车的横摆角速度 ω 为定值^[61], 令 $\dot{\beta}=0$; $\dot{\omega}=0$; 故在车辆进行转向时侧向加速度受制于路面附着条件, 即 $a_y = \omega v \leq \mu g$, 可得理想的横摆角速度:

$$\omega_d = \min \left\{ \left| \frac{v}{(1 + K v^2) L} \delta_f \right|, \left| \frac{\mu g}{v} \right| \right\} \cdot \text{sgn}(\delta_f) \quad (3-43)$$

其中 K 为车辆稳定性因素:

$$K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_h} - \frac{b}{k_q} \right) \quad (3-44)$$

同理可得理想质心侧偏角：

$$\beta_d = \min \left\{ \left| \frac{bk_h L + mav^2}{k_q L^2 (1 + Kv^2)} \delta_q \right|, \left| \mu g \left(\frac{b}{v^2} + \frac{ma}{k_h L} \right) \right| \right\} \text{sgn}(\delta_q) \quad (3-45)$$

3.3.5 附加横摆力矩分配

本文设计了附加横摆力矩控制模块，当车辆质心侧偏角较小时，采用横摆角速度作为控制参数能够较好地反映车辆行驶轨迹；但在冰雪等低附着力路面上，车辆对质心侧偏角异常敏感，此时仅依靠横摆角速度难以维持稳定，因此必须同时引入质心侧偏角作为控制依据。综上，考虑到横摆角速度与质心侧偏角的相互关联及其对车辆稳定性的综合影响，本文基于二自由度车辆模型构建了控制策略，以实现更优的弯道制动操控性能。

附加横摆力矩控制主要包含模糊 PID 横摆角速度控制模块和 PID 质心侧偏角控制模块。先将车速以及前轮的转向角输入到二自由度模型中，得到理想的横摆角速度以及理想的质心侧偏角，将横摆角速度的实际值与期望值进行做差并输入到模糊 PID 中，输出为附加的横摆力矩 ΔM_ω 。再将理想的质心侧偏角的实际值与期望值进行做差输入到 PID 控制模块中，输出为附加横摆力矩 ΔM_β 。 ΔM 为横摆角速度输出的附加横摆力矩与质心侧偏角输出的附加横摆力矩的平均值。最后将附加的横摆力矩转换成车轮的附加制动力^[62]。

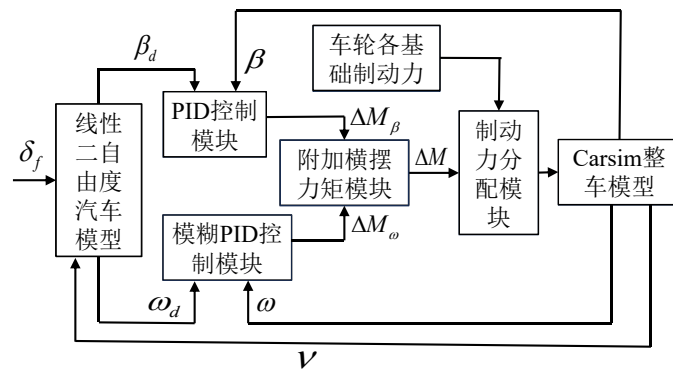


图 3-8 制动稳定性控制

假设车辆在进行左转弯工况，为了计算的方便不考虑转向角影响，首先计算附加横摆力矩 ΔM 对应的制动力 ΔF ，然后将 ΔF 按照各轮垂直载荷的比值分配给各个车轮：

$$\Delta F = \frac{5\Delta M}{2c} \quad (3-46)$$

$$\Delta F_{x1} = \Delta F \frac{F_{zx1}}{F_{zx1} + F_{zx2} + F_{zx3} + F_{zx4}} \quad (3-47)$$

$$\Delta F_{x2} = \Delta F \frac{F_{zx2}}{F_{zx1} + F_{zx2} + F_{zx3} + F_{zx4}} \quad (3-48)$$

$$\Delta F_{x3} = \Delta F \frac{F_{zx3}}{F_{zx1} + F_{zx2} + F_{zx3} + F_{zx4}} \quad (3-49)$$

$$\Delta F_{x4} = \Delta F \frac{F_{zx4}}{F_{zx1} + F_{zx2} + F_{zx3} + F_{zx4}} \quad (3-50)$$

其中： ΔF_{x1} 、 ΔF_{x2} 、 ΔF_{x3} 、 ΔF_{x4} 为各个车轮所需的附加制动力，故各个车轮所需的制动力为：

$$F_{f1} = F_{x1} + \Delta F_{x1} \quad (3-51)$$

$$F_{f2} = F_{x2} + \Delta F_{x2} \quad (3-52)$$

$$F_{r1} = F_{x3} + \Delta F_{x3} \quad (3-53)$$

$$F_{r2} = F_{x4} + \Delta F_{x4} \quad (3-54)$$

3.4 PID 控制与模糊 PID 控制

3.4.1 PID 控制

在车辆进行弯道稳定性控制时主要是控制车辆的横摆角速度及质心侧偏角，使其都趋向于理想值。在众多的控制算法当中，PID 控制及模糊 PID 控制具有简单、通用性广以及占用的内存较小等优点，故本文对横摆角速度进行模糊 PID 控制，质心侧偏角进行 PID 控制。PID 控制通过给定值 $r(t)$ 和实际值 $y(t)$ 之间的偏差：

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (3-55)$$

经过比例环节、积分环节和微分环节对偏差 $e(t)$ 进行控制并输出控制量 $u(t)$ ，则 PID 的控制规律为：

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(t) + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3-56)$$

其中 k_p 为比例系数； k_i 为积分系数； k_d 为微分系数。

PID 比例环节作为控制基础，通过放大偏差信号，快速生成控制作用，以此加速偏差修正；微分环节实时捕捉偏差变化趋势，既能提升系统响应速度，又可有效抑制超调现象；积分环节则致力于消除稳态误差，虽然能增强系统无差度，但需注意可能引发的超调量增加。相较于复杂控制算法，PID 控制具有显著优势：其无需建立被控对象精确数学模型，仅通过调整比例系数、积分时间和微分时间三个参数的组合配置，即可实现理想的控制效果。这种参数设置直观、调试便捷的特性，使其在工程实践中展现出强大的适应性和可靠性。

3.4.2 模糊 PID 控制

模糊逻辑控制为一种存在于现代智能控制的方法之一，利用计算机控制来代替人为的复杂控制。其具有较好的鲁棒性等特点，被广泛应用于非线性的控制系统当中。其可以对具有模糊的事件进行判断，它在处理具有模棱两可的事件中可以模拟人类大脑的思维方式进行处理，且模糊控制具有较高的抗干扰能力故可被引入到横摆力矩的控制当中。模糊控制具有的优点：

- (1) 对非线性及不确定性适应性较强：模糊控制不需要精确的数学模型，对于较为复杂的非线性系统能够较好的适应。
- (2) 其控制器设计与调整较为简便：无需进行数学的推导，可以凭借经验进行调参。
- (3) 具有延迟补偿能力：模糊控制器在系统响应较慢时能够补偿其延时。
- (4) 容错能力：对受控对象的变化特征和环境特征变化具有较好的适应性。

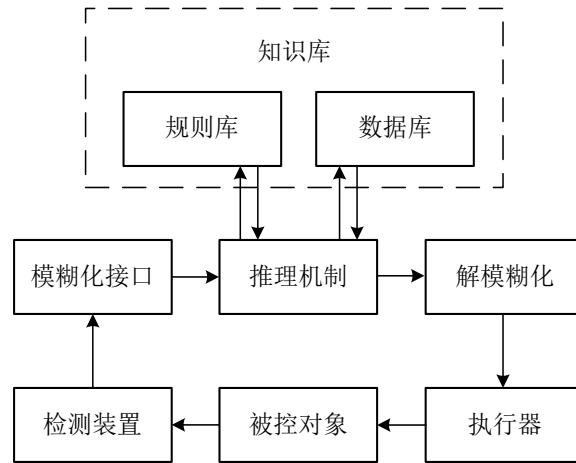


图 3-9 模糊控制器结构

其模糊逻辑控制系统原理大致分为模糊化解口、知识库、模糊推理以及反模糊化这四个部分。由模糊接口将其想要输入的量的精确值转变成模糊量，并且用对应的模糊向量来进行表示值。之后再将模糊向量与知识库当中的模糊规则进行结合，进行相应的模糊推理，得出模糊的结论。对执行器来说，使其对被控信号能够进行精确的控制，需进行反模糊化，将其模糊结论转换为精确的数值。这一过程能够实现对复杂系统的高效控制。

本文所使用的模糊控制器为单输入单输出的形式，其输入量为横摆角速度的实际与期望的横摆角速度的偏差，而其输出为需要的附加横摆力矩。对于模糊 PID 控制来说能够根据不同情况对偏差参数进行实时的调整。但一些模糊的概念很能用具体的文字或者数字表达，所以对于一些凭借经验总结得来的规则制定会难以制定判定标准，因此模糊控制由于大量这种情况出现，而得到广泛的应用，利用计算机知识库记录这些模糊规则，之后通过隶属度函数对模糊的规则进行模糊程度的描述与推理，以实现对 PID 参数的实时整定。其控制器的设计主要步骤如下：

（1）模糊集与论域的确定

要让控制器很好地识别横摆角速度的输入量，需先对其进行模糊化处理。模糊控制器的输入量包括横摆角速度的差值 e 及其变化率 ec 。经过量化因子的作用，输入输出的精确量会被转换成模糊量。随后，将输出的模糊量确定并修正为 PID 控制器的 3 个控制参数 K_p 、 K_i 、 K_d 。其输入和输出定义域分别为 $[-6,6]$ 和 $[0,1]$ ，输入变量对应的模糊子集元素分别为：NB、NS、Z、PS、PB；为了保

持控制过程的精确和稳定性，其输出变量对应的模糊子集元素为 NB、NM、NS、ZO、PS、PM、PB。

(2) 隶属度函数的确定

由于隶属度函数的选择对于模糊控制的性能的影响较大，而对于不同的隶属度函数来说其适用于不同的控制需求以及实际的应用场景。当中，三角形的隶属度函数其曲线具有尖锐的特性，代表其灵敏度较高，故其能更加快速地响应其输入的数据变化，故其适用的控制系统需要快速地动态响应。其缺点是可能在噪声环境当中引起的不稳定的控制行为。本文对模糊控制器的响应速度及灵敏度有着一定的要求故采用三角形隶属度函数。

(3) 模糊规则的制定

结合相关领域、实践经验进行优化，合理地建立模糊规则。通过该规则集对模糊处理后的模糊量进行推理计算，从而生成模糊 PID 控制三个关键参数：比例增益 K_p 、积分增益 K_i 以及微分增益 K_d 。具体的模糊规则如表所示^[63]：

表3-1 模糊规则

e	ec						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB/ZO/PS	PS/PS/NS	PS/PS/NB	PS/PS/NB	PS/PS/NM	PS/PS/NM	PB/ZO/PS
NM	PB/ZO/PS	PS/PS/NS	PM/PS/NB	PS/PS/NM	PS/PS/NS	PS/PS/NM	PB/ZO/PS
NS	PB/ZO/PS	PM/PS/NS	PS/PS/NM	PS/PS/NM	PS/PS/NS	PS/PS/NS	PB/ZO/ZO
ZO	PB/ZO/ZO	PB/PB/ZO	PB/PB/ZO	PS/PS/NS	PB/PB/NS	PS/PS/NS	PB/ZO/ZO
PS	PB/ZO/ZO	PS/PS/ZO	PS/PS/ZO	PS/PS/ZO	PS/PS/ZO	PM/PS/ZO	PB/ZO/PB
PM	PB/ZO/PB	PS/PS/NS	PS/PS/PS	PS/PS/PS	PS/PS/PS	PM/PS/PS	PB/ZO/PB
PB	PB/ZO/PB	PS/PS/PM	PS/PS/PM	PS/PS/PM	PS/PS/ZO	PS/PS/PS	PB/ZO/PB

3.5 本章小结

本章主要围绕车辆制动系统的特性分析及相关控制策略进行研究。构建了非线性整车动力学模型及简化的二自由度线性动力学特性，以横摆角速度和质心侧偏角作为关键点，为后续稳定性控制策略提供参考基础。先对直道制动的垂直载荷进行分析，再基于轮速进行PID控制的制动力分配。并探讨了弯道制动时载荷转移的特性，分析载荷转移对内外车轮制动力分配的重要影响。针对弯道制动时垂直载荷转移特性提出了一种弯道制动稳定性控制策略，通过PID控制

与模糊PID控制方法，对质心侧偏角与横摆角速度进行动态修正，实现车辆在弯道制动过程中的稳定性。

第4章 直道及弯道制动稳定性仿真

根据第2章在 AMESim 中建立的线控制动系统和第3章的控制策略基于 Carsim 软件以控制横摆角速度和质心侧偏角贴近期望值为基础,进行三者的联合仿真控制。制动工况主要分为直道有无 ABS 控制制动、弯道高附着路面中不同初速度,不同制动减速度以及低附着路面的不同初速度的仿真对比,验证控制策略的有效性。

4.1 基于 AMESim-Simulink-Carsim 联合仿真

在进行 MATLAB/Simulink、Carsim 和 AMESim 仿真时,以 Simulink 平台为主,通过各自软件的 S 函数接口生成 DLL 文件实现软件之间的数据的实时交换。由于 MATLAB/Simulink 为主控的仿真平台,故 Carsim 和 AMESim 均需提供与 MATLAB/Simulink 的联合仿真的接口。通过各个软件所生成的 S 函数生成动态的 DLL 文件,并将其载入到 MATLAB/Simulink 当中。Carsim 的配置步骤:(1) 路径配置,在 Carsim 当中添加与 MATLAB/Simulink 模型相关的文件路径,并确保 MATLAB/Simulink 模型路径可被 Carsim 识别。(2) 输入及输出变量定义,设定 Carsim 的输入为四个车轮的轮缸制动压力。设置输出为前轮转角、纵向车速、横摆角速度、质心侧偏角以及纵向加速度和侧向加速度。在 Simulink 当中,利用 Carsim 提供的 S 函数的模块接口,完成变量的实时交换。利用 S-Function Builder 生成兼容的 S 函数文件并导入 Carsim 当中。AMESim 的联合仿真环境配置:先进行环境变量的配置。在配置完成之后,在 MATLAB 命令窗口执行 mex -setup 指令,从编译器列表中选择 Microsoft Visual C++ 2013 作为默认编译环境。文件创建统一工作目录,同步存放以下两类模型文件:AMESim 建立的线控制动系统物理模型文件;MATLAB/Simulink 开发的控制算法模型文件。

本文建立了一个基于 AMESim、Simulink 以及 Carsim 软件的联合仿真的实验平台,实现了对车辆的制动系统的综合仿真。主要是充分利用三者仿真平台的优势,顺利完成从车辆动力学仿真到制动控制策略设计,以及液压制动系统的建模。在 Carsim 中建立整车动力学模型以及路面工况模型。Carsim 能够提供车

辆的实时信息，包括车速、轮速以及侧向加速度等关键参数为后续的制动力分配策略以及液压制动仿真提供数据输入。基于Simulink建立制动力分配策略模型及Carsim提供的车辆实时关键参数，生成AMESim所需的信号输入。在AMESim中建立详细的液压制动的系统模型，包括制动主缸、制动轮缸等模型。

表4-1 整车部分参数

参数名称	数值
车辆质量	1895 kg
簧上质量	1627 kg
转动惯量	0.9 kg·m ²
质心高度	706 mm
轴距	2680 mm
质心到前轴距离	1152 mm
轮距	1565 mm

4.2 直道制动仿真模型与分析

为验证直道工况下制动力分配策略的控制效能，搭建了图 4-1 所示的联合仿真平台。该平台通过三个核心模块形成闭环验证体系：AMESim 制动系统接收经 PID 算法调节的前后轴制动力指令，CarSim 车辆模型以四轮制动压力为输入参数，实时输出车辆纵向减速度及前后轮转速。其中，根据制动减速度得到所需制动力，前/后轮转速反馈至制动压力调节模块，形成“指令执行-状态反馈-参数修正”的完整控制链路。这种架构既实现了制动系统与控制算法的物理耦合，又通过车辆运动状态的实时回传构建了双向数据交互机制。

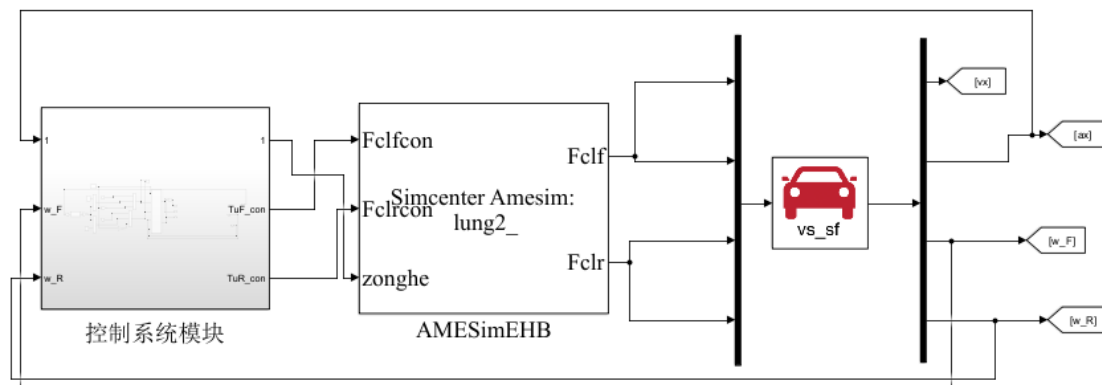


图4-1 直道联合仿真

4.2.1 无 ABS 的直道制动仿真和分析

在本次研究当中，为了进行对比仿真，从 Carsim 软件数据库里挑选出了两辆车。一辆是采用传统固定制动力分配系数的汽车，另一辆则采用了 EHB 制动力分配策略。这两辆车在制动时展现出不同的制动原理，制动力矩的产生方式也存在本质差别。传统汽车：因其前轮轮缸与制动主缸直接相连，所以前轮制动压力和主缸制动压力相等；而后轮轮缸是通过液压阀与制动主缸相连的，而后轮轮缸压力被设置在制动主缸压力的 40%左右。EHB 汽车：当驾驶员踩下制动踏板，制动力随即产生，此时 ECU 系统负责控制电磁阀的开关，这一控制所对应的是整车的制动减速度，随后通过线控制动系统将其转化为各个车轮的制动力矩。

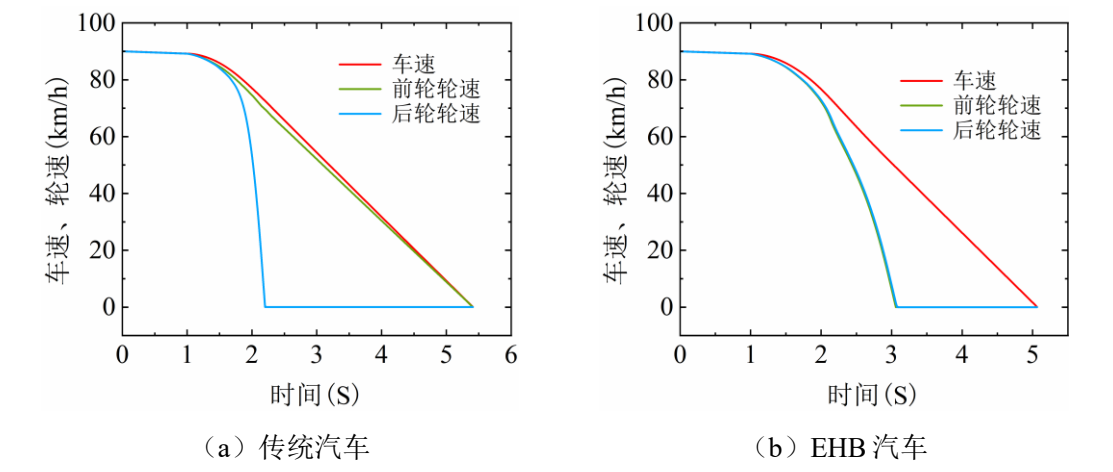


图4-2 车速与轮速对比

表4-2 制动距离对比

车辆	制动距离/m
传统车辆	84.93
EHB 制动车辆	80.67

在水平直道上，传统汽车与 EHB 汽车均以 90 km/h 的初速度行驶，此时路面附着系数为 0.8。两车先是匀速行驶 1 秒，随后开始实施制动，制动减速度在 1 秒内提升至 0.7 g。这里将从实施制动到汽车完全停止这段时间内汽车行驶的距离定义为制动距离。如表 4-2 所示，在这样的条件下，EHB 汽车的制动距离相较于传统汽车缩短了 4.26 m。再看两车车速和轮速随时间的变化情况，从图 4-2 能够发现，在第 2.1 秒时，传统汽车的后轮出现抱死现象，处于危险工况；而 EHB 汽车直到 3.05 秒前后轮才一起抱死，相对而言其制动情况更为良好。

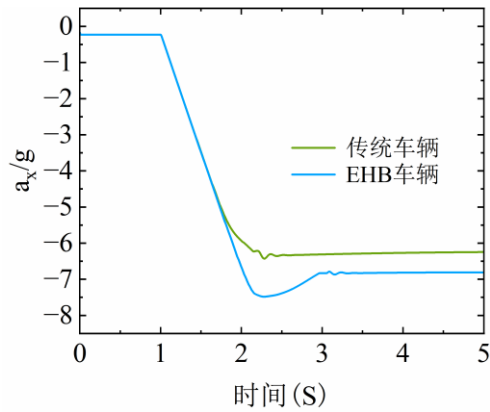


图4-3 制动减速度对比

表4-3 减速度峰值

传统车辆		EHB 车辆	
减速度峰值	-7.5 g	减速度峰值	-6.6 g

根据图 4-3 与表 4-2 的定量分析数据，可对两类车辆的制动动力学特性进行系统性比较。在非制动阶段（ $t=0-1s$ ），研究结果显示：虽然未施加主动制动干预，但由空气动力阻力系数、轮胎滚动阻力系数以及传动系统惯性力矩构成的复合效应，仍使两车产生基础减速度值，该现象符合经典车辆动力学模型的预期。到了 1 秒末开始制动时，初期两车的制动减速度变化趋势几乎一致，在进入 2 秒前期时，制动减速度达到最大值，在 1 秒后期随后两车的减速度曲线开始分离。从图中可看出 EHB 汽车具有较大的制动减速度，制动效果优于传统汽车。

4.2.2 有 ABS 的直道制动仿真和分析

本文在原有直道制动力分配策略的基础上增加了 ABS 功能，并对两种策略进行了对比仿真。为了满足制动系统的性能要求，在仿真环境中构建了防抱死制动系统模型。该系统以车轮滑移率为控制目标，通过实时调控滑移率来实现对车轮制动压力的精确控制。根据滑移率理论，当滑移率控制在 15%到 20%的范围内时，可以达到较理想的制动效果。仿真模块的输入参数为车辆行驶速度和车轮转速，其输出则为调节后的制动压力。当车速低于 3km/h 时，防抱死系统将停止工作；而当车速超过 3km/h 时，ABS 模块则开始介入^[64]，实时计算当前滑移率并调整相应的制动力，以确保车辆在制动过程中的稳定性和安全性。

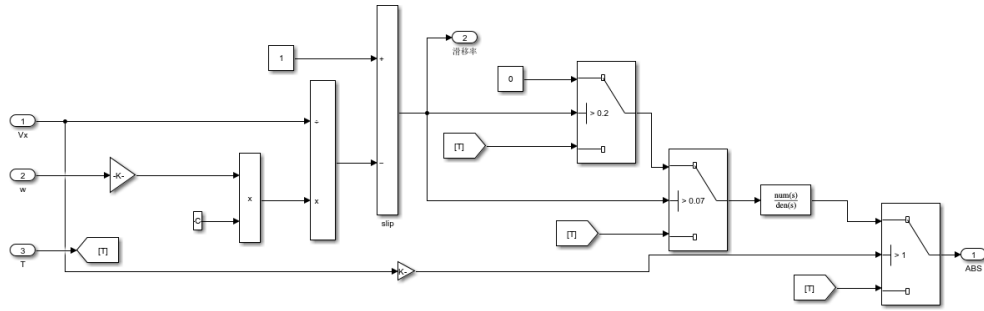


图 4-4 ABS 仿真模型

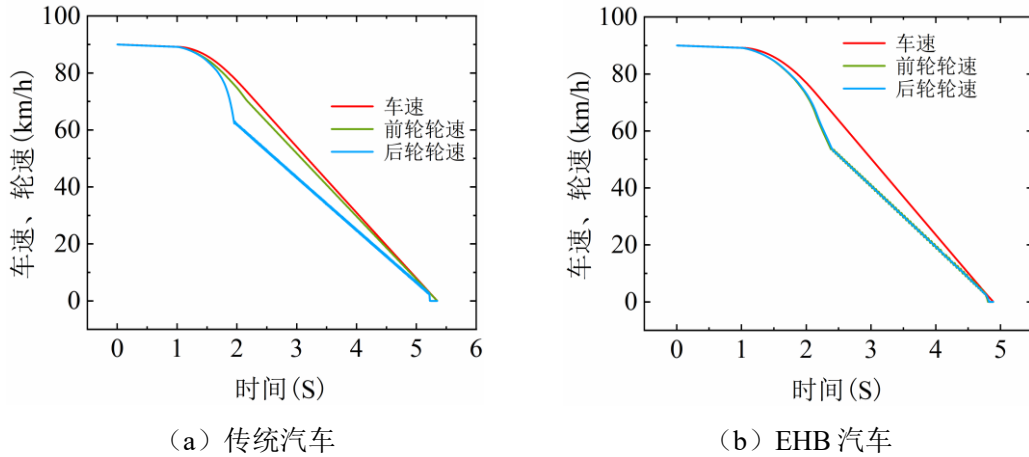


图 4-5 有 ABS 的直道制动车速和轮速变化

表 4-4 制动距离对比

车辆	制动距离/m
传统车辆	84.36
EHB 制动车辆	79.35

在对采用 EHB 制动系统与传统制动系统的车辆进行研究时，图 4-5 呈现出了这两类车辆的车速及轮速随时间变化的曲线。在启用 ABS 控制之后，无论是采用 EHB 制动系统的车辆，还是采用传统制动系统的车辆，均未出现车轮抱死现象。进一步深入分析不同制动系统中 ABS 控制的触发情况。在传统 ABS 系统里，后轮触发 ABS 控制的时间要早于前轮；而 EHB 制动系统运用直道制动力分配策略并结合 ABS 控制后，前后轮几乎同时进入 ABS 工作状态。

4.3 弯道制动仿真模型与分析

4.3.1 建立线性二自由度仿真模型及控制模型

在弯道的制动力分配和稳定性控制方面的参数选取有车辆的横摆角速度以及质心侧偏角。横摆角速度采用模糊 PID 控制，质心侧偏角采用的是 PID 控制，故需要理想的横摆角速度以及质心侧偏角，建立了二自由度模型得出理想的横摆角速度以及质心侧偏角。由公式可得其线性二自由度模型的输入为前轮转角以及车速，输出为理想的横摆角速度和质心侧偏角。再由附加横摆力矩控制模块计算附加的横摆力矩，将得到的横摆力矩输入到制动力分配模块当中输出各个车轮制动力，如图 4-6 所示。

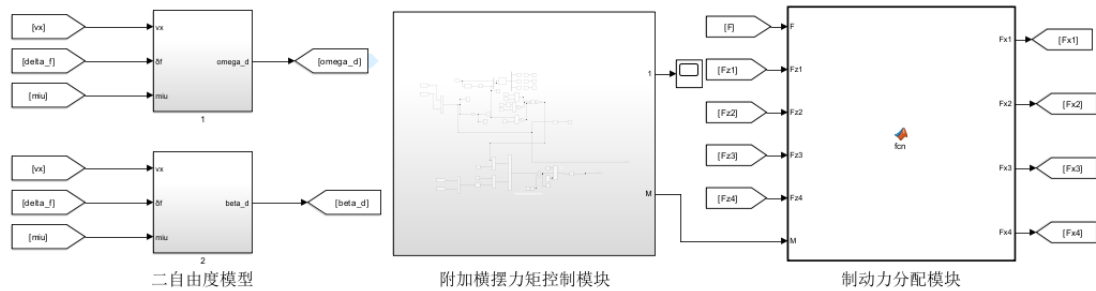


图 4-6 线性二自由度模型及控制模块

4.3.2 弯道制动联合仿真模型及质心侧偏角估计器

弯道的联合仿真模型，是由 Carsim 软件提供车辆整车数据及道路模型；再由 MATLAB/Simulink 搭建的控制模块进行对整车进行控制；然后由 AMESim 软件接收 MATLAB/Simulink 传递的信号进行制动；最后由 AMESim 生成的制动信号传递给 Carsim 软件完成闭环控制。该仿真研究当中，需要满足制动系统的性能需求，在仿真环境当中建立基于垂直载荷对制动力矩进行分布，再由垂直载荷转移量计算出附加横摆力矩并作用于制动轮缸上，形成控制。如图 4-7 所示：

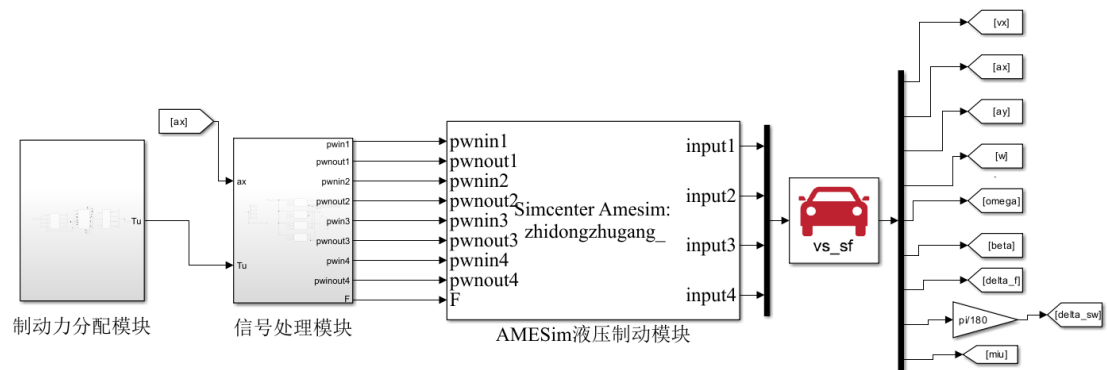


图 4-7 弯道制动联合仿真模型

针对车辆动力学研究中质心侧偏角的关键参数特性，考虑到直接测量较为困难，本研究采用基于卡尔曼滤波的状态估计方法。通过融合车辆运动过程中易获取的传感器数据，构建了以线性二自由度车辆模型为基础的系统方程。根据卡尔曼滤波理论框架，将车辆运动微分方程转化为包含状态方程与观测方程的数学模型体系，从而实现对该核心参数的动态估计：

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} \beta \\ \omega \end{bmatrix} + B\delta + W_0 \quad (4-1)$$

$$\dot{Y} = \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} \beta \\ \omega \end{bmatrix} + D\delta + V \quad (4-2)$$

其中 $A = \begin{bmatrix} \frac{k_q + k_h}{mz} & \frac{ak_q - bkh}{mz^2} - 1 \\ \frac{ak_q - bkh}{I_z} & \frac{a^2k_q + b^2k_h}{I_z z} \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} -\frac{k_q}{mz} \\ \frac{ak_q}{I_z} \end{bmatrix}$, $C = \begin{bmatrix} \frac{k_q + k_h}{m} & \frac{ak_q - bkh}{mz} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$,

$D = \begin{bmatrix} -\frac{k_q}{m} \\ 0 \end{bmatrix}$ 。系统的状态向量 $X = (\beta, \omega)^T$; 输入向量 $U = \delta$; 观测向量

$Y = (z, \omega)^T$; 初始状态 $X_0 = (0, 0)^T$; W_0 为过程噪声; V 为观测噪声。

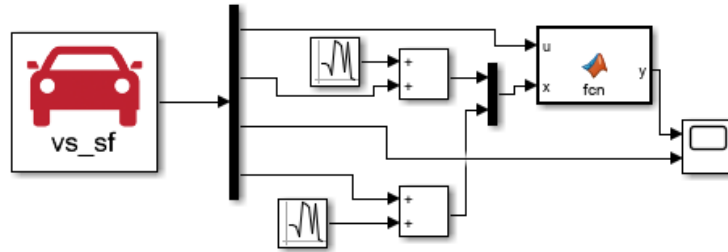


图4-8 质心侧偏角估计器

基于卡尔曼滤波理论构建的质心侧偏角估计系统架构见图4-8所示，该模型通过集成 Carsim 输出的动态参数，包括前轮转向角、横向加速度及横摆角速度等关键信号，最终输出质心侧偏角估计值。在此控制器中将前轮转角定义为系统的控制输入量，同时将侧向加速度与横摆角速度作为观测变量，构建完整的闭环状态估计体系。采用 Carsim 高精度车辆动力学仿真平台与 Simulink 控制算法模块进行联合仿真^[65]。

4.3.3 高附着系数路面的验证与分析

本节针对高附着力沥青路面（ $\mu=0.9$ ）工况，构建了包含不同制动初速度与目标减速度参数的复合仿真。为进一步证明该分配策略的优越性，本文还与传统的比例分配方案进行了对比。仿真工况设置为：汽车以不同的初始制动速度在半径为 100 m 的弯道上行驶，其制动减速度在 1 秒内从 0 线性增至最大值 $a=0.7\text{ g}$ ，随后保持不变，直至车速降至 0 km/h 为止。通过对比两种方案下车轮转速、横摆角速度及质心侧偏角的响应，评估了优化控制策略在弯道制动中的稳定性和操控性能。不同制动初速度下的仿真结果见图 4-9 所示。

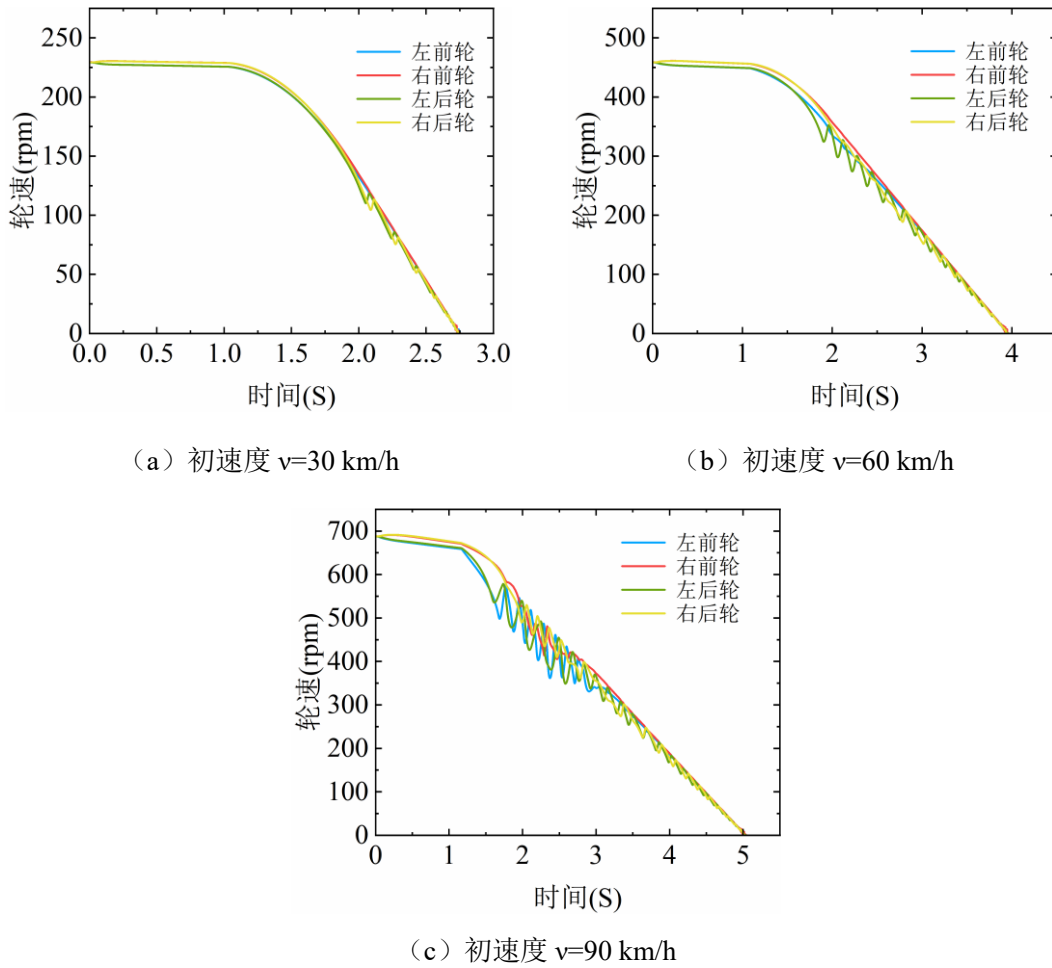


图 4-9 比例分配制动力轮速图

表 4-5 比例分配平均轮速

初速度 $v=30\text{ km/h}$		初速度 $v=60\text{ km/h}$		初速度 $v=90\text{ km/h}$	
轮 1 平均轮速	171.0rpm	轮 1 平均轮速	303.3.0rpm	轮 1 平均轮速	403.7rpm
轮 2 平均轮速	173.4rpm	轮 2 平均轮速	310.8rpm	轮 2 平均轮速	421.2rpm
轮 3 平均轮速	160.8rpm	轮 3 平均轮速	299..3rpm	轮 3 平均轮速	402.7rpm
轮 4 平均轮速	172.2rpm	轮 4 平均轮速	306.2rpm	轮 4 平均轮速	416.2rpm

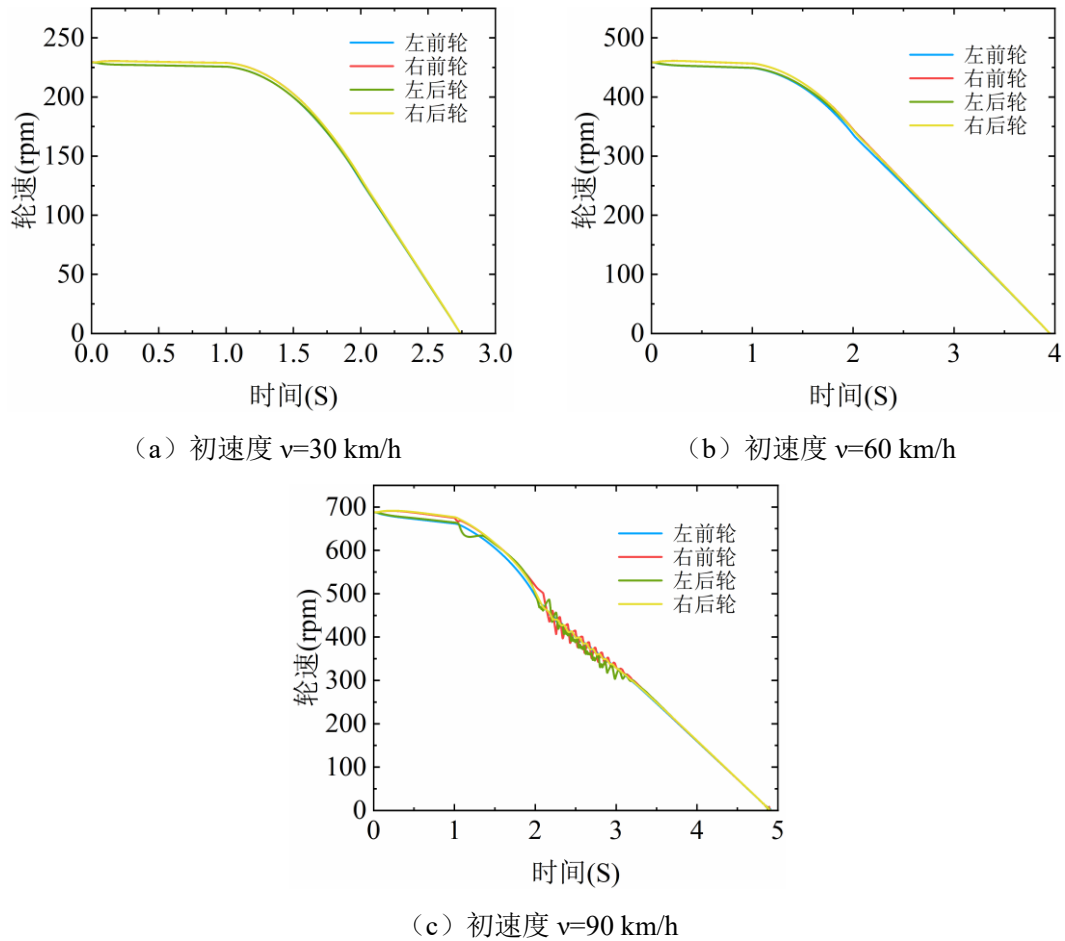


图 4-10 优化分配制动力轮速图

表 4-6 优化分配平均轮速

初速度 $v=30$ km/h		初速度 $v=60$ km/h		初速度 $v=90$ km/h	
轮 1 平均轮速	170.2 rpm	轮 1 平均轮速	301.3 rpm	轮 1 平均轮速	405.8 rpm
轮 2 平均轮速	172.5 rpm	轮 2 平均轮速	306.5 rpm	轮 2 平均轮速	411.9 rpm
轮 3 平均轮速	170.3 rpm	轮 3 平均轮速	303.1 rpm	轮 3 平均轮速	406.1 rpm
轮 4 平均轮速	172.5 rpm	轮 4 平均轮速	306.5 rpm	轮 4 平均轮速	411.6 rpm

如图 4-9 所示是高附着路面比例分配方案不同制动初速度的轮速曲线，当 $v=30$ km/h 时，由于车辆进行制动时的垂直载荷转移程度较弱，因此各个车轮的轮速近似相等；当 $v=60$ km/h 及 $v=90$ km/h 时，由于垂直载荷的转移导致左前轮与左后轮在相同的制动力下，使得滑移率增大，由表 4-5 和表 4-6 能看出左侧轮速是小于右侧轮速的。如图 4-10 所示是高附着路面优化分配方案不同制动初速度的轮速曲线。由图可看出在 $v=30$ km/h 及 $v=60$ km/h 时，由于制动力分布依据垂直载荷进行的，故相较未进行控制策略其 ABS 未进行频繁介入。与未进行优

化分配制动力分配相比，优化制动力分配的轮速更合理、波动更小，衰减更加有序。

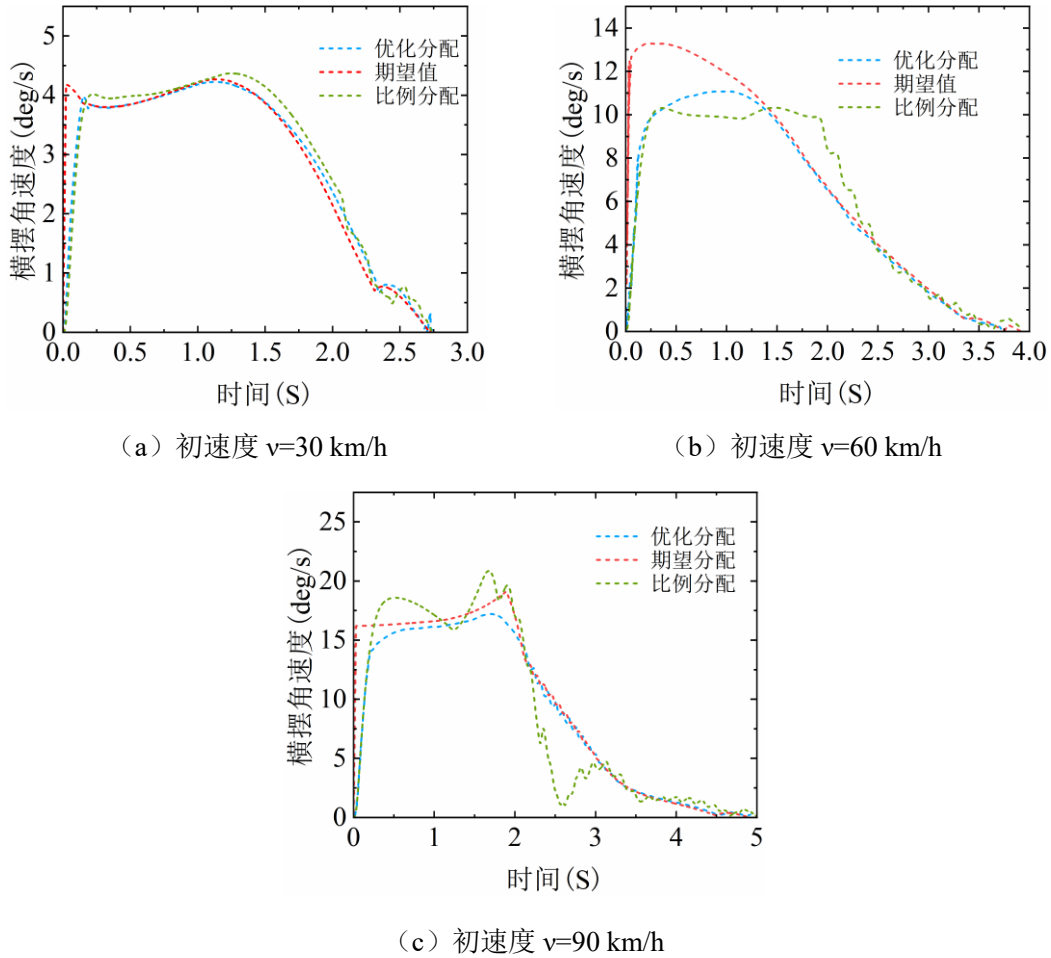


图 4-11 不同初速度的横摆角速度对比

表 4-7 与期望平均差值表

初速度 $v=30$ km/h		初速度 $v=60$ km/h		初速度 $v=90$ km/h	
优化控制平	0.03 deg/s	优化控制平	-0.79 deg/s	优化控制平	0.56 deg/s
均差值		均差值		均差值	
比例控制平	-0.11 deg/s	比例控制平	-1.16 deg/s	比例控制平	0.94 deg/s
均差值		均差值		均差值	

图 4-11 所示是高附着路面不同制动初速度下比例分配方案和优化分配方案的横摆角速度曲线，表 4-7 所示是优化分配与比例分配的平均值与期望值的平均差值表。以图来看，优化分配策略曲线能够基本贴合期望曲线，即使是出现短暂偏差也能快速矫正。

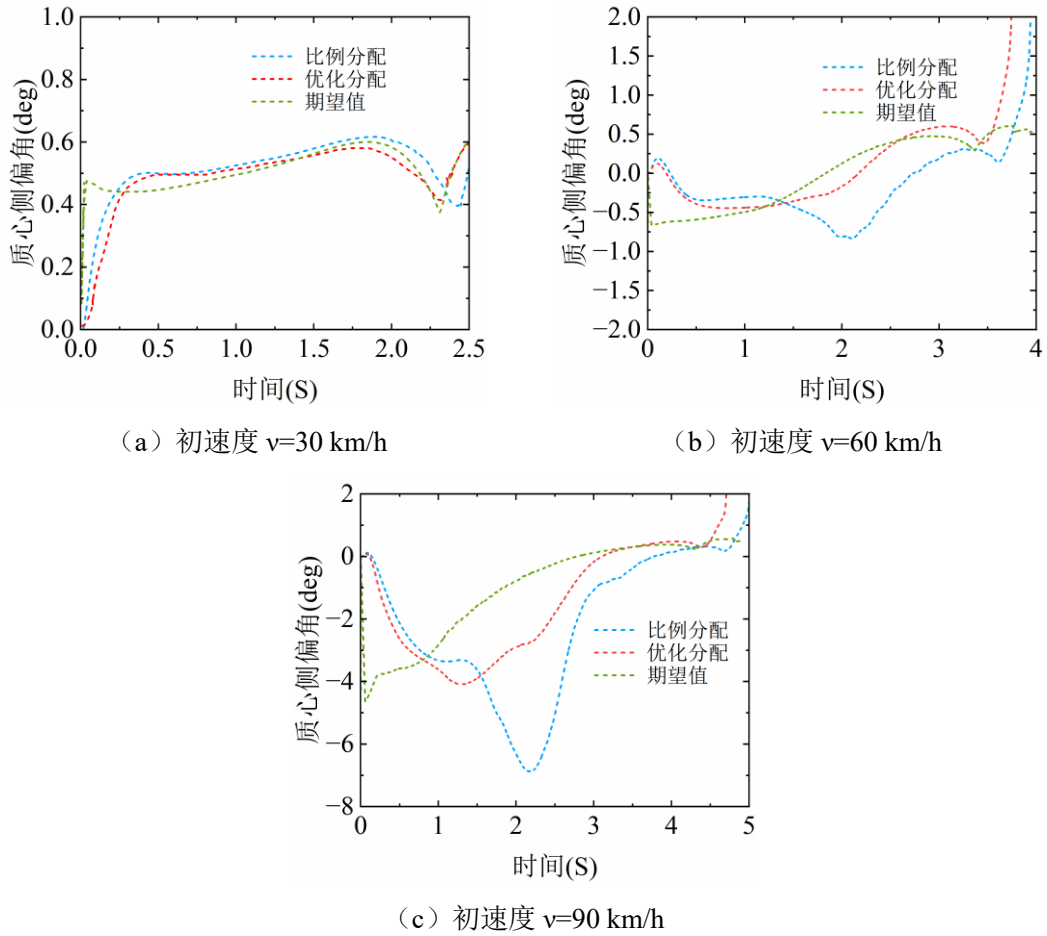


图 4-12 不同初速度的质心侧偏角对比

表 4-8 与期望平均差值表

初速度 $v=30$ km/h		初速度 $v=60$ km/h		初速度 $v=90$ km/h	
优化控制平		优化控制平		优化控制平	
均差值	0.01 deg	均差值	-0.05 deg	均差值	0.50 deg
比例控制平		比例控制平		比例控制平	
均差值	-0.05 deg	均差值	-0.13 deg	均差值	0.93 deg

图 4-12 呈现了高附着路面上不同制动初速度条件下比例分配与优化分配方案对应的质心侧偏角曲线。在 $v=30$ km/h 制动工况下，两种分配策略的质心侧偏角均与理想值高度吻合，且响应曲线收敛性表现良好。在 $v=60$ km/h、 $v=90$ km/h 工况下，与比例分配方案相比，优化分配方案可使质心侧偏角更趋近理想值。这反映出优化方案能有效增强行车制动的安全水平。表 4-8 所示是质心侧偏角的优化分配与比例分配的平均值与期望值的平均差值表。在无控制时车辆更容易因侧向附着力不足或轮胎力分配不当出现更大的平均差值，在有控制时通过制动力的分配抑制了侧滑，使得质心侧偏角与期望值相近。

4.3.4 不同制动减速度验证与分析

在初始制动速度为 $v=90\text{ km/h}$ 、沿半径为 100 m 的弯道行驶的仿真场景中，设置制动减速度由 0 开始经 1 秒线性递增至峰值（分别取 $a=0.3\text{ g}$ 、 $a=0.5\text{ g}$ 和 $a=0.7\text{ g}$ 三组参数）后维持恒定。当车速等于零时终止仿真，重点对比优化分配控制策略与传统比例分配方案在车轮转速、横摆角速度及质心侧偏角等动力学参数上的差异表现。

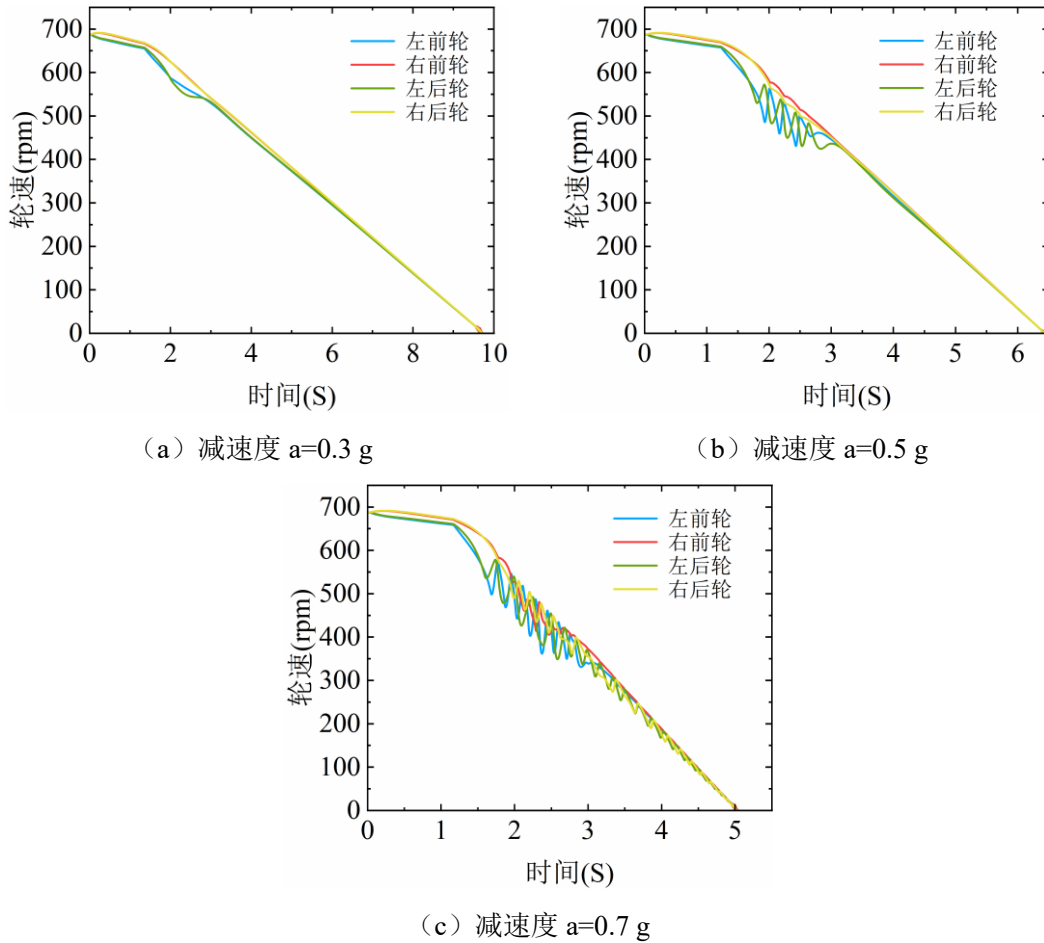


图4-13 比例分配制动力轮速

表 4-9 比例分配平均轮速

减速度 $a=0.3\text{ g}$		减速度 $a=0.5\text{ g}$		减速度 $a=0.7\text{ g}$	
轮 1 平均轮速	420.5 rpm	轮 1 平均轮速	408.6 rpm	轮 1 平均轮速	403.7 rpm
轮 2 平均轮速	425.7 rpm	轮 2 平均轮速	423.2 rpm	轮 2 平均轮速	421.2 rpm
轮 3 平均轮速	418.9 rpm	轮 3 平均轮速	406.8 rpm	轮 3 平均轮速	402.7 rpm
轮 4 平均轮速	424.3 rpm	轮 4 平均轮速	418.2 rpm	轮 4 平均轮速	416.2 rpm

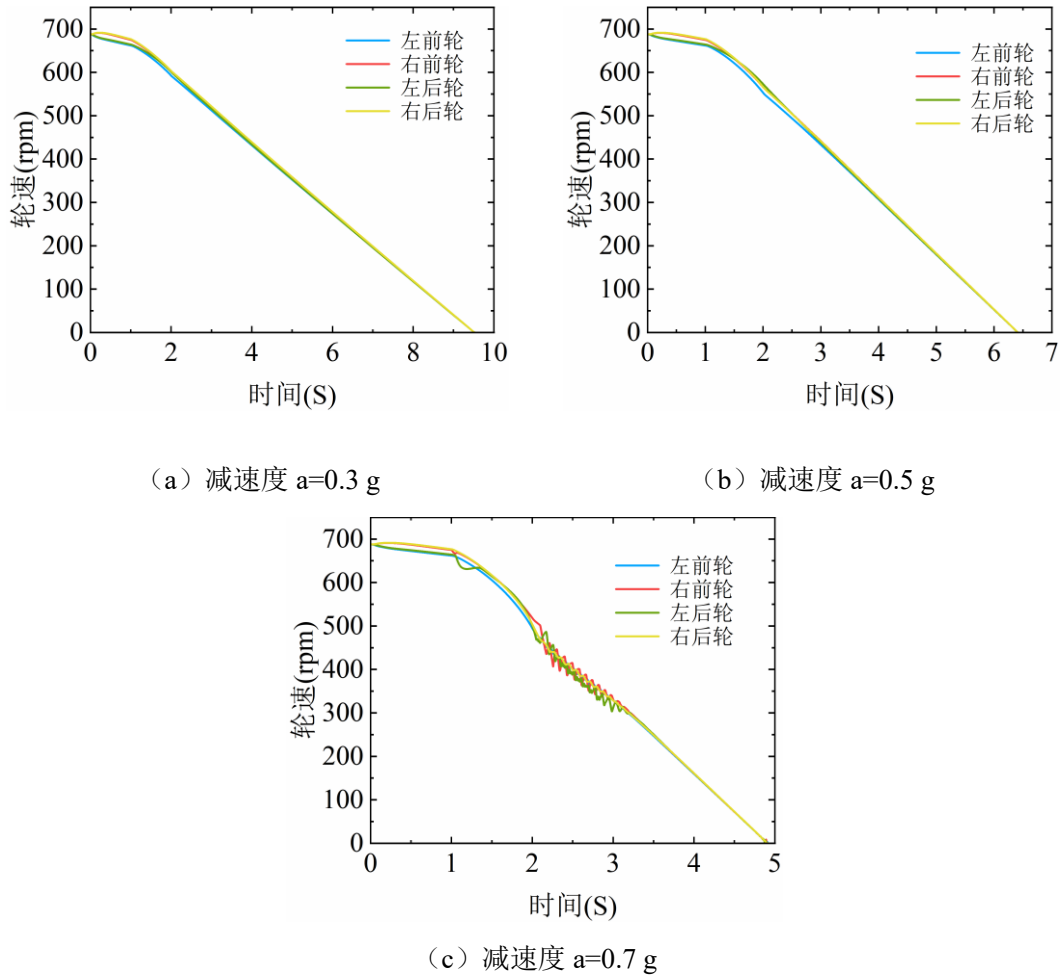


图 4-14 优化分配制动力轮速

表 4-10 优化分配平均轮速

$a=0.3\text{ g}$		$a=0.5\text{ g}$		$a=0.7\text{ g}$	
轮 1 平均轮速	369.4 rpm	轮 1 平均轮速	370.1 rpm	轮 1 平均轮速	405.8 rpm
轮 2 平均轮速	375.7 rpm	轮 2 平均轮速	376.5 rpm	轮 2 平均轮速	411.9 rpm
轮 3 平均轮速	371.4 rpm	轮 3 平均轮速	372.3 rpm	轮 3 平均轮速	406.1 rpm
轮 4 平均轮速	376.0 rpm	轮 4 平均轮速	377.0 rpm	轮 4 平均轮速	411.6 rpm

如图 4-13 所示是高附着路面比例分配方案不同制动减速度的轮速曲线。当制动强度较小 ($a=0.3\text{ g}$) 时, 车轮的轮速基本相同也未出现 ABS 介入的情况, 当随之制动强度的增加, 其垂直载荷变化的愈加强烈, 在 $a=0.5\text{ g}$ 时就出现 ABS 介入的情况, 在 $a=0.7\text{ g}$ 时 ABS 介入情况更加明显。图 4-14 所示是高附着路面优化分配方案不同制动减速度的轮速曲线。在制动强度中等及较小时未出现 ABS 介入情况, 说明优化分配能够降低滑移率, 使得车辆制动时更加平滑。表 4-9 和表 4-10 分别是比例分配的平均轮速以及优化分配的平均轮速。由表可知,

由于垂直载荷变化及外侧车轮轮速应稍快于内侧车轮的原因使得轮速在均值上右侧车轮轮速大于左侧车轮轮速。

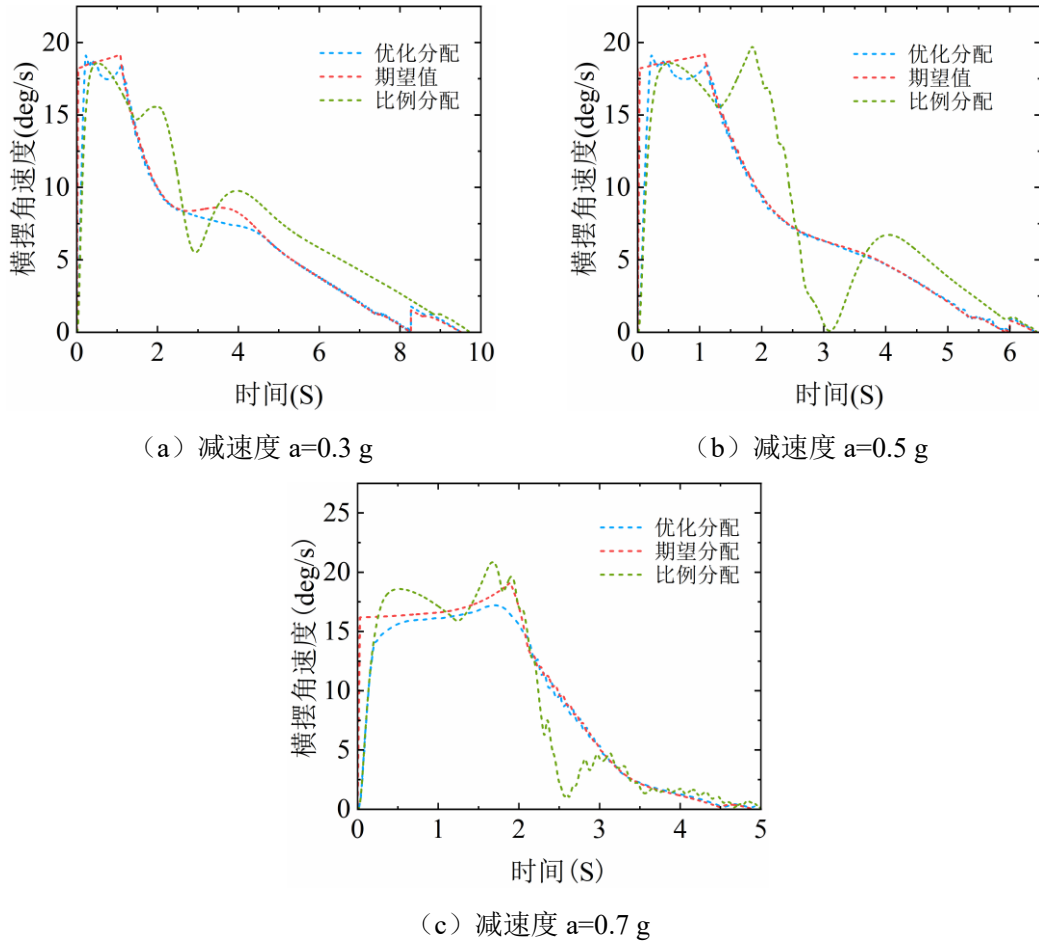


图 4-15 不同制动减速度横摆角速度对比图

表 4-11 与期望平均差值表

减速度 $a=0.3\text{ g}$		减速度 $a=0.5\text{ g}$		减速度 $a=0.7\text{ g}$	
优化控制平均差值	0.36 deg/s	优化控制平均差值	0.36 deg/s	优化控制平均差值	0.56 deg/s
比例控制平均差值	-0.47 deg/s	比例控制平均差值	0.50 deg/s	比例控制平均差值	0.94 deg/s

如图 4-15 展示了高附着路面制动力的两种分配方案对比：比例分配方案与优化分配方案在不同制动减速度下的横摆角速度。当制动减速度达到 0.3 g 时，理想横摆角速度、比例分配方案以及优化分配方案的横摆角速度基本上与期望曲线相近，可以看到相较于比例分配方案，优化分配方案较比例分配法展现出显著动态响应优势，其横摆角速度轨迹与理想轨迹重合度较高；同理当 $a=0.5\text{ g}$ 和 $a=0.7\text{ g}$ 时，优化分配方案相较于比例分配方案也更加接近理想横摆角速度。

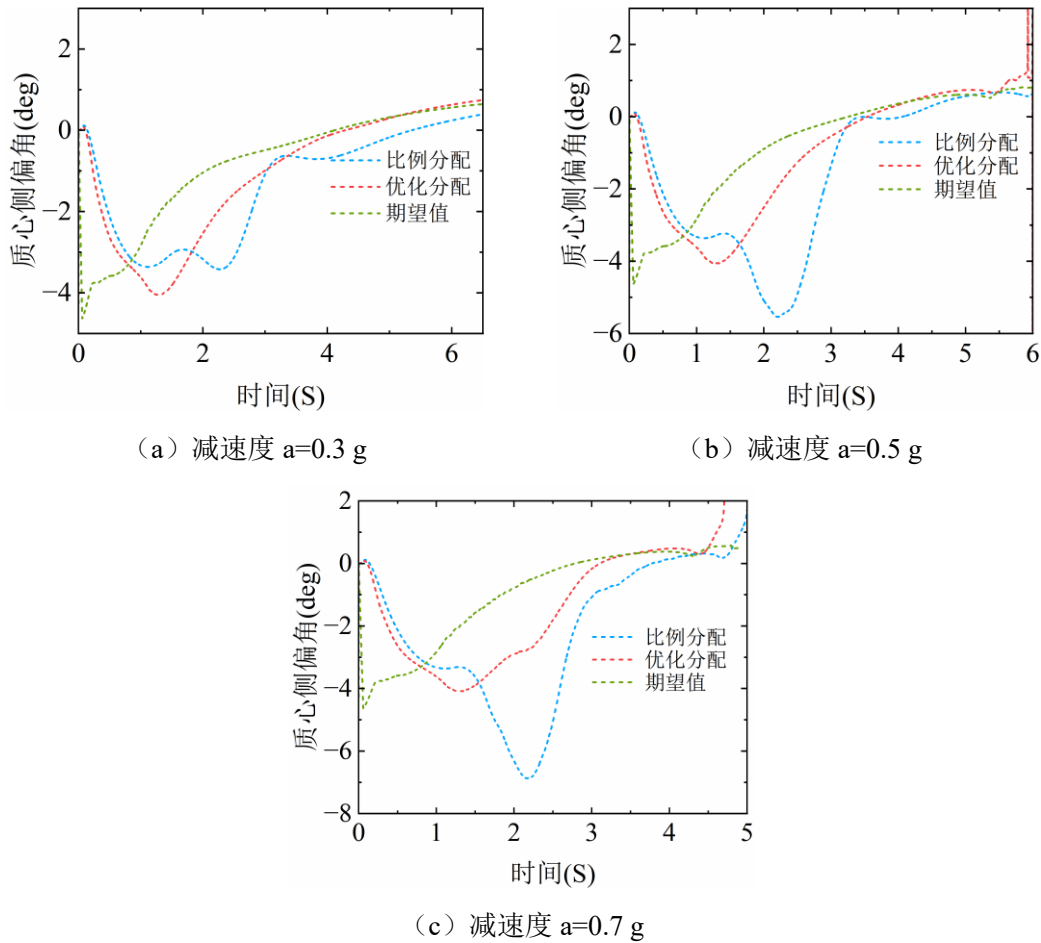


图 4-16 不同制动减速度质心侧偏角对比

表 4-12 与期望平均差值表

减速度 $a=0.3\text{ g}$		减速度 $a=0.5\text{ g}$		减速度 $a=0.7\text{ g}$	
优化控制平均差值	0.22 deg	优化控制平均差值	0.20 deg	优化控制平均差值	0.50 deg
比例控制平均差值	0.48 deg	比例控制平均差值	0.78 deg	比例控制平均差值	0.93 deg

如图 4-16 所示是高附着路面比例分配方案和优化分配方案不同制动减速度的质心侧偏角响应。可以看到在不同的制动减速度下优化分配方案的质心侧偏角相较于比例分配方案都更加接近于理想质心侧偏角，提升了汽车弯道制动时的操纵稳定性。由表 4-12 可知比例分配的均差值与期望的均差值随着制动减速度的增加而增大，且存在峰值不可控的情况容易出现侧滑现象。

4.3.5 低附着系数路面的验证与分析

为验证本文所设计的弯道制动稳定性控制策略在诸如压实冰雪路面这类低附着系数路面的有效性，开展了不同制动初速度的仿真分析，制动初速度分别设定为 $v=30\text{ km/h}$ 、 $v=40\text{ km/h}$ 以及 $v=50\text{ km/h}$ 。设置仿真工况为：汽车于半径为 100 m 的弯道行驶，初始速度不同，在开始的 1 s 内，制动减速度从 0 线性增大至最大值 $a=0.2\text{ g}$ ，随后保持该值恒定不变，直至车速降低到 0 km/h 时，仿真结束。对比本文提出的控制策略（优化分配方案）和比例分配方案的汽车轮速、横摆角速度以及质心侧偏角响应。

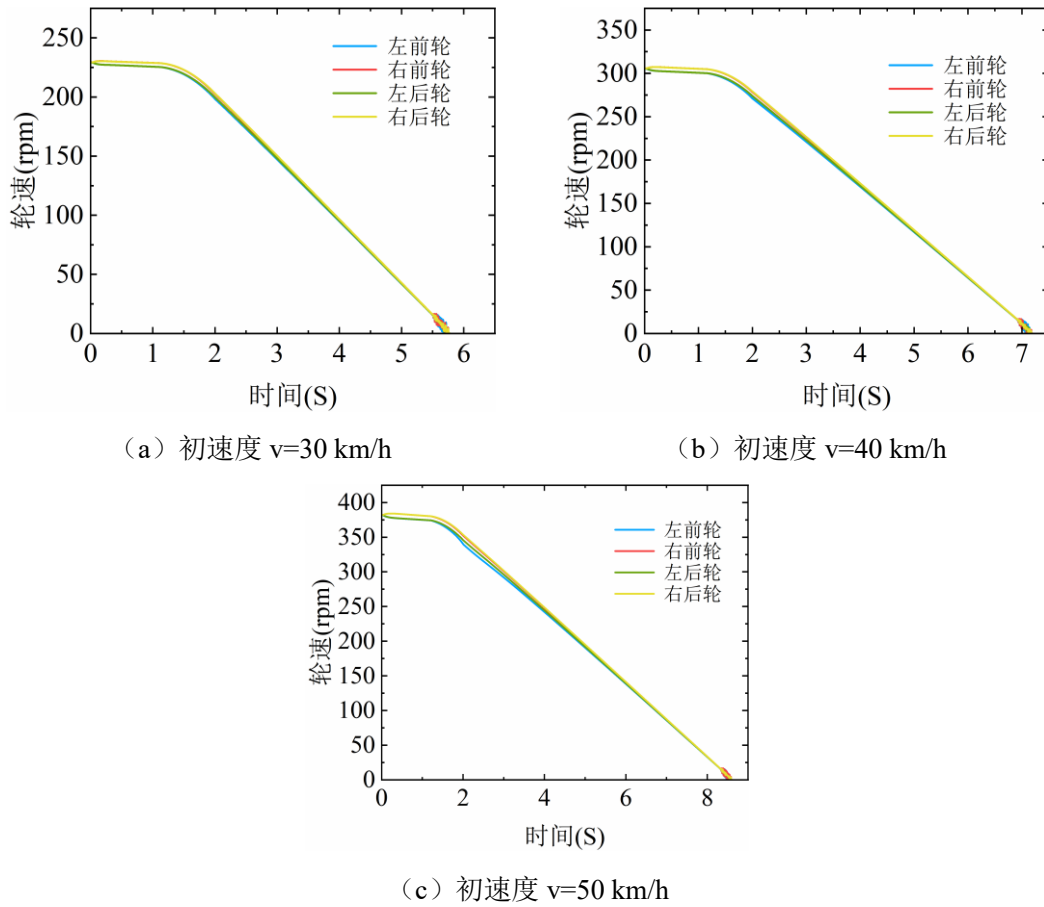


图 4-17 低附着路面比例分配不同初速度轮速

表 4-13 比例分配平均轮速

初速度 $v=30\text{ km/h}$		初速度 $v=40\text{ km/h}$		初速度 $v=50\text{ km/h}$	
轮 1 平均轮速	142.3 rpm	轮 1 平均轮速	181.8 rpm	轮 1 平均轮速	219.2 rpm
轮 2 平均轮速	144.7 rpm	轮 2 平均轮速	185.2 rpm	轮 2 平均轮速	224.2 rpm
轮 3 平均轮速	142.8 rpm	轮 3 平均轮速	182.7 rpm	轮 3 平均轮速	221.0 rpm
轮 4 平均轮速	144.9 rpm	轮 4 平均轮速	185.6 rpm	轮 4 平均轮速	224.7 rpm

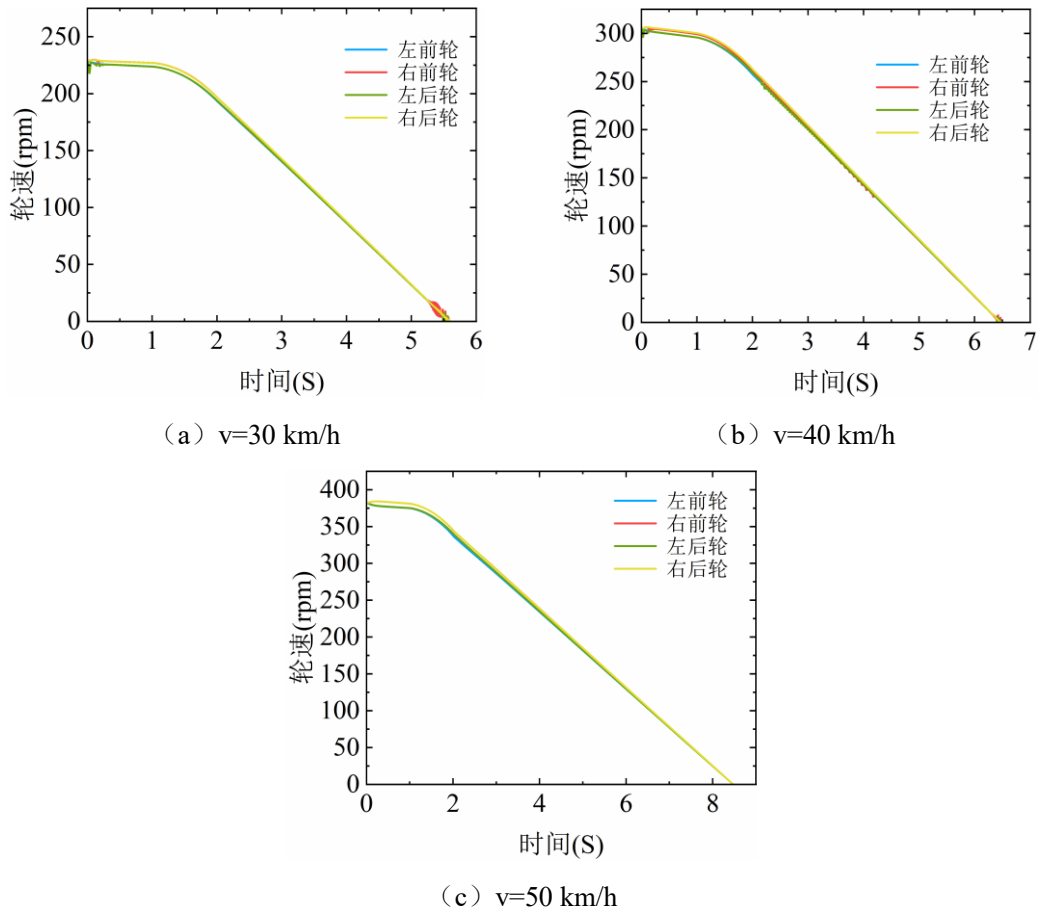


图4-18 低附着路面优化分配不同初速度轮速

表 4-14 优化分配的平均轮速

$v=30 \text{ km/h}$		$v=40 \text{ km/h}$		$v=50 \text{ km/h}$	
轮 1 平均轮速	140.8 rpm	轮 1 平均轮速	179.1 rpm	轮 1 平均轮速	216.3 rpm
轮 2 平均轮速	142.8 rpm	轮 2 平均轮速	181.6 rpm	轮 2 平均轮速	220.2 rpm
轮 3 平均轮速	140.8 rpm	轮 3 平均轮速	179.2 rpm	轮 3 平均轮速	217.1 rpm
轮 4 平均轮速	142.9 rpm	轮 4 平均轮速	182.1 rpm	轮 4 平均轮速	220.2 rpm

图 4-17 所示是低附着路面不同制动初速度下的比例分配方案的轮速曲线。当车速较低时，因垂直载荷转移程度相对有限，各个车轮的制动力并未超过路面的附着极限，故使车轮轮速下降速度基本相同，没有 ABS 的介入；但当车速较高时，由于垂直载荷转移程度的加剧，左前轮轮速下降的速度快于其它三轮。图 4-18 所示，在同一低附着路面环境下，采用的优化分配方案可以看出，本文的优化分配控制策略能够根据车轮间的垂直载荷分布进行制动力的调节，故，能够在弯道制动过程当中使得各车轮轮速基本相同。

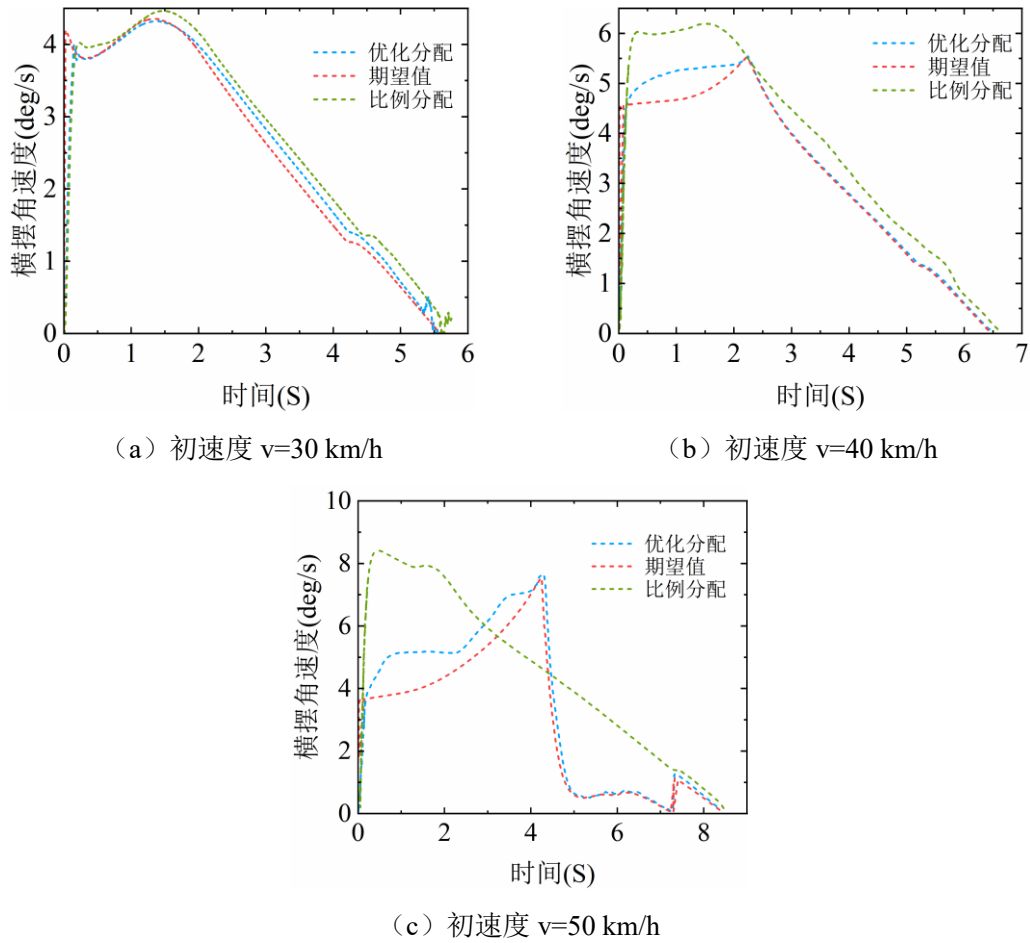


图 4-19 低附着路面优化分配不同初速度横摆角速度

表 4-15 与期望平均差值表

初速度 $v=30$ km/h		初速度 $v=40$ km/h		初速度 $v=50$ km/h	
优化控制平		优化控制平		优化控制平	
均差值	-0.05 deg/s	均差值	0.27 deg/s	均差值	-0.23 deg/s
比例控制平		比例控制平		比例控制平	
均差值	-0.09 deg/s	均差值	-0.32 deg/s	均差值	-1.13 deg/s

图 4-18 对比呈现了低附着路面上不同制动初速度工况下，比例分配方案与优化分配方案的横摆角速度。仿真数据显示，在较低制动初速度工况（ $v=30$ km/h 与 $v=40$ km/h）下，两种控制策略的横摆角速度均能实现与理想值的良好贴合；当车速较高（ $v=50$ km/h）时，比例分配方案不能够调节各个车轮的制动力，导致其横摆角速度偏离理想值，而优化分配方案仍然可以较好的跟随理想横摆角速度。由表 4-15 可知在低速时，优化分配与比例分配的均差值相差不大，而在较高速度时相差较大。

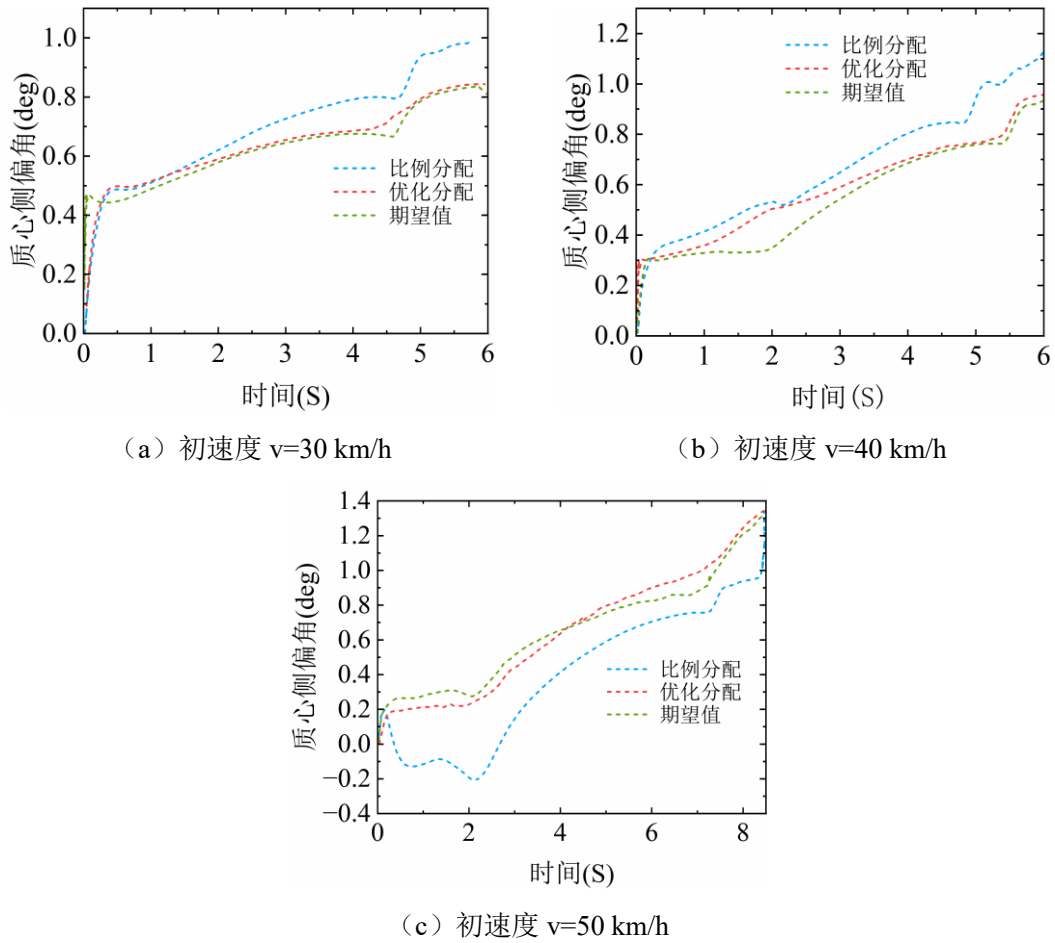


图 4-20 低附着路面优化分配不同初速度质心侧偏角

表 4-16 与期望平均差值表

初速度 $v=30$ km/h		初速度 $v=40$ km/h		初速度 $v=50$ km/h	
优化控制平	0.04 deg	优化控制平	-0.04 deg	优化控制平	0.02 deg
均差值		均差值		均差值	
比例控制平	0.07 deg	比例控制平	-0.12 deg	比例控制平	0.22 deg
均差值		均差值		均差值	

在低附着路面的不同制动初速度条件下，两种分配方案的质心侧偏角响应情况如图 4-20 所示。制动初速度较低，即（ $v=30\text{km/h}$ 和 $v=40\text{km/h}$ ）时，无论是比例分配方案还是优化分配方案，质心侧偏角均能较好地与理想值贴合。当车速较高（ $v=50\text{km/h}$ ）时，比例分配方案由于在制动过程中四个制动车轮的轮速存在较大差异，致使其质心侧偏角响应与理想值出现严重偏差，而优化分配方案仍然可以较好的跟随理想质心侧偏角。由表 4-16 可知在低速时质心侧偏角均差值较小，在较高速时比例分配不能够很好的控制，容易发生侧滑。

4.4 本章小结

本章建立了基于 AMESim、Simulink 与 CarSim 的联合仿真平台，实现了数据实时交互。通过平台实现了动力学模型、制动力分配策略及液压控制系统的综合仿真，保证了研究的全面性与真实性。分析了传统汽车与装备 EHB（电液制动系统）汽车在直道上的制动性能差异构建了以横摆角速度与质心侧偏角为主要控制变量的模糊 PID 与 PID 控制上层控制器，通过附加横摆力矩模块有效改善了弯道行驶的稳定性。在不同初速度和制动减速度条件下进行了仿真试验，证实了优化分配策略能有效应对垂直载荷转移，改善车轮滑移状况，减少车辆失稳风险。在高、低不同附着系数路面条件下，验证了本文设计策略的普适性，结果显示优化后的制动力分配策略明显优于比例分配策略，能更有效地控制横摆角速度和质心侧偏角接近理想值。

第 5 章 行驶稳定性仿真及实验

根据第 3 章的控制策略，利用附加横摆力矩模块对车辆行驶稳定性进行控制。本节以双移线工况、转弯工况以及以贝塞尔曲线为基础的道路工况，展开对车辆行驶稳定性控制的仿真分析，将在相同的工况对比下进行有无稳定性控制参与的效果。并将该稳定性控制策略应用到实车上，验证控制策略的有效性。

5.1 车辆稳定性仿真

5.1.1 制动车轮的选择

见图 5-1 所示，车辆各车轮在施加制动力时对横摆力矩，存在方向与大小上的明显差异。若车辆左转弯时出现不足转向的现象，可以通过对左侧车轮施加制动力以产生正横摆力矩进行纠正；相反地，如果车辆在左转时出现过度转向，则需要对右侧车轮施加制动力以产生负横摆力矩进行调整。同理，在车辆右转时若出现过度转向，则通左侧车轮制动产生的正横摆力矩，可有效缓解车辆的过度转向趋势，如图 5-1 所示，对前轮或后轮施加制动均能产生明显的横摆力矩效应，但由于前轮兼具转向功能，前轮制动可能会干扰正常的转向控制。综合考虑，本研究为了在不影响车辆转向灵活性的前提下实现有效的横摆力矩调整，故仅对后轮施加制动力^[66]，具体方案参考表 5-1 所示

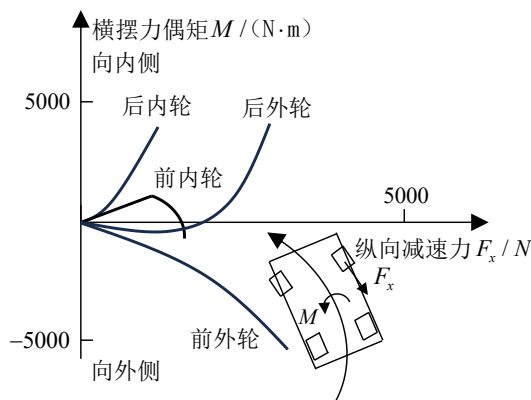


图 5-1 对个车轮施加制动时产生横摆力矩的大小和方向

表 5-1 制动车轮的选择

转角	横摆角速度偏差	转向特性	控制车轮
$\delta > 0$	$\Delta\omega < 0$	不足转向	左后轮
$\delta > 0$	$\Delta\omega > 0$	过多转向	右后轮
$\delta < 0$	$\Delta\omega < 0$	过多转向	左后轮
$\delta < 0$	$\Delta\omega > 0$	不足转向	右后轮

5.1.2 车辆失稳判断

为了防止车辆稳定性控制系统频繁启动而干扰车辆的正常运行，系统应当具备准确识别车辆失稳状态的功能。通常情况下，可利用横摆角速度与质心侧偏角两个关键参数判断车辆的动态稳定性。基于上述的判断原理，可进一步将车辆稳定性评估模型简化为仅考虑横摆角速度这一单一指标，以有效降低系统计算负荷，并减少控制系统的不必要动作，确保车辆行驶的稳定性和系统响应的可靠性。当检测出车辆出现明显失稳趋势时，控制系统方才启动相应的稳定性控制策略。其判定公式如下：

$$|\Delta\omega| = |\omega - \omega_d| \leq |C\omega_d| \quad (5-1)$$

$$|C_a\beta + C_b\dot{\beta}| \leq 1 \quad (5-2)$$

判断车辆稳定状态可基于横摆角速度的期望值与实际值之间的差值。当该值小于或等于设定阈值，即满足式（5-1）条件时，表明车辆存在失稳风险，应及时启动稳定性控制。此外，在质心侧偏角数值较大时，仅使用横摆角速度进行判定已不能满足准确性要求，因此需进一步引入质心侧偏角作为辅助判断依据，具体失稳判定公式如式（5-2）所示。

根据已有文献，本研究中公式所涉及的常数 C 、 C_a 、 C_b 分别为 0.165、4.385 和 2.526。当式（5-1）和式（5-2）所限定的横摆角速度及质心侧偏角条件同时被满足时车辆处于稳定状态，控制系统无需启动；但若上述两个条件中任意一项未满足时，则表示车辆已进入失稳状态，必须立即进行稳定性控制。本文利用 MATLAB/Simulink 平台构建了车辆失稳判定模型，如图 5-2 所示^[67]。

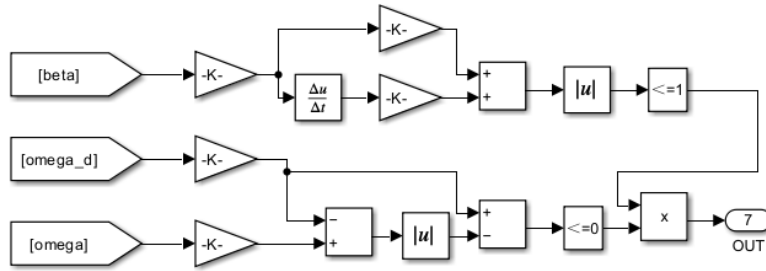


图 5-2 失稳状态判断模型

5.1.3 基于双移线工况仿真

根据国际标准 ISO3888-1:2018 所定义的双移线试验工况，本文在 Carsim 平台中搭建了车辆的动态仿真场景。具体设置初始车速为 90 km/h，路面附着系数为 0.8。仿真所得的横摆角速度和质心侧偏角的对比曲线分别如图 5-3（a）和图 5-3（b）所示。通过曲线分析可以深入揭示车辆在双移线工况下稳定性控制前后的动态表现差异^[68]。

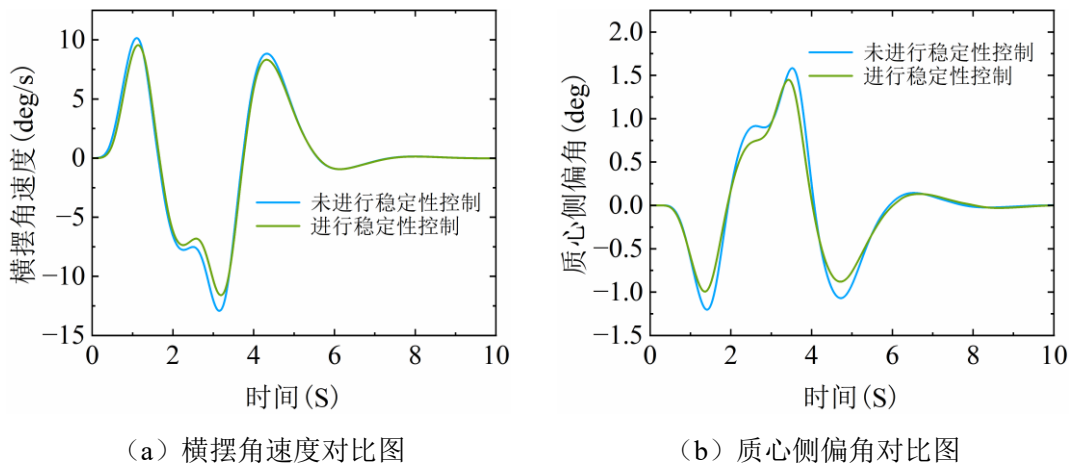


图 5-3 双移线工况仿真结果

表 5-2 双移线工况横摆角速度仿真数据

结果数据	最大值/deg/s	最小值/deg/s	平均值/deg/s	均方差/deg/s
未进行稳定性控制	10.16	-13.87	0.0035	27.46
进行稳定性控制	9.51	-12.92	0.0033	27.20

仿真结果显示，稳定性控制有效降低了车辆最大与最小横摆角速度，分别减少了 0.65 deg/s 和 0.95 deg/s。此外，控制前后的横摆角速度均方差分别为

27.46 deg/s 和 27.20 deg/s，显示出控制策略在改善车辆动态稳定性方面具备明显效果，体现出所设计控制系统对横摆运动的抑制能力。

表 5-3 双移线质心侧偏角仿真数据

组别	最大值/deg	最小值/deg	平均值/deg	均方差/deg
未进行稳定性控制	1.58	-1.20	0.0084	0.39
进行稳定性控制	1.44	-0.99	0.0067	0.29

在通过实施稳定性控制，车辆质心侧偏角的最大值由初始的 1.58 deg 降至 1.44 deg，减少了约 0.14 deg。同时，质心侧偏角的均方差也显著降低，由 0.39 deg 降至 0.29 deg。上述数据表明，该稳定性控制策略有效地减少了质心侧偏角的波动幅度，使车辆的行驶稳定性得到提升。

5.1.4 基于转弯工况仿真

为了准确反映真实驾驶场景中的动态特性，并有效地验证车辆稳定性控制策略的性能表现，本文在 Carsim 仿真平台中建立了一种特定的左转弯工况道路模型。在模型构建过程中，将路面附着系数设定为 0.8，车辆期望行驶速度确定为 20 km/h，以保证仿真条件的真实性。仿真道路环境及界面的构建结果如图 5-4（b）所示，对应的具体路径设计及参数设置如图 5-4（a）所示。通过上述精准设置的仿真工况，能够为车辆稳定性控制策略的实际动态响应效果评估提供有力支撑。

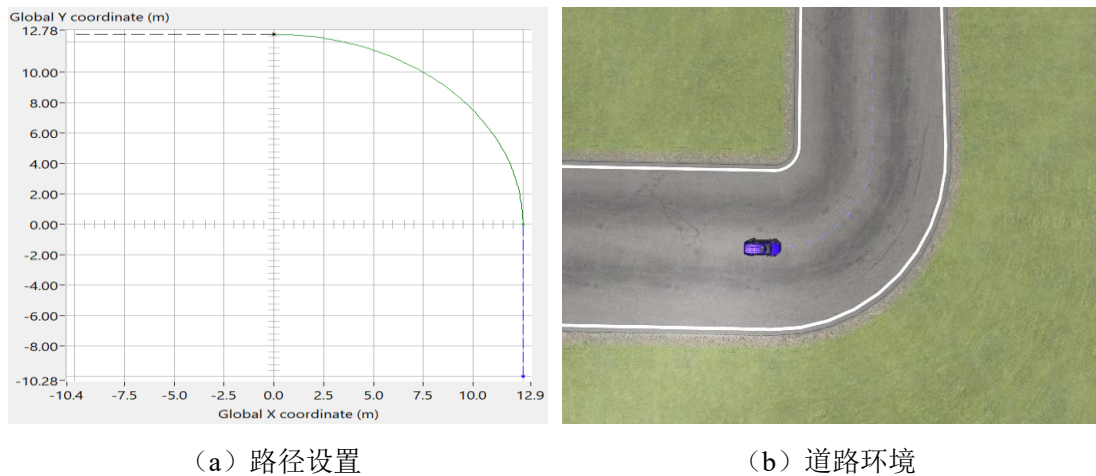


图 5-4 转弯工况设置

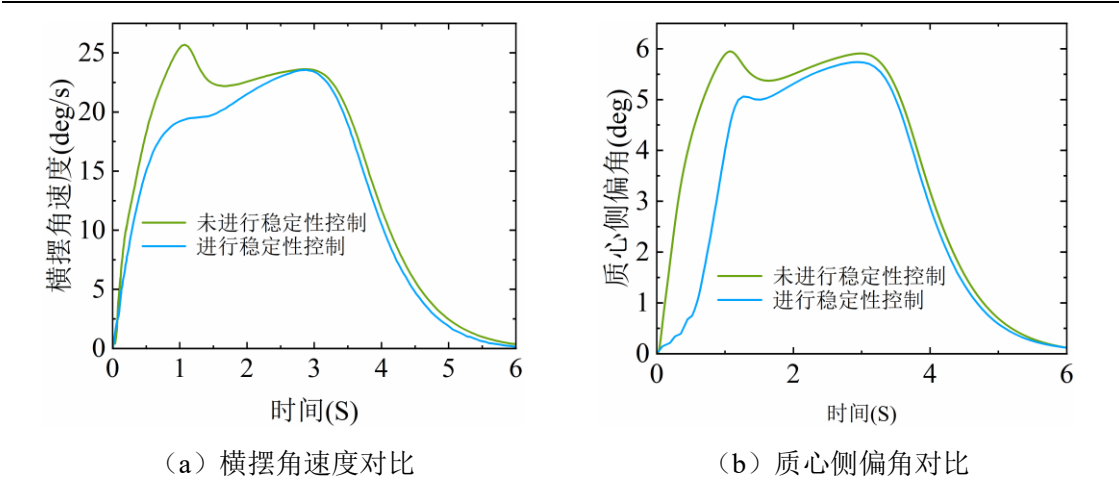


图 5-5 转弯工况仿真结果

表 5-4 仿真数据

横摆角速度		质心侧偏角	
未进行稳定性控制平均值	14.36 deg/s	未进行稳定性控制平均值	3.02 deg
进行稳定性控制平均值	12.47 deg/s	进行稳定性控制平均值	2.20 deg
未进行稳定性控制最大值	25.68 deg/s	未进行稳定性控制最大值	5.95 deg
进行稳定性控制最大值	23.56 deg/s	进行稳定性控制最大值	5.74 deg

如图 5-5 及表 5-4 所示，针对车辆在弯道制动工况下的稳定性控制效果进行了仿真分析。仿真结果显示，稳定控制介入后，车辆横摆角速度的最大值由 25.68 deg/s 降至 23.56 deg/s，平均横摆角速度由 14.36 deg/s 减少至 12.47 deg/s。质心侧偏角峰值由未控制时的 5.95 deg 降至 5.74 deg，平均质心侧偏角由 3.02 deg 减少至 2.20 deg。上述数据变化体现出稳定性控制策略能够有效降低横摆角速度与质心侧偏角的剧烈波动，有助于提升车辆行驶过程中的稳定性。

5.1.5 基于贝塞尔曲线工况仿真

近年来，随着自动驾驶技术的迅速发展，贝塞尔曲线在无人驾驶车辆的路径规划领域应用越来越广泛。贝塞尔曲线的主要优势在于通过调节若干个控制点，便能够灵活地生成高度平滑的路径，尤其适合复杂的弯道或连续曲线路况的构建需求。具体而言，贝塞尔曲线因其出色的曲线平滑特性，可精准拟合复杂的道路几何形态，从而有效解决了传统方法难以实现复杂道路建模的问题。此外，贝塞尔曲线在路径生成过程中具备灵活的可调性和稳定的几何性质，能够通过控制点的适当配置精确地再现复杂的道路场景，满足不同领域对于路径

平滑性和连续性的严格要求。因此，自从其诞生以来，贝塞尔曲线已逐渐成为路径规划和道路建模领域必备的重要工具。其具备的性质如下：

(1) 凸包性质：若将贝塞尔曲线的各个控制点依次顺序连接起来，将形成一个包含该曲线的凸多边形，即贝塞尔曲线位于此凸包内部。由于曲线形状随控制点位置的变化而相应发生变化，因此可利用凸包特性，通过调整控制点的位置，便捷地获得所期望的曲线路径

(2) 端点特性：贝塞尔曲线在分段拼接时表现出明显的端点特征，即后一条曲线的起始控制点正是前一条曲线的终点控制点。前后曲线的衔接处能够自然连接，避免了路径交界处的非连续性，有效实现曲线的平滑拼接。这种端点特性在涉及多段连续路径构建时尤为关键，确保了整体路径的光滑性和一致性。

(3) 曲率连续特性：当贝塞尔曲线阶次达到一定数值时（特别是阶数 ≥ 3 ，即高阶贝塞尔曲线时），曲线在整个路径中的弯曲程度（曲率）可以实现连续、平滑的变化。这一特性有利于确保车辆在路径跟踪过程中的稳定性和平顺性，特别适合用于高阶曲线、多弯道路段的路径规划应用。

本文依据 JTGD20-2017 与 JTGB01-2014 规范，设计了一种由两段连续的三阶贝塞尔曲线组成的道路模型。该道路模型通过采用三阶贝塞尔曲线构建而成，能够有效地实现曲线的平滑过渡和连续性，有利于车辆动态性能的评估与仿真验证。N 次贝塞尔曲线公式如下所示^[69-71]：

$$B(t) = \sum_{i=0}^n P_i B_{i,n}(t) \quad (5-3)$$

其中 $0 \leq t \leq 1$ ， t 为其参数的运动时间， $p(t)$ 为曲线上的点， p_i 为其控制点， $B_{i,n}(t)$ 为伯恩斯坦多项式（Bernstein polynomial）其公式为：

$$B_{i,n}(t) = C_n^i t^i (1-t)^{n-i} \quad (5-4)$$

N 次的贝塞尔曲线用递归表达为：

$$P_0^n = (1-t)P_0^{n-1} + tP_1^{n-1}, t \in [0,1] \quad (5-5)$$

对贝塞尔曲线进行一阶、二阶求导可得：

$$\dot{B}(t) = \sum_{i=0}^{n-1} b_{i,n-1}(t)(P_{i+1} - P_i) \quad (5-6)$$

$$\ddot{B}(t) = n(n-1) \sum_{i=0}^{n-2} b_{i,n-2}(t)(P_{i+2} - 2P_{i+1} + P_i) \quad (5-7)$$

则贝塞尔曲线的曲率：

$$K(t) = \frac{\dot{B}_x(t)\ddot{B}_y(t) - \dot{B}_y(t)\ddot{B}_x(t)}{(\dot{B}_x^2(t) + \dot{B}_y^2(t))^{3/2}} \quad (5-8)$$

故三次贝塞尔曲线公式为：

$$P(t) = (1-t)^3 P_0 + 3t(1-t)^2 P_1 + 3t^2(1-t) P_2 + t^3 P_3, t \in [0,1] \quad (5-9)$$

基于贝塞尔曲线的路径规划大致如图所示：

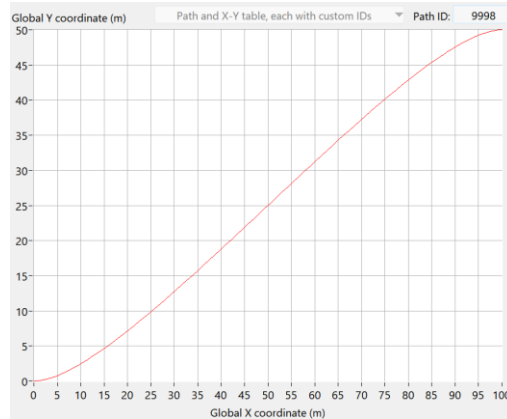


图 5-6 车辆仿真路线图

为考察车辆稳定性控制策略的实际控制效果，本文基于贝塞尔曲线设计道路模型，并在仿真平台中构建了车辆以 90 km/h 速度行驶于附着系数为 0.8 的路面环境。这种工况的设定能有效模拟实际高速行驶过程中的复杂动态响应，为后续稳定性控制策略的性能评估提供科学依据。

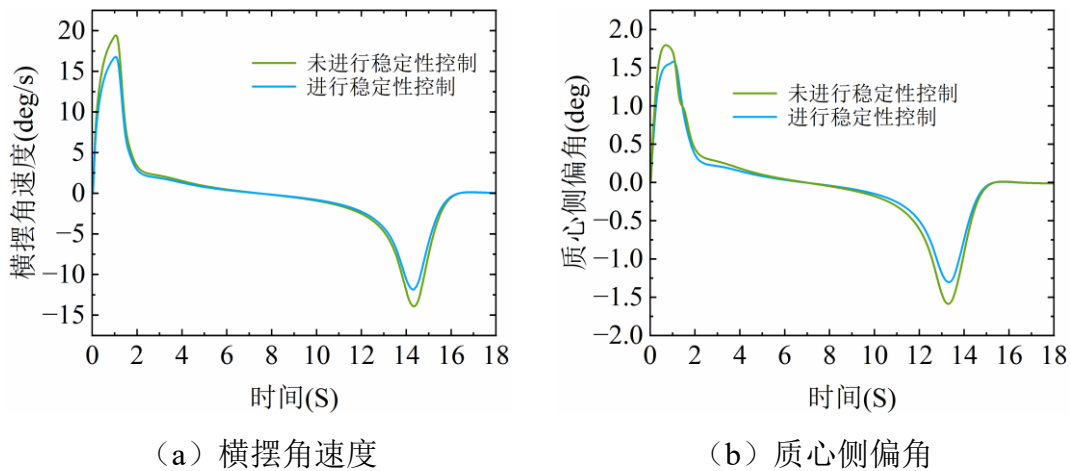


图 5-7 贝塞尔曲线工况仿真结果图

表 5-5 贝塞尔曲线道路模型横摆角速度仿真数据

组别	最大值/deg/s	最小值/deg/s	均方差/deg/s
未进行稳定性控制	19.42	-13.94	34.17
进行稳定性控制	16.78	-11.87	25.35

表 5-6 贝塞尔曲线道路模型质心侧偏角仿真数据

组别	最大值/deg	最小值/deg	均方差/deg
未进行稳定性控制	1.79	-1.59	0.39
进行稳定性控制	1.58	-1.30	0.29

基于贝塞尔曲线构建道路模型的仿真结果见图 5-7 及表 5-5 和表 5-6。经过稳定性控制的介入，车辆的最大横摆角速度由 19.42 deg/s 下降至 16.78 deg/s，最小值则由-13.94 deg/s 提高至-11.87 deg/s，均方差由 34.17 deg/s 下降至 25.35 deg/s 质心侧偏角的最大值从原来的 1.79 deg 降低至 1.58 deg，而最小值则由-1.59 deg 提高至-1.30 deg。此外，质心侧偏角的均方差也明显改善，由未进行稳定性控制状态的 0.39 deg 降低为 0.29 deg。这些量化分析结果证实了稳定性控制措施能够显著降低车辆动态状态的波动，进而提高车辆在复杂转弯工况下的稳定性。

5.2 稳定性试验

试验样车为某公司的线控移动平台，如图所示，其主要参数如表所示：

表 5-7 线控移动平台主要参数

设计项目	参数
整车质量	100 kg
轮胎质量	10 kg
底盘高度	100 mm
最大移动速度	3 m/s
轮胎直径	340 mm
轮胎质量	10 kg
外形尺寸	1135*830*365 mm

本研究所采用的线控移动平台具备模块化的设计，集成线控制动、线控转向及线控驻车等关键功能模块。线控制动系统为平台的核心模块之一，选用液压盘式制动器作为执行部件，能够精确响应控制指令，快速调整制动力大小，有效增强车辆动态过程中的稳定性与响应性能。平台配备了标准的 CAN 接口，可通过 CAN 电缆与 CAN 总线分析仪连接至笔记本电脑，实时采集车辆横摆角速度及侧向加速度等动态数据。测量传感器内部芯片集成高精度的陀螺仪与加

速度计，并配有高性能微处理器，配合先进的滤波算法，可实时、高效地获取车辆的运动状态信息，从而为车辆动态控制与稳定性研究提供可靠的技术支撑。



图 5-8 线控移动平台



图 5-9 线控制动装置

线控制动装置的总成参数如表 5-8 所示

表 5-8 线控制动装置总成参数

部件名称	参数类别	系列
总成	结构	蜗轮蜗杆+丝杠
	最大输出压力	8 MPa
	噪声等级	小于 60 db
	目标车型	功能型无人驾驶车
	工作方向	单向

5.2.1 稳态圆周工况试验



图5-10 圆周试验场地

研究稳定性控制策略的有效性，试验选择了如图 5-10 所示的空旷场地进行测试，并在该场地内规划了一条半径为 8 米的圆形轨迹。该圆形轨迹的设计符

合典型的转向性能测试标准，旨在模拟移动平台在复杂环境中的转向行为和稳定性。实验开始阶段，通过遥控系统对平台进行控制，缓慢使得线控平台加速，直到极限速度。

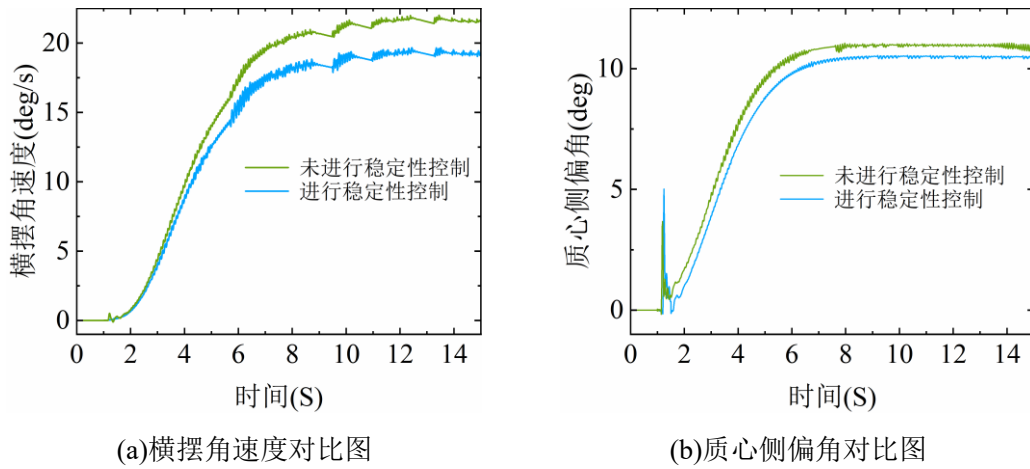


图 5-11 圆周试验结果与对比图

表 5-9 稳态圆周试验数据

横摆角速度			质心侧偏角		
组别	最大值/deg/s	平均值/deg/s	组别	最大值/deg	平均值/deg
未进行稳定性控制	22.00	15.00	未进行稳定性控制	11.06	8.49
进行稳定性控制	19.67	13.39	进行稳定性控制	10.55	7.07

其横摆角速度在有稳定性控制条件下最大值由 22.00 deg/s 降至为 19.67 deg/s，平均值由 15.00 deg/s 降至为 13.39 deg/s。从整体来看横摆角速度的控制效果是良好的，但在连续转弯的工况下可能存在对剧烈的横摆角速度控制稍显不足。可能是由于制动装置的响应速度及建压速度产生的问题。由图 5-11 及表 5-9 可知，质心侧偏角的平均值由 8.49 deg 降至 7.07 deg，最大值由 11.06 deg 降至 10.55 deg，再从整体来看具有良好的控制能力。

5.2.2 弯道工况试验

为了验证控制算法的有效性，本次试验进行了两组对比：一组为不进行任何控制策略的对比组，另一组为进行稳定性控制的对比组。在进行稳定性控制的情况下，通过系统控制制动压力，改善线控制动移动平台在转弯过程当中可能出现的过度转向或不足转向问题，确保车辆在各种工况下的稳定性。



图 5-12 转弯工况场地

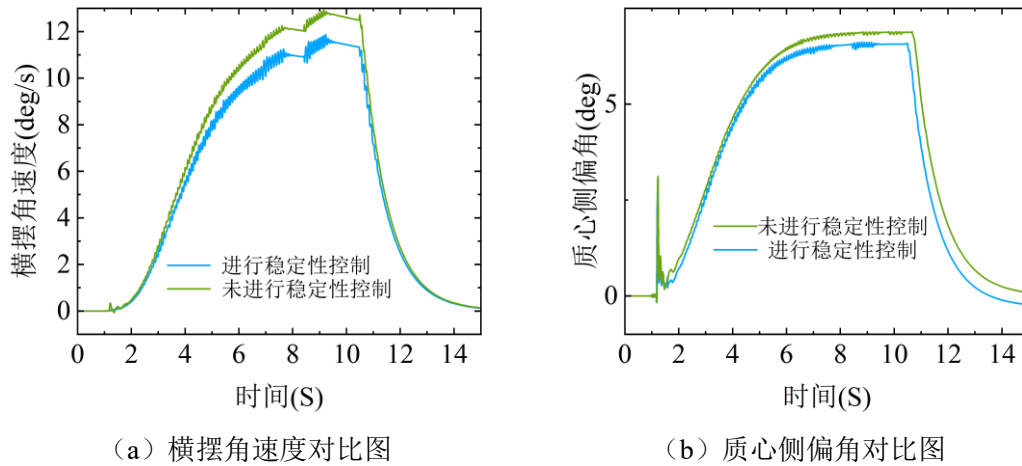


图 5-13 转弯工况试验结果图

表 5-10 弯道工况试验数据

横摆角速度			质心侧偏角		
组别	最大值/deg/s	平均值/deg/s	组别	最大值/deg	平均值/deg
未进行稳定性控制	12.93	5.99	未进行稳定性控制	6.90	3.75
进行稳定性控制	11.88	5.44	进行稳定性控制	6.62	3.41

在左转弯工况之下进行车辆的稳定性控制试验，使用了线控制动平台对车辆的动态稳定性进行测试。试验结果给出如图 5-13 所示，其中路面左转方向被定义为正方向。图 5-13 (a) 及表 5-10 展示了在不同的控制条件下，在实验过程中车辆的横摆角速度数据。结果表明，未施加制动控制时横摆角速度达到了 12.93 deg/s，而在进行稳定性控制条件下，横摆角速度降至 11.88 deg/s。这一变化表明，施加稳定性控制有助于改善车辆的动态稳定性。在图 5-13 (b) 及表 5-10 中展现了车辆质心侧偏角在试验过程中的变化曲线。试验结果表明，在未施

加制动控制的情况下，车辆的质心侧偏角最大值为 6.90 deg，而在施加稳定性控制后，质心侧偏角减少至 6.62 deg。此结果进一步验证了稳定性控制对车辆操纵性和稳定性的重要作用，其表明，通过制动控制的稳定性控制策略，能够有效地控制车辆在过程中的不稳定现象，提升车辆的稳定性。综上所述，进行稳定性控制显著提高了车辆的横摆角速度的稳定性。并通过精细化的控制策略，可以有效地降低横摆角速度和质心侧偏角，从而在具有复杂驾驶的环境下增强车辆的稳定性和安全性。这一实验结果进一步验证了线控制动系统的独特优势。

5.3 本章小结

本章主要是通过仿真和试验分析了车辆在不同的工况下进行稳定性控制前后的表现，仿真工况采用双移线工况、转弯工况以及基于贝塞尔曲线的道路模型。在每种工况下，都通过与没有进行稳定性控制的情况进行对比分析，主要对横摆角速度和质心侧偏角进行分析。为了验证控制策略的有效性，试验采用了线控移动平台，包括线控制动以及线控转向等功能。试验在空旷的场地内，并进行稳态圆周试验以及左转弯试验。通过一系列的仿真和试验数据表明，稳定性控制策略提高了车辆在复杂条件下的稳定性，能够有效减少横摆角速度和质心侧偏角的波动。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本研究围绕多地形移动机器人线制动系统对制动车辆稳定性和行驶稳定性进行研究。建立了基于 AMESim 软件的线制动系统模型、Simulink 控制策略、Carsim 的整车参数的联合仿真，对控制策略的有效性进行了仿真，并对行驶稳定性控制策略进行了实车试验，表现效果良好。

本文进行的研究工作总结如下：

(1) 根据线制动系统的结构及工作原理建立了 AMESim 与 Simulink 数学模型，并对建立的模型的正确性进行了仿真验证。结果表明，基于 AMESim 建立的线制动系统基本符合 Simulink 中的数学模型，为后续的控制策略研究提供线制动模型。

(2) 进行了基于线制动系统的制动特性分析与稳定性控制策略研究。为了防止出现转向过度及转向不足的情况；针对制动过程中垂直载荷的转移特性，进行制动力的初步分配，由横摆角速度通过模糊 PID 算法得到附加横摆力矩 ΔM_ω ，由质心侧偏角通过 PID 算法得到附加横摆力矩 ΔM_β ，再经过附加横摆力矩计算模块得到需要的附加横摆力矩，并作用到各个车轮上。由于在直道制动时只需保持轮速相同即可保证其稳定性，提出了一种基于轮速的 PID 制动力矩控制策略。在基于三者的联合仿真平台进行多种工况的仿真，其结果表明该控制策略能够在多种工况有效控制车辆的稳定性。

(3) 在基于上述附加横摆力矩模块下，进行制动车轮的选择以及车辆失稳判断，并对车辆的行驶稳定进行仿真。本文在线控试验平台上对控制策略进行了验证。试验结果，施加稳定性控制后车辆横角摆速度与质心侧偏角明显改善，验证了控制策略的实际有效性。最大横摆角速度由 12.93 deg/s 降至 11.88 deg/s，最大质心侧偏角由 6.90 deg 降至 6.62 deg。

综上所述，本文系统地探讨了线制动系统对多地形移动机器人动态稳定性的影响，提出了有效的制动力分配及控制策略，论证了线制动技术在实际应用中能够有效提高车辆动态性能和安全性。

6.2 展望

本文针对制动特性提出了稳定性控制策略，仿真及试验结果均有良好表现，但仍然存在一些不足：

（1）复杂工况下的深度研究：本文主要围绕直道、弯道以及低附着系数路面工况进行研究，未来进一步考虑不规则路面以及动态路况下的稳定性控制表现，探讨控制策略在较复杂和极端条件下的表现。

（2）多目标优化控制：后续研究可以关注制动性能与稳定性之间的权衡问题，提出融合多目标优化算法的制动控制策略，以提高车辆综合性能。

（3）智能与自适应控制策略融合：随着人工智能技术的发展，可探索将深度学习、自适应神经网络、强化学习等智能算法引入到车辆制动系统的实时控制策略中，进一步提升系统对环境变化及故障情况的鲁棒性与自适应能力。

参考文献

- [1] 李延平, 刘杰, 苏焱鸿, 等. 基于UWB的室内物料搬运机器人设计[J]. 机电技术, 2024. (04): 73-78+84.
- [2] 时维国, 宁宁, 宋存利, 等. 基于蚁群算法与人工势场法的移动机器人路径规划[J]. 农业机械学报, 2023, 54(12): 407-416.
- [3] 褚宏鹏, 祁柏, 王慧奇, 等. 六自由度轮式并联机器人及其构型方法[J]. 机械工程学报, 2023, 59(03): 46-53.
- [4] 《中国制造 2025》推动机器人发展[J]. 机器人技术与应用, 2015, (03): 31-33.
- [5] 张曙. 工业 4.0 和智能制造[J]. 机械设计与制造工程, 2014, 43(08): 1-5.
- [6] 叶培建, 孙泽洲, 张焯, 等. 嫦娥四号探测器系统任务设计[J]. 中国科学: 技术科学, 2019, 49(02): 124-137.
- [7] 中科院沈阳自动化研究所冰结构探测机器人在中国第 34 次南极科考中实现探路应用[J]. 自动化博览, 2018, (03): 4.
- [8] 邓莉, 袁聆彬, 刘昱蓉. 可上天下水、排水灭火, 应博会上这些“黑科技”有看头[J]. 湖北应急管理, 2024, (05): 56-59.
- [9] 张珍珍. 轮式巡检机器人GPS定位导航与远程监控技术研究[D]. 西安: 西安科技大学, 2020.
- [10] 黄威凛, 汪子珣, 梁昀轲, 等. 全方位移动机器人的研究分析与展望[J]. 科技与创新, 2023. (04): 69-72+75.
- [11] 李子先, 潘世举, 徐友春. 分布式电驱车辆底盘稳定性协同控制研究综述[J]. 汽车技术, 2022. (09): 1-14.
- [12] 何闫. 乘用车电机驱动线控制动控制系统设计与试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [13] 樊鑫虎, 石扬帆, 王博文, 等. 车辆ABS/EBD/DYC/ESP控制技术研究综述[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(10): 184-185.
- [14] 刘世江, 曹景胜, 纪苏宁, 等. 自动驾驶车辆AEB系统控制策略研究[J]. 汽车实用技术, 2024, 49(14): 90-94.
- [15] 王东燕. 汽车智能底盘的关键技术 (一) [J]. 汽车维护与修理, 2024, (09): 70-75.
- [16] 范伟军, 孙正, 郭斌, 等. IBooster总成工作性能检测系统设计[J]. 液压与气动, 2018, (08): 64-69.
- [17] Arasteh E, Assadian F. A Comparative Analysis of Brake-by-Wire Smart Actuators Using Optimization Strategies[J]. Energies. 2022; 15(2): 634.
- [18] 大陆集团推出MK C2 助力未来车辆架构中的制动系统[EB/OL]. <http://auto.cnfol.com/cheshidongtai/20211117/29265557.shtml>, 2023-03-16/2024-10-9.
- [19] 采埃孚天合创新[EB/OL]. <https://www.pnasia.com/story/133198-1.shtml>, 2015-10-13/2024-10-9.

-
- [20] 刘通. 伯特利: 名副其实的“制动专家”[J]. 汽车纵横, 2022. (09): 47-51.
 - [21] 线控制动新开拓[EB/OL]. <https://www.vzkoo.com/read/20231129a765dd4896cd1b9541b09d04.html>, 2023-11-29/2024-10-10.
 - [22] 聚焦汽车底盘控制系统助推新能源智能驾驶发展[EB/OL]. <https://www.dongchedi.com/article/7232125151155405344>, 2023-05-12/2024-10-10.
 - [23] 芜湖伯特利汽车安全系统股份有限公司[EB/OL]. <https://www.btlauto.com/index.ph-p/wcb/s/>, 2023-03-16/2024-10-10.
 - [24] 国内线控制动系统龙头亚太股份[EB/OL]. https://xueqiu.com/4866021334/217948403?md5__1038=euitD5DKGIxjxWqBKDsoSiUDRD1bGO3DwD2eD, 2022-04-23/2024-10-10.
 - [25] 智能线控制动及底盘域控技术发展[EB/OL]. <https://news.yiche.com/hao/wenzhang/96722695/>, 24-12-10/2024-10-10.
 - [26] 弗迪动力: BSC-新能源乘用车创新制动系统[EB/OL]. https://xueqiu.com/5436386345/197508885?md5__1038=n4fx0DRD27Dt0%3DmKGNuWZDnGQDkieDgmpP91oD, 21-9-13/2024-10-10.
 - [27] 《中国公路学报》编辑部. 中国汽车工程学术研究综述·2023[J]. 中国公路学报, 2023, 36(11): 1-192.
 - [28] 刘祺. 自动驾驶线控系统开发及其在车道保持控制中的应用[D]. 北京: 清华大学汽车工程系, 2018.
 - [29] 陈韦纲. 线控液压制动系统制动力分配与控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2022.
 - [30] Yang Y, Tang Q, Bolin L, et al. Dynamic Coordinated Control for Regenerative Braking System and Anti-Lock Braking System for Electrified Vehicles Under Emergency Braking Conditions[J]. IEEE Access, 2020. 8: 172664-172677.
 - [31] Garrido F, Resende P. Review of Decision-Making and Planning Approaches in Automated Driving[J]. IEEE Access, 2022, 10: 100348-100366.
 - [32] Li Y, Shim T, Shin D, et al. Control System Design for Electromechanical Brake System Using Novel Clamping Force Model and Estimator[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021, 70(9): 8653-8668.
 - [33] DeBoer B, Kimball JB, Jneid SM, Bubbar K. Design Control and Validation of a Brake-by-Wire Actuator for Scaled Electric Vehicles[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2024, 9(5):4695-4701.
 - [34] Lupberger S, Degel W, Odenthal D. Nonlinear Control Design for Regenerative and Hybrid Antilock Braking in Electric Vehicles[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2022, 30(4): 1375-1389.
 - [35] Xiao F, Gong X, Lu Z, et al. Design and Control of New Brake-by-Wire Actuator for Vehicle Based on Linear Motor and Lever Mechanism[J]. IEEE Access, 2021, 9: 95832-95842.
 - [36] Shi Q, He L. A Model Predictive Control Approach for Electro-Hydraulic Braking by Wire[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2023, 19(2): 1380-1388.

- [37] Zhu Z, Wang X, Yan B, et al. A Dynamic Decoupling Control Method for PMSM of Brake-by-Wire System Based on Parameters Estimation[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2022, 27(5): 3762-3772.
- [38] Ji Y, Zhang J, He C, et al. Wheel Braking Pressure Control Based on Central Booster Electrohydraulic Brake-by-Wire System[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2023, 9(1): 222-235.
- [39] Hajiloo R, Khajepour A, Kasaiezadeh A, et al. Integrated lateral and roll stability control of multi-actuated vehicles using prioritization model predictive control[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022, 71(8):8318-8329.
- [40] Saepulah F, Santoso A. Electric Vehicle Lateral Stability Control Design Based on Brake-By-Wire System Using Fuzzy-SMC[J]. International Seminar on Machine Learning, 2022. 1: 385-390.
- [41] Jeon K, Park JI, Choi S, et al. Electronic brake safety index for evaluating fail-safe control of brake-by-wire systems for improvement in the straight braking stability[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2014, 228(8): 873-893.
- [42] Ataei M, Khajepour A, Jeon S. Model Predictive Control for integrated lateral stability, traction/braking control, and rollover prevention of electric vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 58(1): 49-73.
- [43] Tang M. Vehicle Braking Stability Control with Variable Ratio Braking Forces Optimization Distribution during Cornering Braking Process[J/OL]. <https://ieeexplore.ieee.org/document/10497894>, 2024-04-12/2025-02-22.
- [44] Chen J, Liu Y, Liu R. et al. Integrated control of braking-yaw-roll stability under steering-braking conditions[J]. Scientific Reports, 2023. 13: 21110.
- [45] Wang XB, Li WF, Zhang FG, et al.2023 Research on the vehicle steering and braking stability region[J]. Applied Sciences, 2023, 13(13): 7806.
- [46] Zhang Z, Li B, Huang C, et al. Collaborative control of lateral stability and braking performance of vehicles during braking-in-turn maneuver[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2020, 235(5): 1364-1378.
- [47] Zheng L, Lu Y, Wang J, et al. Braking failure anti-rollover control and hardware-in-the-loop verification of wire-controlled heavy vehicles [J]. Scientific Reports, 2024. 14: 29802.
- [48] 张晓明. 乘用车线控电子液压制动系统开发探讨[J]. 汽车科技, 2024, (01): 91-96.
- [49] 张浩然. 乘用车电动助力制动系统控制策略及硬件在环研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [50] 张志成. 基于单压力传感器的摩托车轮缸压力控制研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2024.
- [51] 王景天. 乘用车新型电子机械制动助力器变助力特性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [52] 杨路. 基于电控助力制动系统的汽车主动避撞控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2023.
- [53] 张杰飞, 张昊. 电动汽车液压 ABS 滑模变结构模糊 PID 控制设计[J/OL]. <https://doi.org/10.19356/j.cnki.1001-3997.20241202.002>.机械设计与制造, 2024-12-3/2025-01-02.
- [54] 郑寻. 适用于智能驾驶车辆的电液制动系统研究[D]. 福州: 福建工程学院, 2021.

-
- [55] 王杰, 乔慧, 王鑫, 等. 电控半主动悬架控制策略研究[J]. 汽车实用技术, 2024, 49(14): 40-45.
 - [56] 张玮, 高爱云, 付主木, 等. 计及质心侧偏角动态自适应的无人驾驶汽车横坡弯道跟踪控制[J]. 中国机械工程, 2024, 35(06): 962-972.
 - [57] 黄源. 线控制动系统制动力分配策略研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2011.
 - [58] 高国伟. 面向线控底盘平台的弯道制动力分配控制策略研究[D]. 天津: 天津职业技术师范大学, 2022.
 - [59] 徐海洋. 电子机械制动系统制动力分配控制策略[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2018.
 - [60] 周英杰. 对转向过程中理想制动力分配形式的理论研究[J]. 轻型汽车技术, 2007, (6): 7-9.
 - [61] 刘长君. 基于 MPC 的轨迹规划与控制算法研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2024.
 - [62] 张强. 线控制动系统制动稳定性控制策略研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2023.
 - [63] 卢丽霞, 李刚. 分布式电动汽车横摆力矩控制研究[J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版), 2022, 42(03): 141-147.
 - [64] Minseong C, Kyunghwan C, Minsu C, et al. Chattering Reduction of Sliding Mode Control via Nonlinear Disturbance Observer for Anti-Lock Braking System and Verification with Car-Sim Simulation[J]. International Journal of Automotive Technology, 2023, 24(4): 1141-1149.
 - [65] Li H, Wang K, Hao H, et al. Yaw Moment Control Based on Brake-by-Wire for Vehicle Stability[J]. World Electric Vehicle Journal, 2023, 14(9): 256.
 - [66] 王凯. 基于线控制动系统的车辆稳定性研究[D]. 山西: 太原理工大学, 2023.
 - [67] 薛健. 基于差动制动技术的汽车防侧翻控制研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2015.
 - [68] 史培龙, 余曼, 魏朗, 等. 基于直接横摆力矩控制的 FSAE 纯电动赛车操纵稳定性控制策略[J]. 西北大学学报(自然科学版), 2018, 48(06): 827-838.
 - [69] Siddiqi M, Milani S, Jazar N, et al. Ergonomic Path Planning for Autonomous Vehicles-An Investigation on the Effect of Transition Curves on Motion Sickness[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2022, 23(7): 7258-7269.
 - [70] 许男, 李小雨. 复合工况下四轮驱动电动汽车操纵稳定性控制[J]. 机械工程学报, 2021, 57(08): 205-220.
 - [71] 陈特, 蔡英凤, 陈龙, 等. 基于四阶贝塞尔曲线的应急救援车辆轨迹规划方法[J]. 机械工程学报, 2025, 61(02): 198-209.

攻读硕士专业学位期间学术成果

申请的知识产权：

[1] 第一发明人. 一种线控制动卡钳结构[P]. 中国专利: CN222526747 U, 2025.

致谢

时光荏苒，回首过往，三年硕士研究生生涯已悄然接近尾声。这三载光阴虽稍纵即逝，于我十余年的求学之路上，却是最为充实且意义非凡的篇章。犹记 2022 年秋初入校园的场景，仿若昨日。而此刻，站在论文行将付梓的节点，我内心涌起无尽的感恩，感恩我的导师汪步云老师。

在学术探索与日常生活这两大维度上，汪老师皆倾尽心力、尽职尽责。从最初课题的选定，历经中期汇报的打磨，直至论文如今即将定稿，一路走来，每一步都浸润着汪步云老师的殷切指导。回溯往昔，实习初期的我满心迷茫，而在汪老师的悉心调教下，我逐渐成长，最终能够独当一面，独立完成诸多工作任务。这一路蜕变，皆是源于汪步云老师金玉良言的教诲。

师兄缪龙、蒋金城、何文彭、李正正、束勤平、赵兵、徐腾、耿正一亦在我科研之路与日常生活中助力良多，束勤平师兄更是倾囊相授，让我在数据处理与论文写作方面获益匪浅；好朋友刘祥、史瑞方、任思源、盛浩，以及诸位师弟，也在学习与生活的诸多细节上给予我诸多扶持，这份同窗情谊我将倍加珍视。

我还感恩于我的家人、感恩父母，一年 365 日，春节那短暂相聚的时光，都满是对家庭生计的奔波操劳。如今，我即将踏出校园，步入社会，我亦将肩负起家庭的一份重任，不再让你们为我忧心。正是你们年复一年在物质上无条件的支持，精神上毫无保留的鼓励，才让我得以在这漫漫求学之路上行稳致远，我衷心感谢你们，你们的付出我永志不忘！

最后，我怀着最真挚的情谊，向各位评审专家与答辩老师致以崇高的敬意。感谢你们在百忙之中抽出时间，细致审阅我的学位论文，给予我诸多关键且极具价值的意见与建议，正是你们的严谨与负责，让我的论文得以更加严谨规范，我将铭记这份关怀与教诲，再次向你们致以最诚挚的感谢！

尚德敏学 唯实惟新

