

分类号: U463.1

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210110115



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 汽车线控制动系统控制
策略研究

论 文 作 者 高众

指 导 教 师 肖平 教授

学 科 (专 业) 机械工程

研 究 方 向 车辆底盘控制

论文提交日期: 2024 年 5 月 25 日

分类号：U463.1

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210110115

汽车线控制动系统控制策略研究

Research on control strategy of automotive wire controlled braking system

学生姓名：高众

指导教师：肖平（教授）

专 业：机械工程

研究方向：车辆底盘控制

论文答辩日期：2024 年 5 月 25 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：2024 年 5 月 25 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。

保密 ☐，在_____年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒

学位论文作者签名：



日期 2024 年 5 月 25 日

指导教师签名：



日期：2024 年 5 月 30 日

汽车线控制动系统控制策略研究

摘 要

随着对安全性、驾驶舒适性和驾驶感的需求不断增加，汽车电子系统的数量和复杂性一直在持续增长。为了进一步提高车辆的安全性和性能，电子线控的概念受到线控飞行思想的启发，并应用于汽车行业，汽车线控制动系统由此产生。

因此，本文分别针对四轮车辆模型在直线制动和弯道制动两种不同的驾驶模式下，进行制动系统控制策略的研究，通过更好的制动性能来提高车辆安全性，以达到车辆安全制动的目的。本文主要研究内容如下：

首先，建立了电子机械线控制动器模型，接着建立四轮车辆动力学模型，并给出了相应模型的参数，为后续各种控制器设计工作提供了可靠的实验数据。四轮车辆模型包括研究直线制动的 5 自由度汽车模型以及研究弯道制动的 7 自由度汽车模型。

其次，基于车轮滑移率设计了一种汽车制动系统全局滑模控制器。全局滑模控制设计的关键就是在滑模切换函数中引入了非线性函数，从而消除了控制系统的到达模式。为了系统的状态轨迹能够在极短的时间内驱动到滑模表面，并保持在滑模表面上，设计了一种新的指数

趋近律。新设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且具有较小的制动时间，相对于传统滑模控制器来说，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。

然后，针对传统的麻雀优化算法较低的收敛速度，通过使用混沌映射初始化种群，形成新的麻雀优化算法。应用改进的麻雀搜索算法求解汽车前后轮制动力分配系数，进而得到汽车四个车轮所需的最优制动力。结果表明，使用改进麻雀优化算法来求解前后制动力分配系数可以有效的提高汽车的制动效能，从而提高了汽车制动时的安全性。

接着，针对车辆转弯时的四个临界条件，包括滑移率条件、侧偏角条件、摩擦圆条件和侧滑角条件，设计了汽车弯道制动系统反步控制器。包括顶层控制器能够跟踪到的车辆状态，底层控制器为了跟踪期望滑移率。在高附着系数路面上进行转弯制动，制动效果提高了 9.56%。在低附着系数路面上进行转弯制动，制动效果提高了 16.62%，制动效果明显。

针对汽车转弯制动时发生单轮失效的紧急状况，设计了一种车轮协同制动力分配控制策略。分析车辆转弯制动时左前轮、右前轮、左后轮和右后轮失效下的车辆动力学，并建立起相应的数学模型。通过附加横摆力矩控制器得到车轮失效时所需的附加横摆力矩，再结合机械式线控制动系统 (electro-mechanical brake, EMB)，设计出四轮转矩分配控制器。选择不同附着条件的路面对该控制策略的有效性和鲁棒性进行仿真验证，结果表明在应用了车轮协同制动力分配控制器之后，

四个车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。

针对所提出的车辆直线制动全局滑模控制策略，搭建半实物仿真试验台架，对制动之后车轮所能达到的实际滑移率进行实验验证。实验结果表明，所设计的制动系统控制策略基本实现车辆紧急制动时要求的制动效能，控制系统可靠性也基本满足要求。

关键词：线控制动系统，四轮模型，车轮滑移率，制动失效，制动力分配

Research on Control Strategy of Automotive Wire Controlled Braking System

ABSTRACT

With the increasing demand for safety, driving comfort, and driving experience, the number and complexity of automotive electronic systems have been continuously increasing. In order to further improve the safety and performance of vehicles, the concept of electronic wire control was inspired by the idea of wire controlled flight and applied to the automotive industry, resulting in the emergence of automotive wire controlled braking systems.

Therefore, this article focuses on the study of braking system control strategies for four-wheel vehicle models under two different driving modes: linear braking and curved braking, in order to improve vehicle safety through better braking performance and achieve the goal of safe braking. The main research content of this article is as follows:

Firstly, an electronic mechanical line control actuator model was established, followed by a four-wheel vehicle dynamics model, and the corresponding model parameters were provided, providing reliable experimental data for subsequent controller design work. The four-wheel vehicle model includes a 5-degree-of-freedom vehicle model for studying linear braking and a 7-degree-of-freedom vehicle model for studying curved braking.

Secondly, a global sliding mode controller for automotive braking systems was designed based on wheel slip rate. The key to designing global

sliding mode control is to introduce nonlinear functions into the sliding mode switching function, thereby eliminating the arrival mode of the control system. In order to drive the state trajectory of the system to the sliding mode surface in an extremely short time and maintain it on the sliding mode surface, a new exponential convergence law is designed. The newly designed controller not only tracks the expected slip rate in a short period of time, but also has a smaller braking time. Compared with traditional sliding mode controllers, the system is more stable and has good robustness.

Then, in response to the lower convergence speed of traditional sparrow optimization algorithms, a new sparrow optimization algorithm is formed by using chaotic mapping to initialize the population. Apply the improved sparrow search algorithm to solve the distribution coefficient of braking force between the front and rear wheels of the car, and then obtain the optimal braking force required for the four wheels of the car. The results show that using the improved sparrow optimization algorithm to solve the distribution coefficient of front and rear braking force can effectively improve the braking efficiency of the car, thereby improving the safety of the car during braking.

Subsequently, a backstepping controller for the automotive bend braking system was designed based on four critical conditions during vehicle turning, including slip rate condition, sideslip angle condition, friction circle condition, and sideslip angle condition. This includes the vehicle status that the top-level controller can track, while the low-level controller tracks the expected slip rate. Turning and braking on high adhesion road surfaces improved the braking effect by 9.56%. Turning and braking on low adhesion road surfaces improved the braking effect by 16.62%, indicating a significant improvement.

A wheel collaborative braking force distribution control strategy was designed to address the emergency situation of single wheel failure during car turning braking. Analyze the vehicle dynamics under the failure of the left front wheel, right front wheel, left rear wheel, and right rear wheel when turning and braking, and establish corresponding mathematical models. By using an additional yaw moment controller to obtain the additional yaw moment required for wheel failure, and combining it with the electro-mechanical brake (EMB) system, a four-wheel torque distribution controller is designed. The effectiveness and robustness of this control strategy were simulated and verified by selecting road surfaces with different adhesion conditions. The results showed that after applying the wheel collaborative braking force distribution controller, the slip rates of the four wheels could be quickly maintained at the ideal slip rate.

Build a semi physical simulation test bench for the proposed global sliding mode control strategy for vehicle linear braking, and experimentally verify the actual slip rate that the wheels can achieve after braking. The experimental results show that the designed braking system control strategy basically achieves the braking efficiency required for emergency braking of vehicles, and the reliability of the control system also meets the requirements.

KEY WORDS: wire controlled braking system, four-wheel model, wheel slip rate, braking failure, braking force distribution

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	IV
目 录.....	VII
第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景和研究意义.....	1
1.1.1 研究背景.....	1
1.1.2 研究意义.....	2
1.2 课题的相关研究综述.....	2
1.2.1 汽车线控制动系统综述.....	2
1.2.2 汽车制动系统控制策略综述.....	5
1.3 本文主要研究内容.....	6
第 2 章 线控制动模型和车辆动力学模型.....	9
2.1 EMB 系统数学模型.....	9
2.1.1 电机模型.....	10
2.1.2 电机摩擦模型.....	11
2.1.3 传动系统模型.....	11
2.1.4 制动盘模型.....	12
2.2 四轮车辆模型.....	12
2.3 模型参数.....	15
2.4 本章小节.....	15
第 3 章 基于滑移率的汽车线控制动系统控制策略研究.....	17
3.1 无控制器的汽车线控制动系统研究.....	17
3.2 汽车线控制动系统滑模控制研究.....	22
3.2.1 滑模面设计.....	22
3.2.2 滑模控制律设计.....	24

3.2.3 仿真分析.....	25
3.3 基于干扰观测器的车轮滑移率控制研究.....	27
3.3.1 车轮滑移率控制器设计.....	27
3.3.2 传统滑模面的干扰观测器控制研究.....	28
3.3.3 新型滑模面的干扰观测器控制研究.....	29
3.3.4 仿真分析.....	30
3.4 本章小结.....	31
第4章 基于麻雀优化算法的BBW制动力分配策略.....	33
4.1 麻雀搜索算法.....	33
4.1.1 传统的麻雀搜索算法.....	33
4.1.2 重心反向学习的种群初始化.....	35
4.2 基于混沌映射的麻雀搜索算法.....	35
4.2.1 混沌映射.....	35
4.2.2 改进的麻雀搜索算法.....	38
4.2.3 改进的麻雀算法步骤.....	39
4.3 基准函数测试.....	40
4.3.1 基准函数选择.....	40
4.3.2 改进麻雀搜索算法测试基准函数.....	42
4.3.3 测试结果分析.....	43
4.4 汽车制动过程的制动力分配算法研究.....	45
4.4.1 基于改进麻雀搜索算法的汽车最优制动力求解.....	45
4.4.2 仿真分析.....	46
4.4.3 结果对比分析.....	47
4.5 本章小结.....	49
第5章 线控制动车辆弯道制动反步控制策略.....	50
5.1 车辆模型.....	50
5.1.1 7自由度汽车动力学模型.....	50
5.1.2 轮胎模型.....	53

5.1.3 无控制器的线控车辆弯道制动仿真分析.....	54
5.2 汽车弯道制动反步控制研究.....	55
5.2.1 汽车弯道制动系统数学模型.....	56
5.2.2 汽车弯道制动系统反步控制器设计.....	57
5.3 汽车弯道制动仿真分析.....	59
5.3.1 高附着系数路面仿真分析.....	60
5.3.2 低附着系数路面仿真分析.....	62
5.4 本章小结.....	64
第6章 单轮制动失效下车轮协同制动力分配控制策略.....	65
6.1 单轮制动失效车辆动力学模型.....	65
6.1.1 左前轮制动失效车辆动力学模型.....	65
6.1.2 右前轮制动失效车辆动力学模型.....	66
6.1.3 左后轮制动失效车辆动力学模型.....	67
6.1.4 右后轮制动失效车辆动力学模型.....	67
6.2 四轮转矩分配控制器.....	68
6.2.1 附加横摆力矩控制器.....	68
6.2.2 四轮转矩分配控制器.....	70
6.3 仿真分析.....	71
6.3.1 左前轮制动失效仿真分析.....	71
6.3.2 右前轮制动失效仿真分析.....	73
6.3.3 左后轮制动失效仿真分析.....	74
6.3.4 右后轮制动失效仿真分析.....	76
6.4 本章小结.....	78
第7章 基于硬件在环系统的车轮滑移率控制实验.....	79
7.1 实验系统介绍.....	79
7.2 实验内容和实验结果.....	81
7.3 本章小结.....	85
第8章 结论与展望.....	86

8.1 结论.....	86
8.2 展望.....	88
致谢.....	89
参考文献.....	90

第1章 绪论

1.1 研究背景和研究意义

1.1.1 研究背景

近几年来,随着汽车电气化、智能化技术的发展,线控制动系统(brake-by-wire, BBW)已成为学术界和工业界普遍关注的研究目标。如真空助力器,能在单位面积上提供更大的力的输出从而使制动效果更好,所以为了能够更好的提供刹车助力的作用一般情况下都会选择比较大的尺寸真空助力器进行工作。这样就带来了汽车前舱占用空间大的问题。其次就是不够环保。由于真空助力器需要真空源,而它所得到的真空源的方法就是让发动机一直进行工作,这样不利于国家节能减排的大政策。第三点就是汽车行业自身发展原因导致真空刹车助力器使用的问题。现在带有涡轮增压的发动机车型、混合动力车型、新能源车型渐渐取代了传统的只依赖于发动机工作的汽车车型,这样由发动机所提供的真空源的时代已经成为历史。

为了适应汽车工业的智能化和电动化,汽车工程师们设计了电动真空泵,靠整车上面的电力进行工作的,完全摆脱了之前所说的真空源是依靠汽车工作时发动机所产生真空的束缚。但是这种刹车原理制动方式最终会被新技术所取代,因为它还是存在着很多的弊端。首先是噪音问题,电动真空泵和真空刹车助力器组合后在纯电动车型上面进行使用时噪音问题显现的尤为突出。第二是与电动真空泵配套使用时要有一个真空罐,这个真空罐的目的就是要有富足的真空源为真空刹车助力器提供真空度。因为电动真空泵提供真空需要时间,而且也不能让真空泵一直处于运转状态,这样也会直接影响到电动真空泵的工作寿命。第三是环境大气压对真空刹车助力器制动的影响。因为在高海拔地区造成了大气压数值的降低,使刹车助力器的压差值变小从而降低刹车助力。

机械式线控制动系统(electro-mechanical brake, EMB)取消了传统制动系统的液压部分,踏板信号与执行器之间完全靠电子信号传输。EMB 结构简单紧凑,

重量小，系统机构之间完全解耦，制动响应更加迅速。由于属于主动车辆动态控制的防抱死制动系统(antilock braking system,ABS)功能可以很容易地集成到系统中，这使得线控制动系统具有优异的扩展能力。并且 EMB 布置、装配和维修都非常方便，不需要助力机构，能耗低，对制动系统工作可靠性和容错要求更高。至此，不论是国家环保政策的需要，还是汽车工业技术的革新，汽车线控制动系统的研究都刻不容缓。

此外，当电动汽车(electric vehicle,EV)或混合动力汽车(hybrid electric vehicle,HEV)配备 BBW 时，通过对电液制动和再生制动或紧急情况下的主动制动进行协调控制，可以显著提高效率和安全性。

1.1.2 研究意义

汽车行驶的首要目标是安全，制动系统是不容缺失的组成部分，是保障乘坐人员安全的一道重要防线。尽管现在从油车变为电动车，尽管从有人驾驶到无人驾驶，安全可靠的制动是必须存在的安全保障。现在，线控制动系统正在成为制动系统发展的一个方向，从传统液压，到半液压，甚至未来的全线控（干式）的转变正在逐渐推进。

很多品牌的车辆都采用了线控制动，相对于传统制动系统，线控制动有更多的好处。比如说制动踏板感受，经过测试认证，线控制动反应速度更快，用的时间更少，相应的制动距离也会更短。在高度自动驾驶，甚至无人驾驶的时代，要实现真正的安全的自动驾驶，是离不开可靠的线控制动系统。虽然制动系统发生失效的可能性很小，甚至微乎其微，但依然要将这种可能性保证在“零”这个数字上。

1.2 课题的相关研究综述

1.2.1 汽车线控制动系统综述

针对汽车线控制动系统，彭晓燕^[1]针对车辆在各种路面条件下，如何计算最佳滑移率问题，提出了基于改进型的 Burckhardt 模型，为了验证新设计模型的可行性，搭建了快速控制原型实验，实验表明该模型能够计算出最佳滑移率。高会

恩^[2]为了设计出新的电子液压线控制动系统,对传统液压制动系统关键部件进行结构分析,并对其控制原理进行分析,最终设计出一种 ABS 集成式的电子液压线控制动系统,通过实验验证了新的线控制动系统的可行性。王晨^[3]提出了电子液压制动-电机复合制动系统控制整体架构。陈庆明^[4]为配备有 EMB 系统的整车设计两种基于滑移率的整车 ABS 控制器,分别为滑模变结构控制器和参数自整定模糊 PID 控制器。周宁^[5]通过 PID 控制来提高 ABS 防抱死制动系统制动过程中的制动压力变化的灵敏度,并在冰雪路面上进行了实车试验,试验结果表明通过 PID 控制 ABS 系统制动过程具有更好的控制效果。何仁^[6]为提高车辆 ABS 的主动安全控制性能,提出采用线性自抗扰控制 LADRC 实现对 ABS 的滑移率控制,给出 LADRC 的具体设计过程,通过自抗扰控制来跟踪车轮滑移率。袁野^[7]针对电动汽车的制动能量回收问题,以装配了电子液压线控制动系统的电动汽车作为研究对象,首先建立了线控制动系统故障的汽车紧急制动数学模型,接着研究了一种新型的积分式滑模控制策略,控制策略应用于汽车模型,通过仿真分析,结果表明在制动系统故障的前提下,新型积分式滑模控制方法能够将车轮滑移率维持在稳定范围内。丁明慧^[8]设计了一种采用新型常闭型高速线性电磁阀的新型电子液压线控制动系统。黄晶莹^[9]为了研究汽车转弯制动下的车轮滑移率变化,首先建立了九自由度车辆转弯制动动力学模型,结合轮胎纵横向魔术公式,得出了车辆转弯制动轮胎力与车轮滑移率之间的关系。并针对电子机械线控制动系统设计了一种车身电子稳定系统(electronic stability program,ESP)转弯制动控制策略,实验结果表明,控制策略能够很好地实现车辆转弯制动时横向行驶的稳定。龚小祥^[10]针对现有电子液压线控制动系统存在的不足,根据电液线控制动系统控制单元特性,基于自抗扰控制为制动系统控制单元设计了一种双闭环抗干扰控制策略。赵阳^[11]针对电动汽车制动能量回收问题,提出了一种基于能量转换机理的能量回馈制动与电子液压制动集成控制方法。

宋世欣^[12]为了解决分布式驱动电动汽车整车控制和电机驱动系统控制的解耦,通过研究分布式驱动的技术特点,提出了一种分层控制架构,即将整车控制分级为顶层车辆动力学控制以及底层执行机构的控制。张雷^[13]针对车辆转弯制动时横向速度过大的问题,提出了一种四轮制动力分配策略。首先建立车辆弯道制动七自由度动力学模型,然后考虑了转弯制动时前后左右车轮载荷转移情况和车

轮抓地所需要的横向力, 先进行前后轴制动力的分配, 最后左右车轮采用横向力补偿的方式进行分配。屈紫君^[14]设计了一种电子速度控制器线控制动系统, 通过仿真分析, 车辆的减速度比常规制动减速度变化更加迅速。石求军^[15]首先设计了一种商用车气压电子制动系统, 针对主动安全控制, 基于干扰观测器, 提出了非线性滑模控制策略。为了消除车辆轮胎的侧偏刚度等系统参数不确定性对车辆制动过程中轨迹跟踪控制的影响, 陈志成^[16]基于李雅普诺夫稳定性理论设计了一种系统参数自适应滑模控制器。

为了满足电动汽车节能的目的, 魏波^[17]结合路面摩擦系数和车辆制动时的载荷转移对车辆稳定性的影响, 提出了一种车辆驱动和制动转矩分配策略。唐惟胜^[18]针对在紧急工况下智能车辆的控制难题, 研究了考虑系统非线性、不确定性的智能驾驶汽车风险评估策略及纵向运动控制策略, 实现了模型补偿与改进, 实现了汽车紧急制动功能。车辆在制动过程中单轮失效是非常危险的, 温开虎^[19]针对线控制动车辆单轮制动失效情况提出了线控转向和制动协同控制策略, 进而对车辆前后轮制动力分配进行优化, 提高了车辆制动稳定性。潘宁^[20]为了改善乘坐舒适性、改善汽车制动系统工作环境, 提出了一种采用多传感器数据融合及神经网络进行制动意图在线识别的方法。为了控制车辆跟随到目标速度, 张荣林^[21]以目标车速和实际车速的误差值, 以及实际减速度反馈为输入, 根据模糊 PI 反馈控制器输出控制车辆速度所需驱动和制动力矩。杨涛^[22]采用了双处理单元问答式的硬件冗余架构, 并设计了主辅微控制单元(microcontroller unit,MCU)协同控制的监控策略。为了使全线控电动汽车能够跟踪到目标轨迹, 实现目标车辆按照指定的路线移动, 宋攀^[23]采用非线性模型预测控制算法设计了顶层动力学控制器与底层车轮运动控制器, 实验结果表明, 目标车辆能够很好地跟踪到指定轨迹。

汽车线控制动系统结构复杂, 对快速动态响应和控制精度要求高, Javier Pérez Fernández^[24]针对电子液压线控制动系统, 为了能够同时实现制动轮缸的主动制动控制和制动助力, 设计了一种新型电动助力器。对于传统燃油车, ABS 和主动悬架系统(active suspension system,ASS)分别设计, 以提高制动安全性和乘坐舒适性。然而, 这两个系统有时会相互干扰。对此, Shrivijay B.Phadke^[25]建立了线控制动车辆的舒适制动动力学模型, 并提出了一种基于观测器的鲁棒控制器, 以同时解决制动安全性和乘坐舒适性问题。传统的控制系统在投入使用之前, 必

须通过在不同的表面上进行模拟和测试来进行调整。这样,就需要大量的计算和测试时间。

1.2.2 汽车制动系统控制策略综述

在汽车制动系统控制策略研究中,国内外学者们也做出了大量工作。汪少华^[26]提出补偿滑模控制方法,对双行星排功率分流式混合动力汽车模式切换进行协调控制。为了消除车辆制动过程中路面状况和车辆状况复杂多变以及制动过程不确定因素的影响,陈峥峰^[27]以车轮期望滑移率为控制目标,对车辆制动滑模控制过程中产生的车轮滑移率抖动问题利用模糊规则进行有效的消除,控制效果良好。自动驾驶汽车对车轮滑移率有着极高的要求,为了满足自动驾驶汽车对车轮期望滑移率的跟踪需要,张家旭^[28]提出一种基于扰动观测的车轮滑移率滑模控制算法。

李繁飙^[29]结合非线性干扰观测器对不确定性干扰进行在线估计,通过在控制率中引入干扰补偿器有效提升了刹车系统的鲁棒性和干扰抑制性。周时莹^[30]提出一种对未知时变扰动具有强鲁棒性的车轮滑移率非线性跟踪控制策略,通过在线估计和补偿未知时变扰动来提高系统的鲁棒性。当车辆制动紧急制动时,车辆的瞬时惯性也会引起乘客的强烈不适,为提高车辆制动时乘客舒适度,D.Tavernini^[31]针对电子机械线控制动系统车辆,设计了一种基于模糊控制算法的驾驶员制动意图控制器,从而提高车辆制动时乘客舒适感。考虑到BBW系统中的瞬态故障可能会导致危险的驾驶情况,Vijayraj Wanaskar^[32]在分析BBW系统暂态故障传播特性的基础上,提出了一种具有嵌入式智能和弹性协调的分级暂态容错方案。

Sushant D.Chaudhari^[33]设计了一种新型气动电子束焊接设备(electron beam welding,EBW),建立并简化了气动压力模型,在此基础上提出了一种压力调节方法。他提出了分层协同控制,上层控制滑移率,中层分配制动转矩,底层控制电动机转矩和气压,所提出的分级协同控制策略实现了更好的制动安全性和能量再生性能。为应对路面状况的变化,Andrei Aksjonov^[34]开发并优化了一种基于模糊逻辑的防抱死制动系统。通过优化和模拟相结合,简化防抱死制动系统控制器的获取过程,使用基于两个物种共同进化的进化算法来调整所提出的模糊逻辑控制器。由经验可知,使用基于两个时间尺度(two-time-scale,TTS)的估计来设计防抱死制动系统会导致估计误差动力学的较差瞬态,对此F.Pretagostini^[35]提出了一种

专门针对 ABS 的 TTS 方法的新公式。提出了两个新的 ABS 特定滑动面来补偿致动器动力学,其中第二个滑动面是对第一个滑动面的改进。分析了估计误差和跟踪误差的稳定性和收敛性。极值寻道控制(extreme seeking control,ESC)算法在防抱死制动系统 ABS 中的应用对于最大化纵向制动力具有吸引力,大多数的课题研究都存在极值附近稳态振荡的缺点,或者需要具有梯度信息。为了解决这两个问题,Divyesh Ginoya^[36]提出了一种新的 ESC 算法用于 ABS,分析了所提出的 ESC 和力估计器的性能和极限有界性。

V.Sankaranarayanan^[37]针对汽车在轮胎-路面摩擦系数和车轮滑移率之间存在显著不确定性的情况下防抱死制动系统的控制问题,提出了两种基于扰动观测器和滑模控制的方法。在第一种方法中,使用了传统的滑动表面,而在第二种方法中提出了一种新的非线性滑动表面,作为对第一种方法的改进。为了寻找和控制最优滑移率,针对汽车防抱死制动系统,Hiroshi Fujimoto^[38]提出了一种改进的非线性预测控制策略,该策略由实际的阶极值搜索控制增强而成。设计了基于滑移率响应预测的非线性预测控制,实现了滑移率控制。利用实际阶数演算,提出了一种求最优滑动率的实际极值搜索控制器。为了实现汽车防抱死制动系统的功能,提出了将非线性预测控制与分数极值寻优控制相结合的控制方法。为了进一步提高非线性 ABS 的制动性能,Davide Tavernini^[39]提出了一种改进的全局滑模控制方案。他设计了一个非线性全局滑模曲面,与传统的线性滑模面相比,该方法可以消除到达阶段,保证系统在整个控制过程中的鲁棒性。然后,提出了一种新的控制律来满足滑模到达条件,并给出了理论证明。结果表明,所提出的全局滑模控制方案能够使车轮滑移率以较小的振荡迅速收敛到最优值。由于复杂的运行条件和不同车辆性能指标之间的权衡,以最大限度地提高能量再生为目标的电动汽车制动力分配一直是一个具有挑战性的研究课题。Iraj Naruei^[40]基于模糊逻辑估计方法估计轮胎-道路摩擦系数,提出了一种用于单电机全轮驱动电动汽车的制动力分配策略。

1.3 本文主要研究内容

本文依托 2022 年度安徽省重点研究与开发计划“基于车路协同应用场景下的智能网联汽车自动驾驶线控转向系统研究”,开展“汽车线控制动系统控制策

略研究”。从提高线控制动车辆车轮滑移率稳定性的角度出发，分别在车辆直线制动、车辆弯道制动和单轮制动失效下制动力分配控制策略等方面开展了深入的研究工作，具体研究内容及相关章节如下：

第 1 章：绪论。阐述了本文课题研究背景和意义，分析了本文课题研究的关键问题，并对课题相关研究的国内外现状进行了综述。

第 2 章：线控制动模型和车辆动力学模型。建立了电子机械线控制制动器模型，接着建立四轮车辆动力学模型，并给出了相应模型的参数，为后续各种控制器设计工作提供了可靠的实验数据。

第 3 章：基于滑移率的汽车线控制动系统控制策略研究。基于车轮滑移率设计了一种非线性全局滑模控制器。为了系统的状态轨迹能够在极短的时间内驱动到滑模表面，并保持在滑模表面上，设计了一种新的指数趋近律。根据滑模面状态不同，设计了滑模等效控制量和补偿不连续控制量。接着，提出了一种基于干扰观测器的车轮滑移率控制的方法，使用干扰观测器的连续控制来完全消除滑模控制器中的颤振问题。

第 4 章：基于麻雀优化算法的 BBW 制动力分配策略。针对传统的麻雀优化算法较低的收敛速度，通过使用混沌映射初始化种群，形成新的麻雀优化算法。应用改进的麻雀搜索算法求解汽车前后轮制动力分配系数，进而得到汽车四个车轮所需的最优制动力。

第 5 章：线控制动车辆弯道制动反步控制策略。针对车辆转弯时的四个临界条件，包括滑移率条件、侧偏角条件、摩擦圆条件和侧滑角条件，设计了汽车弯道制动系统反步控制器。包括顶层控制器能够跟踪到的车辆状态，底层控制器为了跟踪期望滑移率。

第 6 章：针对汽车转弯制动时发生单轮失效的紧急状况，设计了一种三轮协同制动力分配控制策略。分析车辆转弯制动时左前轮、右前轮、左后轮和右后轮失效下的车辆动力学，并建立起相应的数学模型。通过附加横摆力矩控制器得到车轮失效时所需的附加横摆力矩，再结合 EMB 线控制制动器，设计出四轮转矩分配控制器。

第 7 章：基于硬件在环系统的车轮滑移率控制实验。针对所提出的车辆直线制动全局滑模控制策略，搭建半实物仿真试验台架，对制动之后车轮所能达到的

实际滑移率进行实验验证。

第 2 章 线控制动模型和车辆动力学模型

随着电动汽车工业的发展,线控制动系统是传统液压制动系统的继任者,因为它可以缩短制动系统的响应时间^[41]。线控制动系统在保证电动汽车制动系统安全可靠方面发挥着重要作用^[42]。BBW 系统包含两种新颖的方式,一种是电子液压制动(electro-hydraulic brake,EHB),它通过输入和输出子系统之间的机械液压连接进行连接^[43]。另一种是电子机械制动器或电子楔式制动器(electronic wedge brake,EWB)。两种结构都用电气和机械元件代替液压元件^[44]。三种制动系统都能满足制动要求,但后两者更有可能产生优异的制动性能。EMB 和 EWB 去除了复杂而笨重的机械和液压部件。它具有响应快、性能稳定、体积小、易于集成其他功能模块的优点。因此,它逐渐成为汽车安全领域的研究热点^[45]。

2.1 EMB 系统数学模型

本文所研究的 EMB 系统使用电线和电信号来传达驾驶员的制动意图,并使用电机、驱动器和传动部件提供制动力,系统结构原理图如图 2-1 所示。

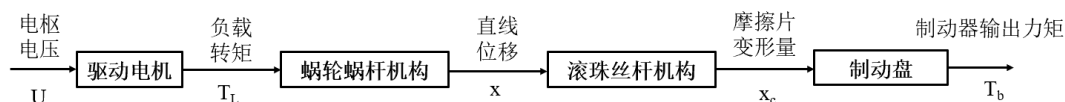
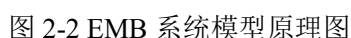


图 2-1 EMB 系统结构原理图

系统模型原理图如图 2-2 所示。其各部分组成及其作用为:驱动电机的输入是电枢电压,输出是负载转矩 T_L ;蜗轮蜗杆作为减速增矩机构,将电机输出力矩放大为 T_w ,而蜗轮与螺母固联,只能作旋转运动,由螺母转角换算所得的直线位移为 x ;螺母作旋转运动,进而驱动丝杆作轴向移动,其直线位移为 x_s ,进而得到摩擦片压缩量 x_c ;摩擦片压力 F_c 可由 x_c 求出,推动摩擦片夹紧制动盘,从而获得制动力矩 T_b ,使车轮减速。



本文所用电机选择永磁直流力矩电机，是一种常见的低速直流伺服电动机^[46]。该电机主要由定子和转子组成，具体的工作原理为：当外部电源施加在电机的定子上时，励磁线圈中会产生一个磁场，该磁场被称为定磁场，这个磁场的方向和大小由电流的方向和大小决定^[47]。磁极在这个磁场作用下，会受到一个转动力矩，使得电机的转子开始转动。当转子转动时，永磁体的磁场也会随之旋转，与定子的磁场相互作用，从而产生电动势。而这个电动势的方向与电机转子转动方向相反，故而形成一个反电动势，进而影响电机的性能和效率^[48]。电机的动态方程如下：

式中： U 为电枢电压(V)；

R_a 为电枢电阻(R);

E 为反电动势(V)。

式中: K_t 为转矩系数;

$$J_m * \ddot{\theta}_m = T_e - T_f - T_L \quad (2-3)$$

式中： J_m 为电机转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)；

T_e 为电机电磁转矩($\text{N} \cdot \text{m}$)；

T_f 为电机摩擦转矩($\text{N} \cdot \text{m}$)；

T_L 为负载转矩($\text{N} \cdot \text{m}$)。

$$T_e = K_t * I_a \quad (2-4)$$

2.1.2 电机摩擦模型

$$T_f = \begin{cases} T_e \omega_m = 0 \text{ 并且 } |T_e| < T_s \\ T_s * \text{sgn}(T_e) \omega_m = 0 \text{ 并且 } |T_e| \geq T_s \\ B_v * \omega_m + T_s * \text{sgn}(\omega_m) & \omega_m = 0 \end{cases} \quad (2-5)$$

式中： T_s 为电机最大静摩擦力矩($\text{N} \cdot \text{m}$)；

B_v 为黏性摩擦系数；

ω_m 为电机转速(rad/s)。

2.1.3 传动系统模型

(1) 涡轮蜗杆

$$T_e - T_f - T_L = J_m * \frac{d\omega_m}{dt} \quad (2-6)$$

$$\theta_s = \frac{\theta_m}{i} \quad (2-7)$$

式中： θ_s 为蜗轮转角(rad)；

i 为蜗轮蜗杆机构传动比。

$$x = \frac{\theta_s}{2\pi} * S = \frac{\theta_m}{2\pi i} * S \quad (2-8)$$

式中： x 为由螺母转角换算所得的直线位移(mm)；

S 为滚珠丝杠导程(mm)。

(2) 滚珠丝杆

$$\Delta x = x - x_s \quad (2-9)$$

式中： x_s 为丝杠的直线位移(mm)；

Δx 为丝杠相对于螺母的直线距离(mm)。

$$x_s = x_c + x_g \quad (2-10)$$

式中： x_c 为摩擦片的变形量(mm)；

x_g 为丝杠的制动间隙(mm)。

$$F_d = M * \Delta \ddot{x} + K_e * \Delta \dot{x} + B_e * \Delta \dot{x} \quad (2-11)$$

式中： F_d 为滚珠丝杠驱动力(N)；

M 为丝杠的等效质量(kg)；

K_e 为丝杠的等效轴向刚度；

B_e 为丝杠的阻尼系数。

2.1.4 制动盘模型

$$F_c = 1050 * x_c^3 + 20160 * x_c^2 + 156 * x_c \quad (2-12)$$

式中： F_c 为摩擦片压力(N)。

$$T_n = \frac{F_c * S}{2\pi} \quad (2-13)$$

式中： T_n 为作用在滚珠丝杠上的驱动转矩、蜗轮负载转矩(N·m)。

$$T_L = \frac{T_w}{i * \eta} \quad (2-14)$$

式中： T_w 为蜗轮驱动转矩(N·m)；

η 为蜗轮传动效率。

$$T_w = i * \eta * T_L - F_d * \frac{S}{2\pi} + T_n \quad (2-15)$$

$$T_b = 2 * F_c * \mu_b * R_b \quad (2-16)$$

式中： T_b 为制动器的输出力矩(N·m)；

μ_b 为车轮制动器的制动垫块摩擦因数；

R_b 为制动盘的有效半径(m)。

2.2 四轮车辆模型

由于车辆制动问题有很强的非线性和不确定性^[49]，真实的车轮动力学模型很难获得，为了简化问题，我们研究四轮车辆模型，如图 2-3 所示。

基于传统的汽车行驶动力学模型，由图 2-3 所示的车辆受力分析，建立非线性动力学方程^[50]。

$$\dot{\omega}_i = \frac{-T_{bi} + F_{xi} \cdot R_i}{J_i} \quad (2-17)$$

式中： $\omega_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 分别表示前左，前右，后左，后右车轮的角速度(rad/s)；

$T_{bi} (i = 1, 2, 3, 4)$ 分别是四个车轮的制动扭矩；

$F_{xi} (i = 1, 2, 3, 4)$ 分别代表四个车轮所受到的纵向力(N)；

$R_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 分别是四个车轮半径，且假设 $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$ ；

$J_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 分别是四个车轮的惯性矩($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)，且假设 $J_1 = J_2 = J_3 = J_4 = J$ 。

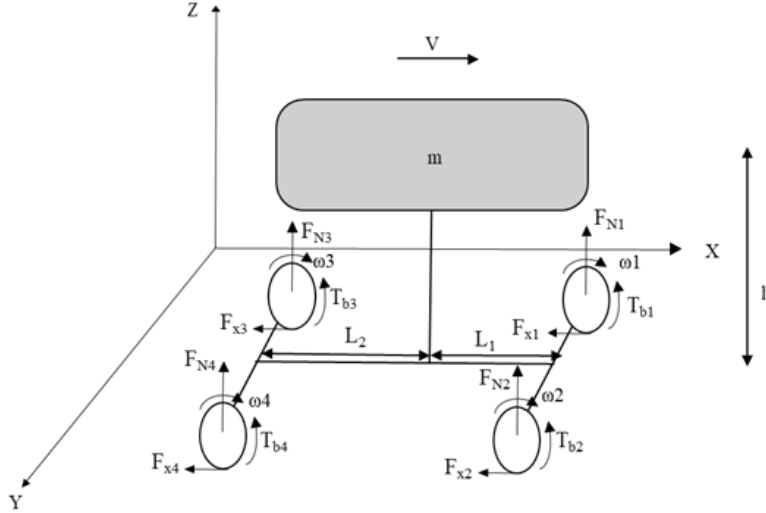


图 2-3 四轮车辆模型

$$F_{N1} = F_{N2} = \frac{m \cdot (L_2 \cdot g - a \cdot h)}{2L} \quad (2-18)$$

式中： F_{N1} 、 F_{N2} 表示前左、前右车轮所承受的正常载荷(N)^[14]；

m 为汽车的总质量(kg)；

L_2 表示汽车后轮轴到车辆质心的距离(m)；

g 为重力加速度(m/s^2)；

a 是纵向车辆加速度(m/s^2)；

h 为车辆质心的高度(m)；

L 为汽车前轮轴到后轮轴之间的距离(m)。

$$F_{N3} = F_{N4} = \frac{m \cdot (L_1 \cdot g + a \cdot h)}{2L} \quad (2-19)$$

式中： F_{N3} 、 F_{N4} 表示后左、后右车轮所承受的正常载荷(N)；

L_1 表示车前轮轴到车辆质心的距离(m)。

$$F_{xi} = F_{Ni} \cdot \mu(\lambda_i) \quad (2-20)$$

式中： $\mu(\lambda_i)$ 是道路轮胎附着力系数，它是关于每个车轮滑移率 λ_i 的函数。

$$\beta = \frac{F_{x1}+F_{x2}}{F_{x1}+F_{x2}+F_{x3}+F_{x4}} \quad (2-21)$$

式中： β 是汽车制动力分配系数。

$$\dot{V} = a = -\frac{F_{x1}+F_{x2}+F_{x3}+F_{x4}}{m} \quad (2-22)$$

式中： V 是纵向车辆速度(m/s)。

汽车行驶时，车轮滑移率 λ_i 被定义为：

$$\lambda_i = \frac{V - \omega_i \cdot R_i}{V} \quad (2-23)$$

对 λ 求一阶导数，有：

$$\dot{\lambda}_i = \frac{-\dot{\omega}_i \cdot R + (1 - \lambda_i) \dot{V}}{V} \quad (2-24)$$

将(2-17)~(2-21)式代入(2-23)式中，并化简得出下式：

$$\dot{\lambda}_i = -\frac{1}{V} \left(\frac{F_{xi} \cdot R^2}{J} \right) - \frac{1}{V} (1 - \lambda_i) \cdot \mu(\lambda_i) \cdot g + \frac{R}{JV} \cdot T_{bi} \quad (2-25)$$

在实际车辆制动过程中，滑移率 λ 应控制在最佳滑移率 $\lambda_d=0.2$ ^[51]，对应于峰值粘着系数 μ_{max} ，以最大限度地利用地面粘着。然而，制动力受道路环境的影响。许多经验表达式和分析表达式已发展出道路轮胎摩擦系数 $\mu(\lambda)$ 。在本文中，我们使用了魔术公式(MF)模型，其给出如下。

$$\mu(\lambda) = D \sin\{C \cdot \arctan[B\lambda - E(B\lambda - \arctan(B\lambda))]\} \quad (2-26)$$

其中， B 是刚度系数， C 是形状系数， D 是峰值， E 是曲率系数。这些系数取决于道路条件，本文选择干混凝土路面和湿沥青路面两种情况进行模拟分析。两种路面参数分别为，干混凝土路面： $B=6.0$ ， $C=2.2$ ， $D=0.9$ ， $E=0.98$ ；湿沥青路面： $B=6.0$ ， $C=2.1$ ， $D=0.78$ ， $E=0.8$ 。

由图 2-4 可知，最佳滑移率约为 0.2，也是 ABS 控制器的最佳控制目标。

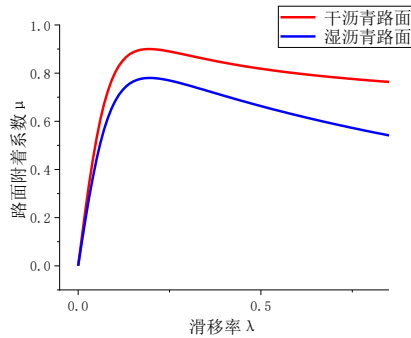


图 2-4 附着系数与滑移率关系

2.3 模型参数

针对我们所研究的线控制动系统和四轮车辆模型，公式中所涉及的主要参数如表 2-1 所示：

表 2-1 驱动电机参数表

符号	参数	取值
R_a	电枢电阻	35Ω
L_a	电枢电感	$0.0045H$
K_t	转矩系数	1300
J_m	电机转动惯量	$1.15kg\cdot m^2$
J_w	蜗轮转动惯量	$2.67kg\cdot m^2$
T_s	最大静摩擦力矩	$1000N\cdot m$
B_v	黏性摩擦系数	0.2
i	蜗轮蜗杆传动比	10
S	滚珠丝杆导程	20mm
η	蜗轮传动效率	0.8
x_g	制动间隙	0.2mm
M	丝杠等效质量	20kg
K_e	丝杠等效轴向刚度	550
B_e	丝杠阻尼系数	100
μ_b	制动垫块摩擦因数	0.6
R_b	制动盘有效半径	0.15

表 2-2 车辆模型参数表

符号	参数	取值
m	汽车总质量	1298kg
J	车轮惯性矩	$2.23kg\cdot m^2$
g	重力加速度	$9.8m/s^2$
R	车轮半径	0.305m
L_1	车前轮轴到车辆质心的距离	1.04m
L_2	车后轮轴到车辆质心的距离	1.65m
L	前轮轴到后轮轴之间的距离	2.69m
h	车辆质心的高度	0.533m

2.4 本章小节

为了验证汽车线控制动系统控制策略，了解四轮汽车制动时本文所设计的控制器如何单独控制四个车轮制动器，以达到汽车安全驾驶的目的。本章首先建立了电子机械线控制动器模型，接着建立四轮车辆动力学模型，并给出了相应模型

的参数，为后续各种控制器设计工作提供了可靠的实验数据。

第 3 章 基于滑移率的汽车线控制动系统控制策略研究

汽车行驶过程中轮胎力的影响因素有很多，其中车轮滑移率的影响较为明显，车辆轮胎的纵向力和侧向力可以通过车轮滑移率进行控制^[52]。并且车轮滑移率计算只需知道车辆速度以及车轮轮速即可^[53]，正因为计算方便，在汽车动力学控制方面常常将车轮滑移率作为被控变量。轮胎滑移率的控制问题直接影响着车辆的安全驾驶和制动效能，因此，提出一种基于轮胎滑移率的线控制动系统控制方案^[54]。

3.1 无控制器的汽车线控制动系统研究

在本小节中，我们通过 MATLAB/Simulink 模块对该车辆系统所设计的电子机械制动器进行验证。我们将分析所设计的线控制动器在干混凝土路面以及湿沥青路面下的制动性能。

根据第 2 章所给的公式，在 MATLAB/Simulink 模块中搭建了 EMB 系统模型和四轮车辆仿真模型，如图 3-1 和 3-2 所示，进行仿真分析，进一步分析所设计的线控制动系统是否满足车辆的真实制动情况。

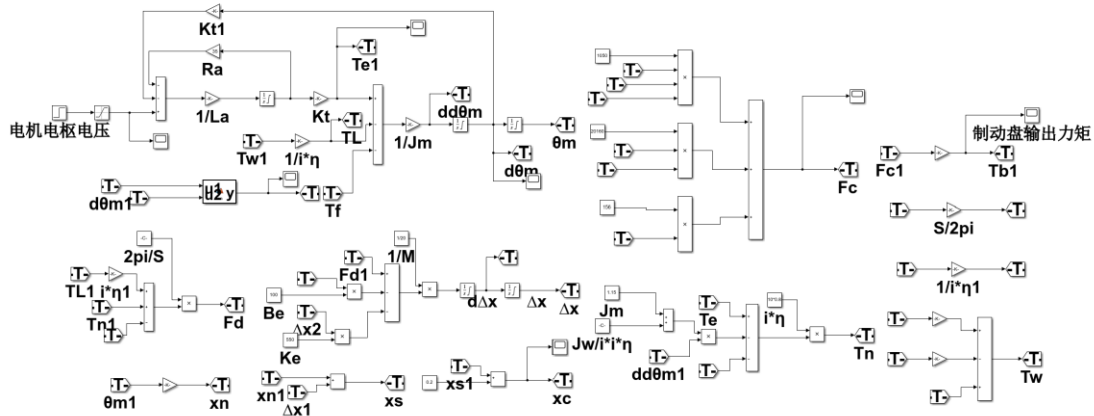


图 3-1 EMB 系统模型

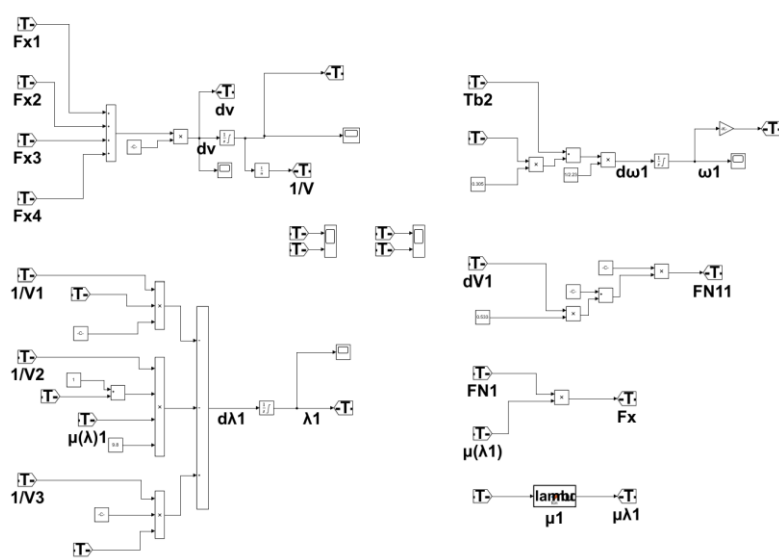


图 3-2 四轮车辆模型

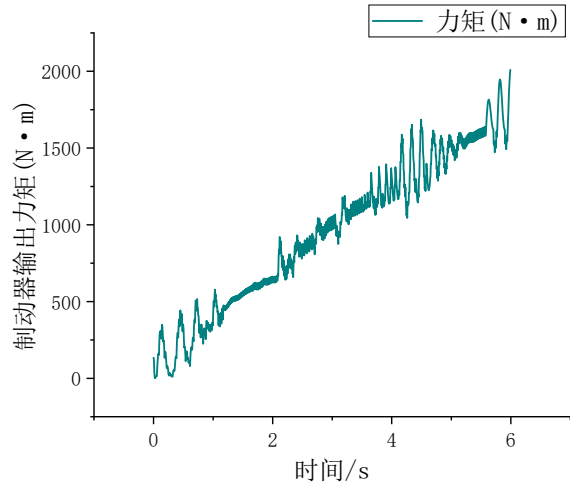


图 3-3 EMB 系统输出力矩曲线

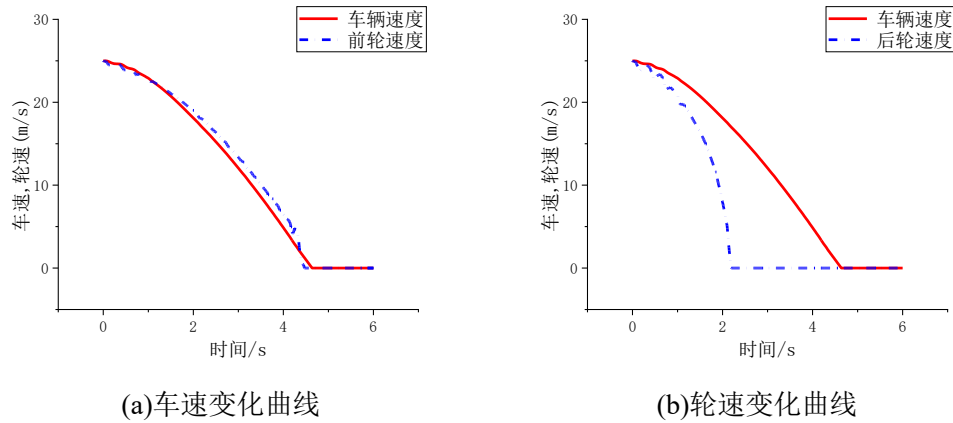


图 3-4 干混凝土路面仿真曲线

首先，我们给驱动电机输入 12V 的电枢电压，并假设车辆模型初始速度为 25m/s，对无控制器的四轮车辆模型进行了仿真研究。所设计的线控制动系统输

出力矩由下图 3-3 所示,汽车在干混凝土路面和湿沥青路面下的前轮和后轮速度(轮速和车速)和车轮滑移率的变化曲线,如图 3-4, 3-5 及 3-6, 3-7 所示。

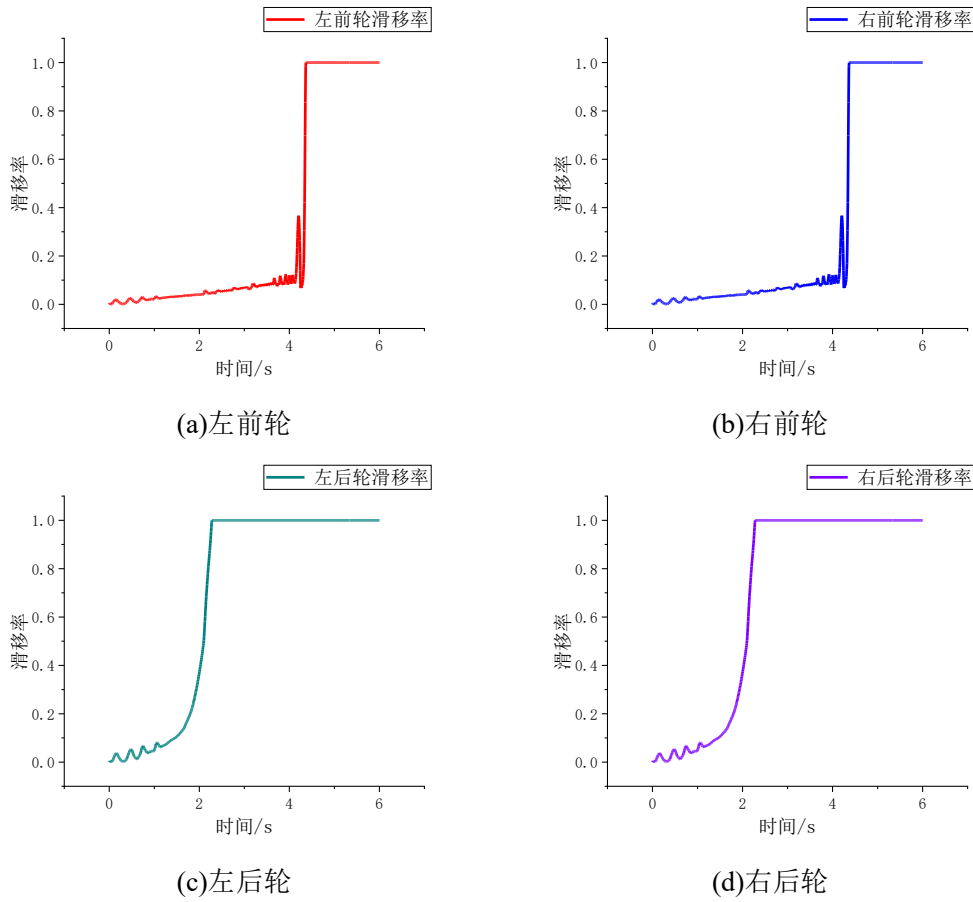


图 3-5 干混凝土路面车轮滑移率变化曲线

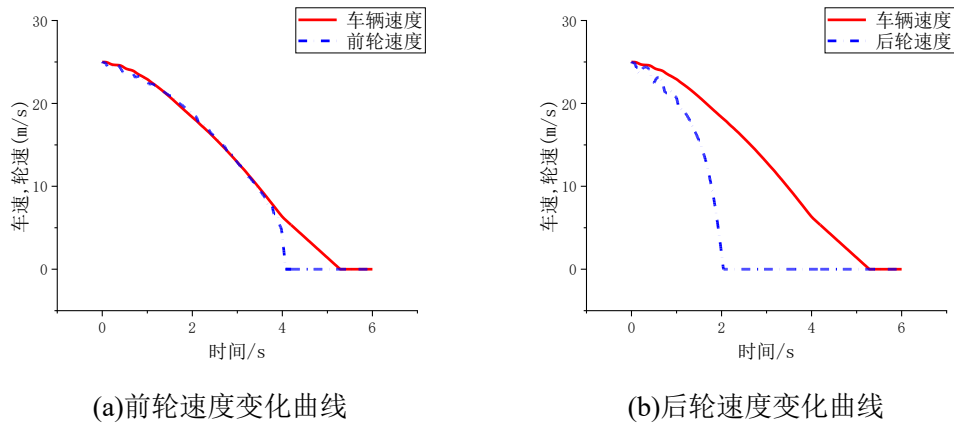


图 3-6 湿沥青路面仿真曲线

由仿真图可以看出,不管是在干混凝土路面上行驶还是在湿沥青路面上行驶,后轮都先于前轮抱死^[55]。而在实际汽车制动过程中,后轮先抱死相对安全^[56]。但汽车的后轮抱死,轮胎将失去最大制动摩擦力,必定会造成车辆侧滑。

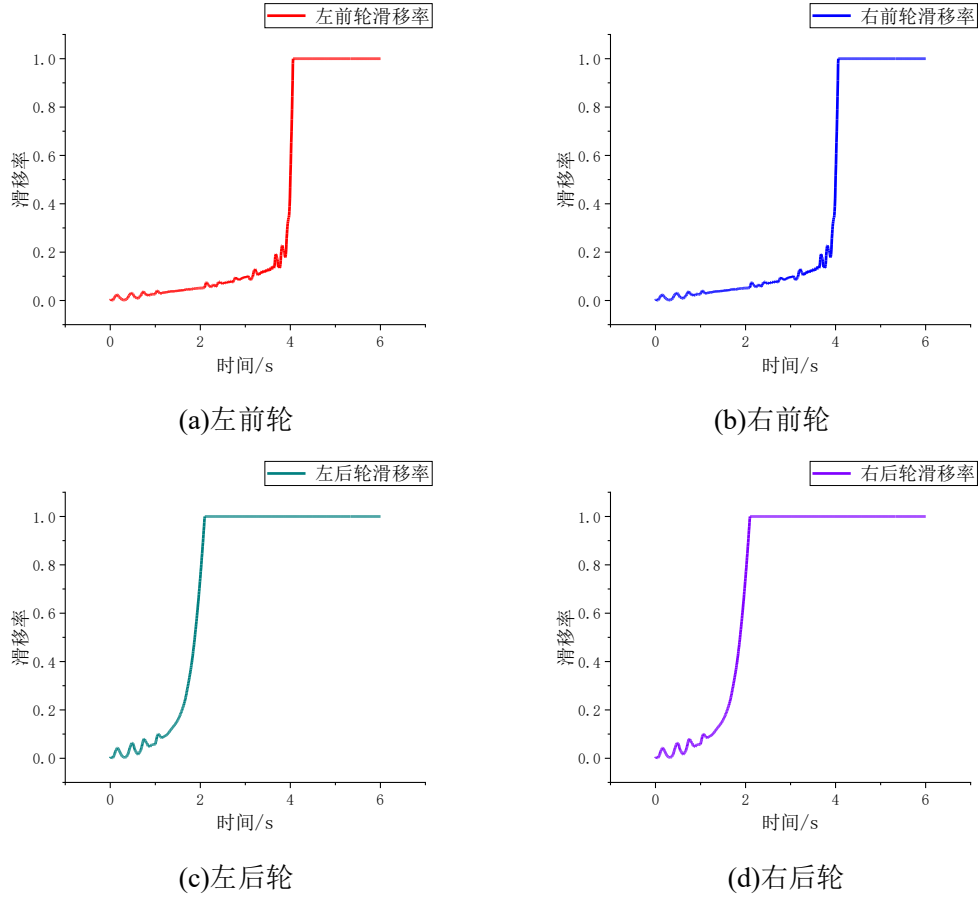


图 3-7 湿沥青路面车轮滑移率变化曲线

所以我们应该避免后轮过早的抱死^[57]，这里用所设计的线控制动系统得到制动器的前轮制动力矩，而后轮所需制动力由理想的前后轮制动器制动力分配曲线得到，公式如下：

$$F_{\mu 2} = \frac{1}{2} * \left[\frac{G}{h_g} * \sqrt{b^2 + \frac{4 * h_g * L}{G} * F_{\mu 1}} - \left(\frac{G * b}{h_g} + 2 * F_{\mu 1} \right) \right] \quad (3-1)$$

由理想前后轮制动器制动力分配曲线得到汽车后轮制动器摩擦片压力，进而得到后轮制动力矩，如图 3-8 所示。将其输入车辆模型中，得到汽车在干混凝土路面和湿沥青路面下的前轮和后轮速度(轮速和车速)和车轮滑移率的变化曲线，如图 3-9，3-10 及 3-11 所示。

由上述仿真图所示，在干混凝土路面和湿沥青路面下，其后轮轮心速度都可以很好地跟随住车辆速度，后轮滑移率能稳定在 0.2 附近，该分配方式可以很好地控制汽车后轮滑移率。

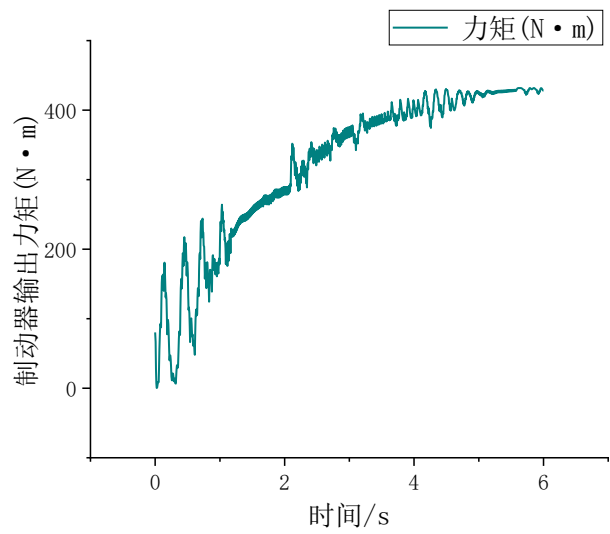
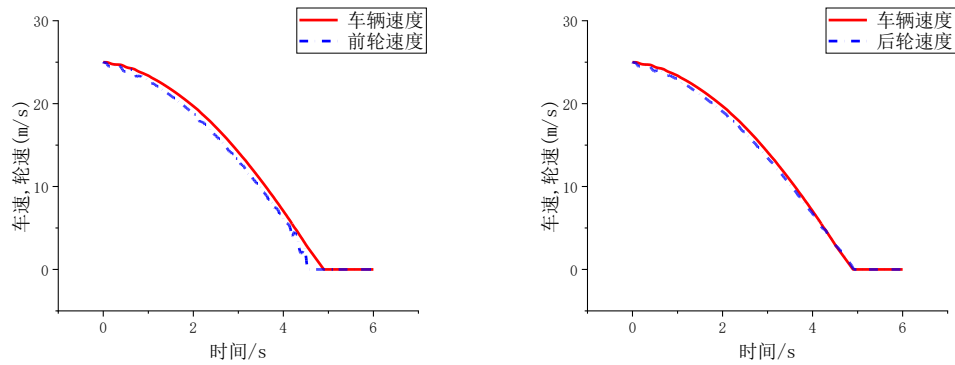


图 3-8 EMB 系统后轮输出力矩曲线



(a)前轮速度变化曲线 (b)后轮速度变化曲线

图 3-9 理想制动力情况下仿真曲线

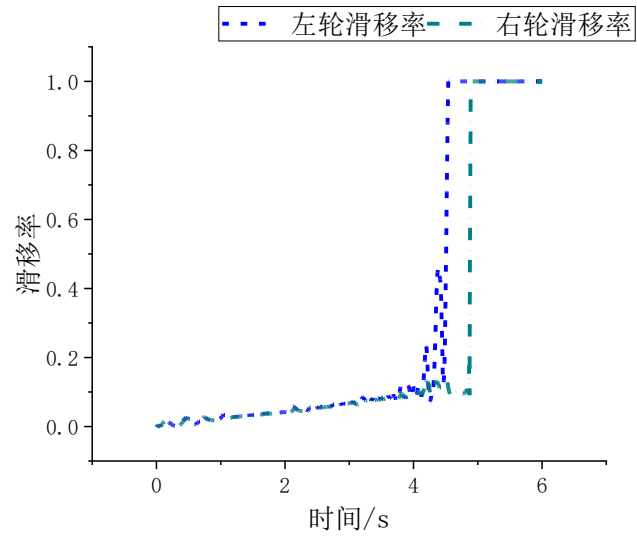


图 3-10 理想制动力情况下干混凝土路面车轮滑移率变化曲线

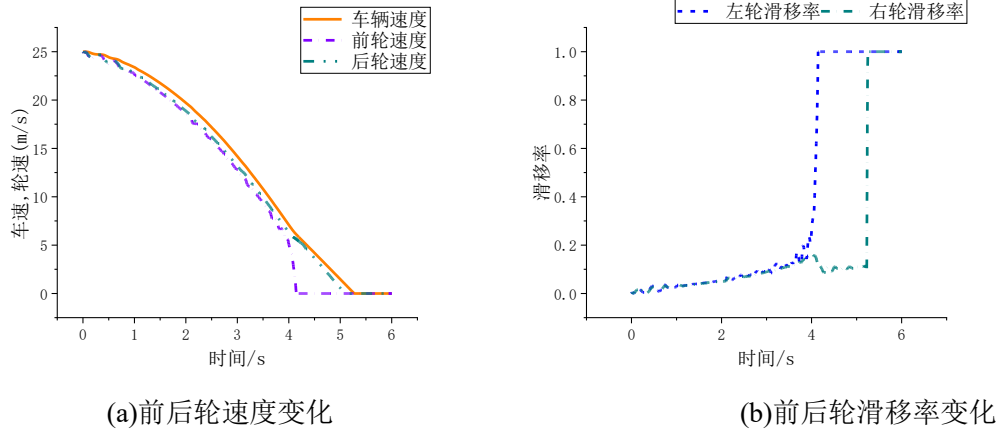


图 3-11 理想制动力情况下湿沥青路面仿真曲线

3.2 汽车线控制动系统滑模控制研究

滑模控制器本质是引入了所谓的“滑模面”概念作为新的状态变量，重新构造李雅普诺夫函数 $V(x)$ ，使得新的李雅普诺夫函数随时间而趋近于零^[58]。

针对一种过程不连续的非线性系统，可以应用滑模控制去解决这种控制过程中的不连续性^[59]。滑模控制相比较其它非线性控制方法有所不同，滑模控制主要针对非线性系统的“结构”不稳定问题^[60]，这种非线性系统在动态变化过程中，能够根据系统当前的状态来选择合适的滑模控制律，使系统进入滑动领域。并且在设计滑模控制律时，不考虑系统所受扰动^[61]。

针对滑模控制器的特性，其设计的关键步骤有两个^[62]，首先就是要根据该非线性系统设计合适的滑模面 s ，能够使系统的状态在有限时间内可以沿滑模面以指数速度趋向于 0。第二点就是设计趋近律，寻找滑模面 s 与控制律 u 之间的关系，以保证滑模面 s 能够趋近于 0。

通过设计一种新型滑模控制器，使车轮滑移率在尽可能短的时间内控制在 0.2。设车轮滑移率期望值为 λ_d ，则滑移率误差公式为：

$$x(t) = \lambda - \lambda_d \quad (3-2)$$

3.2.1 滑模面设计

对于传统的线性滑模面来说，其公式表示为：

$$s(x, t) = K \cdot x(t) \quad (3-3)$$

其中, $K>0$ 。传统滑模控制的系统响应可分为两部分: 到达模式和滑动模式^[63]。其鲁棒性仅存在于滑模阶段, 即如果 $x(t)$ 到达滑模面, 则 s 在有限时间内趋向于 0, 而如果 $x(t)$ 未到达滑模面, 那么最终 s 会收敛于一个时变的量, 因此无法确保鲁棒性能。与传统的滑模控制相比, 全局滑模控制具有很强的鲁棒性。全局滑模控制设计的关键就是在滑模切换函数中引入了非线性函数, 从而消除了控制系统的到达模式^[64]。

对于非线性全局滑模面来说, 其公式表示为:

$$s(x, t) = K \cdot x(t) + f(t) \quad (3-4)$$

函数 $f(t)$ 能够保证系统的滑模运动在开始时位于滑动表面上, 它可以将任意状态空间中的系统状态直接驱动到滑动表面^[65]。为此, $f(t)$ 应满足以下条件:

$$f(0) = K \cdot x(0) \quad (3-5)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) \rightarrow 0 \quad (3-6)$$

$$|\dot{f}(t)| \leq M \quad (3-7)$$

式中: (3-5) 是表示滑模面的初始位置;

(3-6) 是保证滑模面的渐近稳定性;

(3-7) 是保证滑模面的存在性。 M 为大于零的任意正数。由以上三个条件可设 $f(t)$ 为:

$$f(t) = f(0) \cdot e^{-\eta t} \quad (3-8)$$

其中, $\eta>0$ 。由(3-8)可知, $f(t)$ 满足(3-5) (3-6) (3-7) 三个条件。

现将(3-8)代入(3-4)中, 可得 ABS 非线性全局滑模面为:

$$s(x, t) = K \cdot x(t) + f(0) \cdot e^{-\eta t} \quad (3-9)$$

将(3-8)代入(3-5)中, 有:

$$f(0) = K \cdot (\lambda_0 - \lambda_{d0}) \quad (3-10)$$

其中, λ_0 和 λ_{d0} 分别表示 λ 和 λ_d 的初始状态, 且 $\lambda_0=0$, 则对于(3-10), 有:

$$f(0) = -K \cdot \lambda_d \quad (3-11)$$

将(3-11)代入(3-9)中, 得到非线性全局滑模面函数为:

$$s(x, t) = K \cdot x(t) - K \cdot \lambda_d \cdot e^{-\eta t} \quad (3-12)$$

3.2.2 滑模控制律设计

在上一节中，我们针对该四轮车辆系统设计了一种全局滑模面 $s(x, t)$ ，且能保证系统的渐近稳定性。下面，我们将设计滑模控制律。

对于传统的等速趋近律，其公式表示为：

$$\dot{s}(x, t) = -\varepsilon \cdot \text{sgn}(s(x, t)) \quad (3-13)$$

对于传统的指数趋近律，其公式表示为：

$$\dot{s}(x, t) = -\varepsilon_1 \cdot \text{sgn}(s(x, t)) - \varepsilon_2 \cdot s(x, t) \quad (3-14)$$

其中， $\varepsilon > 0$ ， $\varepsilon_1 > 0$ ， $\varepsilon_2 > 0$ ， sgn 为符号函数。 $-\varepsilon_2 s(x, t)$ 是指数趋近项， ε_2 越大，趋近滑模面速度越大； $-\varepsilon_1 \text{sgn}(s)$ 是等速趋近项，是为了消除抖振。趋近律(3-14)将在系统的平衡点附近产生一定的抖振。系统状态无法最终收敛到平衡点，这意味着滑移率最终无法达到预期值^[66]。主要原因分析如下：当系统的状态达到滑模面时， $s(x, t)$ 非常小，(3-14)中的第一项 $\varepsilon_1 \text{sgn}(s(x, t))$ 起主要作用。但它只是一个常数，不能保证系统的状态收敛到原点，惯性的影响会引起一定幅度的抖振。

为了更好地解决以上问题，我们设计了一种新的指数趋近律：

$$\dot{s}(x, t) = -\varepsilon_1 (\ln(1 + |\alpha_1 \cdot s(x, t)|)) \cdot |\alpha_2 \cdot s(x, t)| \cdot \text{sgn}(s(x, t)) - \varepsilon_2 \cdot s(x, t) \quad (3-15)$$

其中， $\alpha_1 > 0$ ， $\alpha_2 > 0$ 。

现对趋近律(3-15)进行分析，当系统状态未到达滑模面时， $s(x, t)$ 较大，此趋近律等同于(3-14)，并且由于引入了 $\ln(1 + |\alpha_1 \cdot s(x, t)|) \cdot |\alpha_2 \cdot s(x, t)|$ ，到达滑模面速度会更快。当系统状态到达滑模面附近时， $s(x, t)$ 较小， $\ln(1 + |\alpha_1 \cdot s(x, t)|)$ 趋向于 0，控制律的到达速度慢得多，这样惯性会相对(3-14)较小，意味着抖振显著减小。

在(2-24)式中， T_{bi} 即系统需要设计的控制量 u ，考虑滑模面 $s=0$ 及 $s \neq 0$ 两种情况，分别设计滑模等效控制量 u_1 和补偿不连续控制量 u_2 ^[67]。即：

$$u = u_1 + u_2 \quad (3-16)$$

当滑模面 $s=0$ 时，有：

$$u_1 = \frac{J}{R} \left[\frac{F_{xi} \cdot R^2}{J} + (1 - \lambda_i) \cdot \mu(\lambda_i) \cdot g - V \cdot \eta \cdot \lambda_d \cdot e^{-\eta t} \right] \quad (3-17)$$

当滑模面 $s \neq 0$ 时，有：

$$u_2 = \frac{J \cdot V}{R} * \dot{s}(x, t) \quad (3-18)$$

则系统滑模控制量 u 为:

$$u = u_1 + u_2 = \frac{J}{R} \left[\frac{F_{xi} \cdot R^2}{J} + (1 - \lambda_i) \cdot \mu(\lambda_i) \cdot g - V \cdot \eta \cdot \lambda_d \cdot e^{-\eta t} \right] + \frac{J \cdot V}{R} * \dot{s}(x, t) \quad (3-19)$$

3.2.3 仿真分析

在本节中，我们通过 MATLAB/Simulink 模块对该四轮车辆系统所设计的全局滑模控制方案进行验证。我们将比较传统滑模控制器，以及提出的非线性全局滑模控制器的制动性能，考虑到路面危险性，我们选择湿沥青路面环境进行控制器的验证工作。

接下来，我们首先选用传统的等速趋近律(3-13)来设计滑模控制器，并在 simulink 中成功搭建了控制器模型如图 3-12 所示：

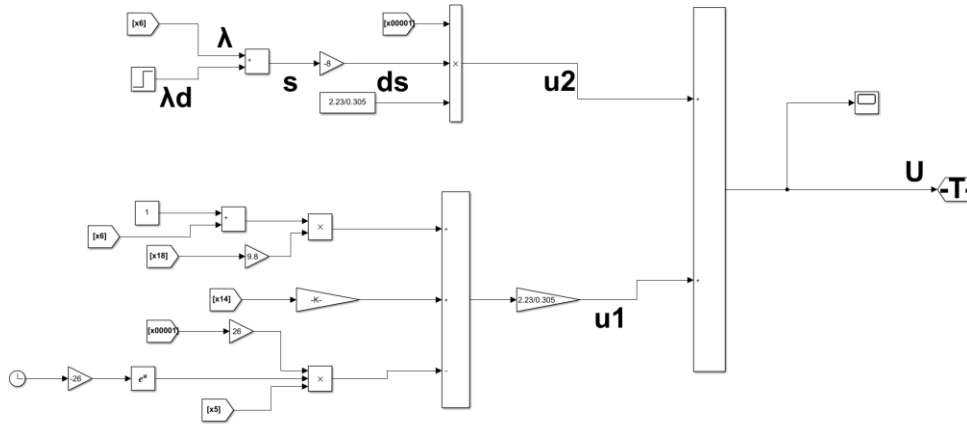


图 3-12 传统等速趋近律滑模控制器

针对设计的滑模面和趋近律，给出相应参数： $K=1$ ， $\varepsilon=8$ 。仿真结果如图 3-13 所示：

从图 3-13 可以看出，设计的传统等速趋近律滑模控制器在刚开始时车轮轮速会有一个小超调，并且虽然车轮滑移率可以跟踪到期望滑移率 λ_d ，但是其跟踪时间响应过长，响应时间接近 1s。总体来说，该控制器控制车轮滑移率效果不是太好。为此，引入传统指数趋近律滑模控制器，如图 3-14。其相关参数为： $K=1$ ， $\varepsilon_1=2$ ， $\varepsilon_2=8$ 。对其进行仿真，结果如图 3-15 所示：

从图 3-15 可以看出，设计的传统指数趋近律滑模控制器可以使车轮滑移率在短时间内跟踪到 0.2，可以很好的控制车轮滑移率，但是，滑移率曲线不平滑，说明在趋近期望滑移率过程中稳定效果不是太好。总体来说，该控制器控

制车轮滑移率效果也不是太好。

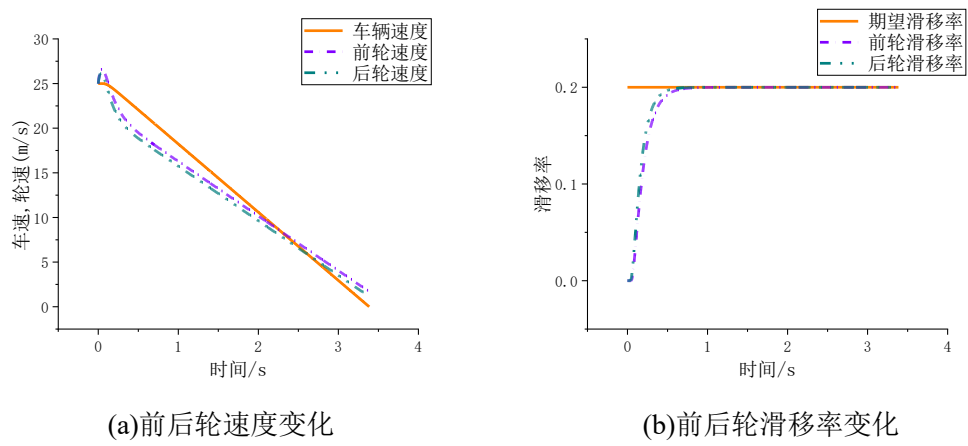


图 3-13 传统等速趋近律滑模控制器仿真曲线

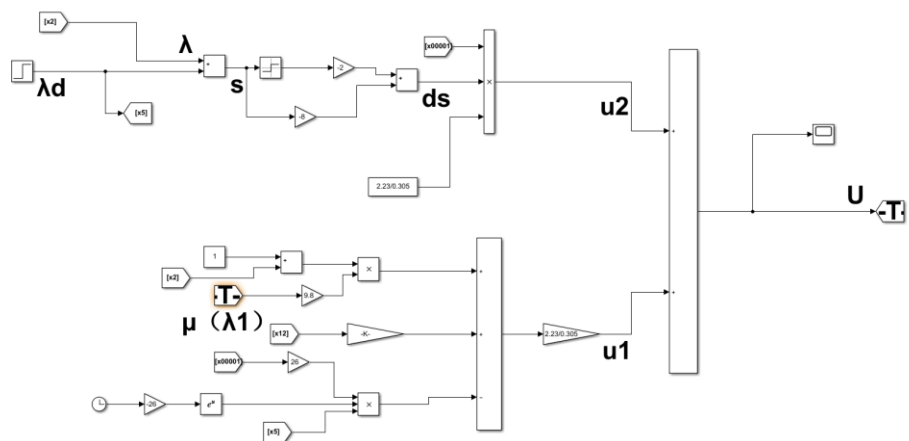


图 3-14 传统指数趋近律滑模控制器

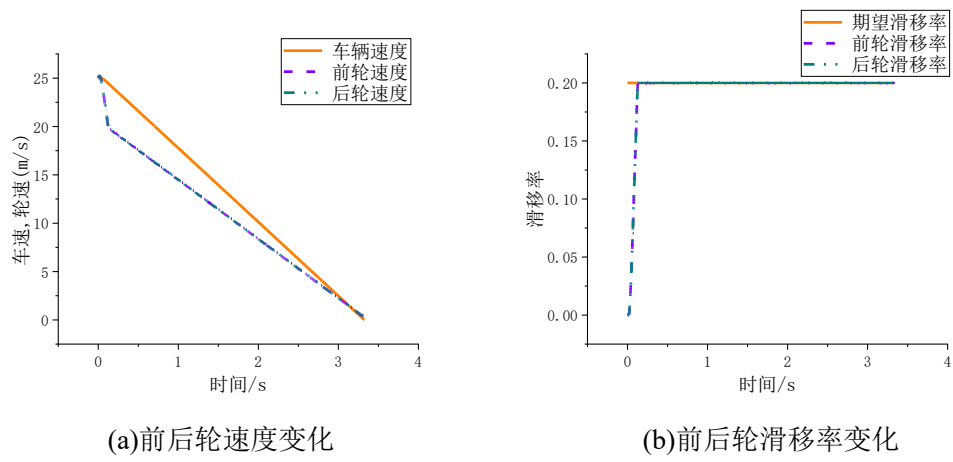


图 3-15 传统指数趋近律滑模控制器仿真曲线

最后，设计了一种新型指数趋近全局滑模控制器，相关参数为： $K=1$ ， $\varepsilon_1=0.1$ ， $\varepsilon_2=10$ ， $\eta=26$ ， $\alpha_1=100$ ， $\alpha_2=40$ 。控制器模型如图 3-16 所示，仿真结果如图 3-17 所示。

从 3-17 图中可以明显看出，新设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑，相对于传统指数全局滑模控制器来说，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。与其他控制器相比，所提出的新型全局滑模控制器具有更好的性能。它非常适合于控制汽车制动时的车轮滑移率，使其保持在 0.2。

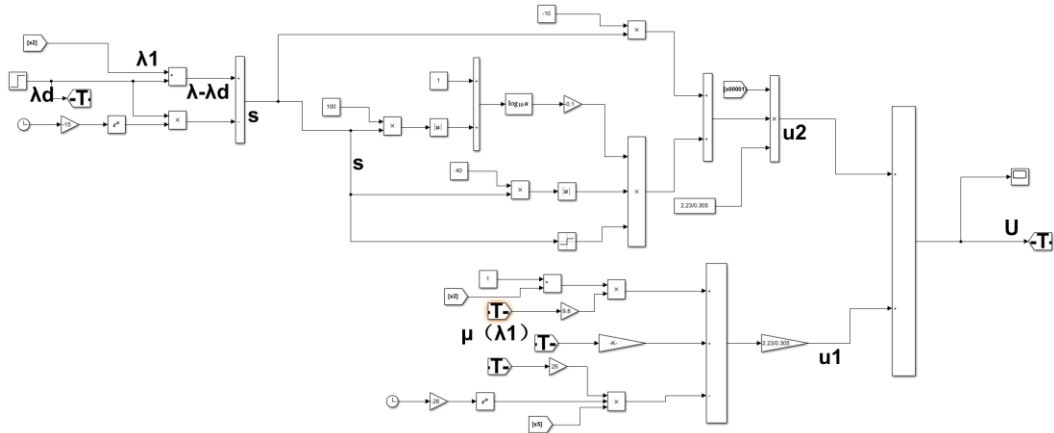


图 3-16 新型指数趋近全局滑模控制器

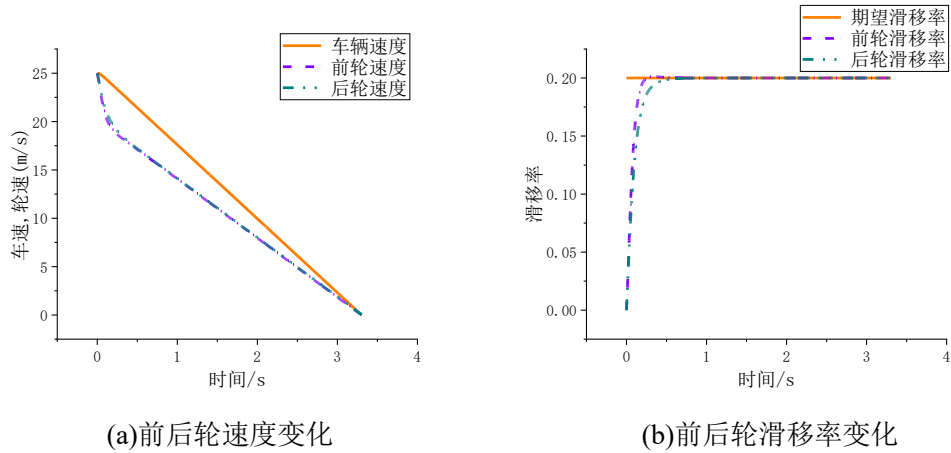


图 3-17 新型指数趋近全局滑模控制器仿真曲线

3.3 基于干扰观测器的车轮滑移率控制研究

考虑到四轮车辆模型在轮胎-道路摩擦系数和车轮滑移率之间存在显著的不确定性和未知关系^[68]，针对汽车制动系统的控制问题，在本节中提出了两种基于干扰观测器的车轮滑移率控制的方法。

3.3.1 车轮滑移率控制器设计

在本文 2.2 节中，建立了一种四轮车辆模型，为了便于设计干扰观测器，现

将(2-24)改写为以下模式^[69]:

$$\dot{\lambda}_i = \frac{u_i + d_i}{V} \quad (3-20)$$

$$u_i = \frac{R}{J} \cdot T_{bi} \quad (3-21)$$

$$d_i = -\left(\frac{F_{xi} \cdot R^2}{J}\right) - (1 - \lambda_i) \cdot \mu(\lambda_i) \cdot g \quad (3-22)$$

式中, u_i 表示名义上的控制输入, 实际控制输入仍为 T_{bi} ; d_i 表示扰动项, 主要包含未知的摩擦系数 μ 以及不确定的车辆参数, 分离出涉及控制输入 T_b 的项。

3.3.2 传统滑模面的干扰观测器控制研究

本节通过设计一种干扰观测器, 使用干扰观测器的连续控制来完全消除滑模控制器中的颤振问题^[70]。首先, 定义一个滑模面:

$$\sigma_i = \lambda_i - \lambda_d \quad (3-23)$$

对其微分, 结合(3-20), 得到:

$$\dot{\sigma}_i = \frac{1}{V} \cdot (u_i + d_i - V \cdot \dot{\lambda}_d) \quad (3-24)$$

同样的, 控制输入 u_i 写成:

$$u_i = u_{eqi} + u_{ni} \quad (3-25)$$

式中, u_{eqi} 被设计为:

$$u_{eqi} = V \cdot \dot{\lambda}_d - K_i \cdot \sigma_i \quad (3-26)$$

式中, $-K_i \cdot \sigma_i$ 是为了改善瞬态响应, K_i 是所需选择的参数。

u_{ni} 被设计为:

$$u_{ni} = -\hat{d}_i \quad (3-27)$$

式中, $\hat{d}_i$ 表示干扰项 d_i 的估计值, 表达式为:

$$\hat{d}_i = p_i + q_i \cdot \sigma_i \quad (3-28)$$

式中, q_i 是所需的正参数, p_i 是辅助变量, 该辅助变量在一定时间内被更新, 使得在足够长的时间之后, 干扰估计误差 $\tilde{d}_i = d_i - \hat{d}_i$ 位于零的小邻域内。 p_i 的更新法则为:

$$\dot{p}_i = -\frac{1}{V} \cdot q_i \cdot (u_{ni} + \hat{d}_i - K_i \cdot \sigma_i) \quad (3-29)$$

至此，第一种基于干扰观测器的控制输入项 u_i 为：

$$u_i = V \cdot \dot{\lambda}_d - K_i \cdot \sigma_i - \hat{d}_i \quad (3-30)$$

3.3.3 新型滑模面的干扰观测器控制研究

同样的，定义一个滑模面：

$$\sigma_i = V \cdot (\lambda_i - \lambda_d) \quad (3-31)$$

对其微分，结合(3-20)，得到：

$$\dot{\sigma}_i = u_i + d_i + \dot{V} \cdot \tilde{\lambda}_i - V \cdot \dot{\lambda}_d \quad (3-32)$$

式中， $\tilde{\lambda}_i = \lambda_i - \lambda_d$ 表示各车轮实际滑移率与期望滑移率之差。

同样的，控制输入 u_i 写成：

$$u_i = u_{eqi} + u_{ni} \quad (3-33)$$

式中， u_{eqi} 被设计为：

$$u_{eqi} = V \cdot \dot{\lambda}_d - \dot{V} \cdot \tilde{\lambda}_i - K_i \cdot \sigma_i \quad (3-34)$$

式中， $-K_i \cdot \sigma_i$ 同样是为了改善瞬态响应， K_i 是所需选择的参数。

u_{ni} 被设计为：

$$u_{ni} = -\hat{d}_i \quad (3-35)$$

式中， $\hat{d}_i$ 表示干扰项 d_i 的估计值，表达式为：

$$\hat{d}_i = p_i + q_i \cdot \sigma_i \quad (3-36)$$

式中， q_i 是所需的正参数， p_i 是辅助变量，该辅助变量在一定时间内被更新，使得在足够长的时间之后，干扰估计误差 $\tilde{d}_i = d_i - \hat{d}_i$ 位于零的小邻域内。 p_i 的更新法则为：

$$\dot{p}_i = -q_i \cdot (u_{ni} + \hat{d}_i - K_i \cdot \sigma_i) \quad (3-37)$$

至此，第二种基于干扰观测器的控制输入项 u_i 为：

$$u_i = V \cdot \dot{\lambda}_d - \dot{V} \cdot \tilde{\lambda}_i - K_i \cdot \sigma_i - \hat{d}_i \quad (3-38)$$

3.3.4 仿真分析

在本节中，我们通过 MATLAB/Simulink 模块对该四轮车辆系统所设计的基于干扰观测器的车轮滑移率控制方案进行验证。我们将比较传统滑模面，以及提出的新型滑模面的制动性能，考虑到路面危险性，我们仍然选择湿沥青路面环境进行控制器的验证工作。

我们首先选用传统的干扰观测器，由式(3-23)~(3-29)在 Simulink 中成功搭建了观测器模型如图 3-18 所示，给出相应参数： $K_1=250$ ， $K_2=250$ ， $K_3=150$ ， $K_4=150$ ， $q_1=900$ ， $q_2=900$ ， $q_3=700$ ， $q_4=700$ 。仿真结果如图 3-19 所示：

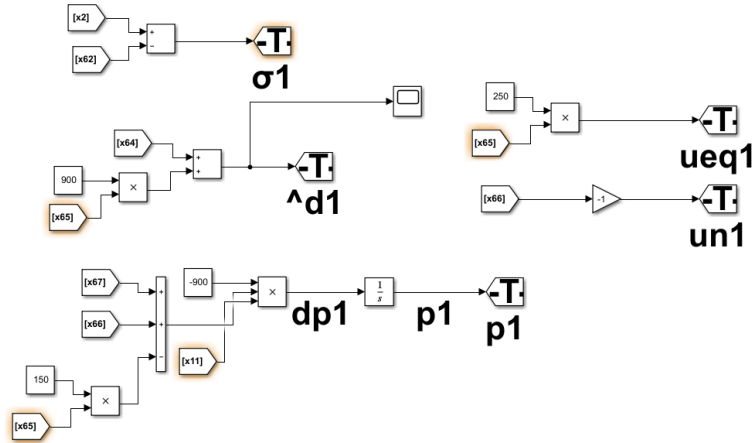


图 3-18 传统的干扰观测器

由图 3-19 所示，基于传统干扰观测器来控制车轮滑移率，虽然能够跟踪到期望滑移率，但是跟踪响应时间过长，并且制动时间并没有提升。所以使用传统干扰观测器控制车轮滑移率，其制动效果不是特别好。

接下来，我们选用新型的干扰观测器，由式(3-31)~(3-37)在 Simulink 中成功搭建了观测器模型如图 3-20 所示，给出相应参数： $K_1=250$ ， $K_2=250$ ， $K_3=150$ ， $K_4=150$ ， $q_1=1000$ ， $q_2=1000$ ， $q_3=700$ ， $q_4=700$ 。仿真结果如图 3-21 所示：

从图 3-21 中可以明显看出，新设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且具有较小的制动时间，相对于传统干扰观测器来说，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。

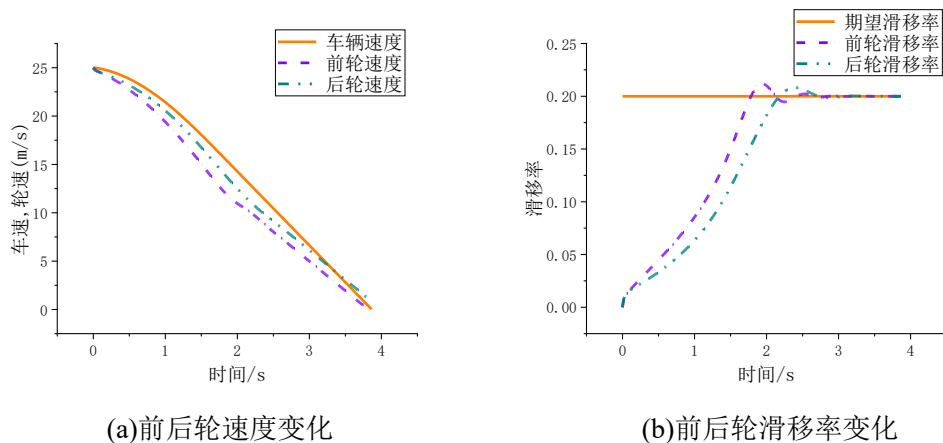


图 3-19 传统干扰观测器仿真曲线

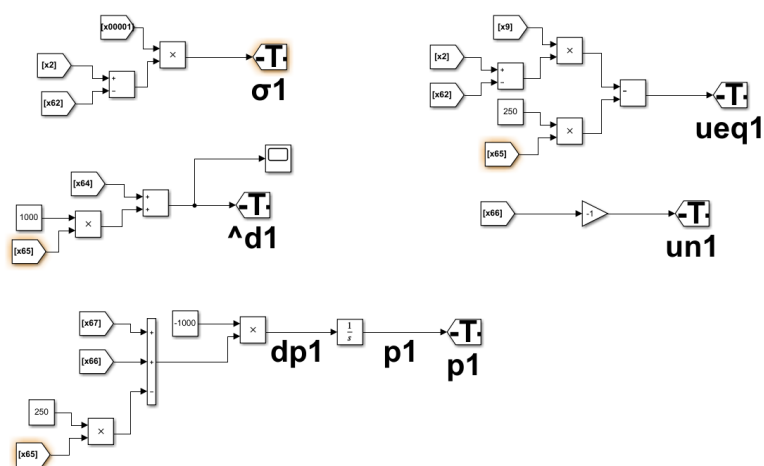


图 3-20 新型的干扰观测器

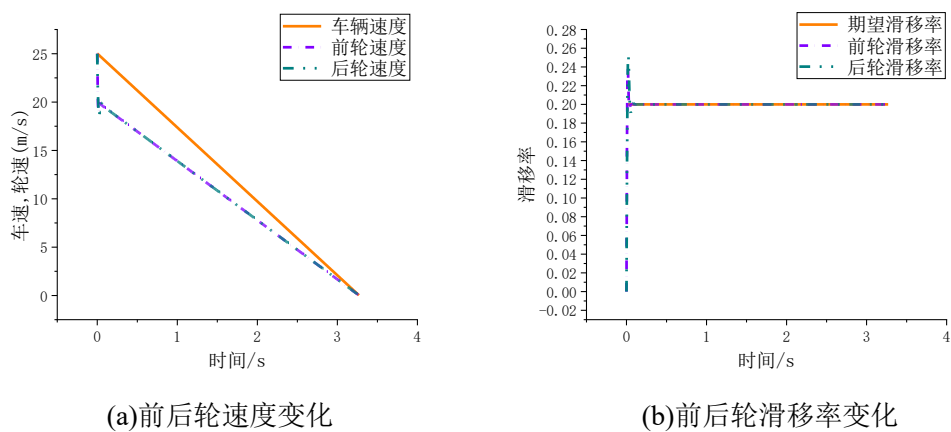


图 3-21 新型干扰观测器仿真曲线

3.4 本章小结

本章以滑移率为控制目标，采用滑模控制方法设计了一种线控制动系统控制策略，针对不同的路面情况，通过 MATLAB/Simulink 仿真得到结果。

首先，在 MATLAB/Simulink 模块中搭建了 EMB 系统模型和四轮车辆仿真模型，对无控制器的四轮车辆模型进行了仿真研究。其次，本文基于车轮滑移率设计了一种汽车制动系统全局滑模控制器。为了系统的状态轨迹能够在极短的时间内驱动到滑模表面，并保持在滑模表面上，设计了一种新的指数趋近律。根据滑模面状态不同，设计了滑模等效控制量和补偿不连续控制量。接着，提出了一种基于干扰观测器的车轮滑移率控制的方法，使用干扰观测器的连续控制来完全消除滑模控制器中的颤振问题。最后，针对设计的控制器，在 MATLAB/Simulink 中仿真得到相应的结果。

第 4 章 基于麻雀优化算法的 BBW 制动力分配策略

学者们对于制动力分配作了大量的工作，本文在已有的制动力分配策略上，通过麻雀优化算法去求解滑移率方程，进而得到前后轮最优制动力分配曲线^[71]。本章设计了一种改进的麻雀优化算法，将混沌映射集成到标准麻雀算法中，以便通过防止算法陷入局部最优状态。通过改进的麻雀优化算法计算出在不同的制动强度下，前后车轮理想的滑移率分布曲线，进而得到前后轮所需制动力。

4.1 麻雀搜索算法

4.1.1 传统的麻雀搜索算法

麻雀算法主要引入发现者-加入者数学模型，并加入意识到危险的麻雀位置更新公式。假设存在 D 维搜索空间，在 D 维空间内随机分布着 N 只麻雀，那么第 i 只麻雀在 D 维搜索空间中的位置为 $X_i = [x_{i1}, \dots, x_{ij}, \dots, x_{iD}]$ ， x_{id} 表示第 i 只麻雀在 d 维度中的位置。所有麻雀在 D 维检索空间中的位置可以表示为^[72]：

$$\begin{bmatrix} x_{11} & \cdots & x_{1D} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{N1} & \cdots & x_{ND} \end{bmatrix} \quad (4-1)$$

本文规定发现者占麻雀总数的 20%，发现者的位置更新公式如(2-2)所示：

$$x_{i,j}^{t+1} = \begin{cases} x_{i,j}^t \times \exp(-\frac{i}{\alpha \cdot iter_{max}}), & R_2 < ST \\ x_{i,j}^t + Q \cdot L, & R_2 \geq ST \end{cases}, \quad (4-2)$$

式中： $x_{i,j}^t$ 表示种群中第 t 代中第 i 只麻雀在第 j 维的位置，并且 $i=1, \dots, N$ ， $j=1, \dots, D$ ， $t=1, \dots, iter_{max}$ 。 $iter_{max}$ 为最大迭代次数；

α ， Q 均为(0,1]之间的随机数；

L 表示大小为 $1 \times D$ ，元素均为 1 的矩阵；

$R_2 \in (0,1]$ ， $ST=0.8$ 分别表示预警值和安全阈值。

从式中可以看出，当 $R_2 > ST$ 时，表明部分麻雀已发现危险，此时发现者值收敛应向安全位置移动，即发现者按正态分布随机移动到当前位置附近。而当 R_2

$<ST$ 时, 表明当前环境不存在危险, 发现者可以进行大范围的搜索操作, 随着种群代数的增加, $\exp(-\frac{i}{\alpha \cdot iter_{max}})$ 项的取值范围将随之减少, 取值的分布将变得较为均匀, 即对应到麻雀个体的每一维上的值都将减少^[73]。

在 $R_2 > ST$ 时, 为了加速发现者向安全位置移动, 在原式基础上加入更新系数, 改进的发现者位置更新公式如下式所示:

$$x_{i,j}^{t+1} = \begin{cases} x_{i,j}^t \times \exp(-\frac{i}{\alpha \cdot iter_{max}}), & R_2 < ST \\ x_{i,j}^t + P \cdot R_2 \cdot (I - x_{i,j}^t), & R_2 \geq ST \end{cases} \quad (4-3)$$

式中: $P \times R_2$ 为更新系数, 具体表达式为:

$$P = (-\frac{i}{iter_{max}}), R_2 \text{ 为 } (0,1] \text{ 内的随机数, } I = rand(1, dim) \cdot (ub - lb) + lb。$$

种群中除去发现者, 剩余麻雀均为加入者。加入者的位置更新描述如下:

$$x_{i,j}^{t+1} = \begin{cases} Q \times \exp(\frac{x_{worst} - x_{i,j}^t}{i^2}), & i > \frac{N}{2} \\ x_{pj}^{t+1} + |x_{i,j}^t - x_{pj}^{t+1}| \cdot A^+ \cdot L, & otherwise \end{cases} \quad (4-4)$$

式中: x_{worst} 表示第 t 次迭代时麻雀在第 j 维的最差位置;

x_{pj}^{t+1} 表示种群第 $t+1$ 次迭代时麻雀在第 j 维的最优位置;

A 表示一个各元素为 1 或 -1 的一行多维矩阵, 且 $A^+ = A^T \cdot (AA^T)^{-1}$ 。

当 $i > \frac{N}{2}$ 时, 表明该加入者处于十分饥饿的状态, 利用一个 $(0,1]$ 分布随机数与以自然对数为底指数函数的积, 表示加入者获取更多的能量。当 $i \leq \frac{N}{2}$ 时, 其过程可解释为在当前最优位置附近随机找到一处位置, 且每一维据最优位置方差较小, 值较为稳定。

在麻雀种群中, 意识到危险的麻雀数量占总数的 20%, 其位置是随机产生的, 位置更新公式如下:

$$x_{i,j}^{t+1} = \begin{cases} x_{best}^t + \beta \cdot |x_{i,j}^t - x_{best}^t|, & f_i > f_g \\ x_{i,j}^t + K \cdot \frac{x_{i,j}^t - x_{worst}^t}{(f_i - f_w) + \varepsilon}, & f_i = f_g \end{cases} \quad (4-5)$$

式中: x_{best}^t 是当前的全局最优位置;

β 表示步长控制参数;

K 表示麻雀的移动方向, 是一个随机数, 数值范围是 $[-1,1]$;

E 代表避免出现分母为 0, 取值为无穷小;

F_i 表示第 i 只麻雀在空间中的适应度值；

f_g 和 f_w 分别是当前麻雀种群的最优和最差适应度值。即当预警麻雀处于当前最优位置($f_i = f_g$)，则会逃离至自身附近的位置，即麻雀会及时靠近其他麻雀。如果预警麻雀不是位于当前最优位置，将转移到当前最优位置附近。

4.1.2 重心反向学习的种群初始化

本小节将重心反向学习应用到麻雀算法的种群初始化中，其数学表达式为^[74]：

$$M = \frac{x_1 + \dots + x_N}{N} \quad (4-6)$$

式中： $x_1 \dots x_N$ 为 D 维搜索空间中带有质量的 N 个点；

M 为整体重心。则：

$$M_j = \frac{\sum_{j=1}^D x_{i,j}}{N}, i = 1, \dots, N \quad (4-7)$$

若一个离散均匀的整体的重心为 M ，则 M 中某一点 x_i 的反向点定义为：

$$\bar{x}_i = 2 \times M - x_i, i = 1, \dots, N \quad (4-8)$$

反向点存在于一个具有动态边界的搜索空间记为 $x_{i,j} \in [a_j, b_j]$ ，动态边界的表达式为：

$$a_j = \min(x_{i,j}), b_j = \max(x_{i,j}) \quad (4-9)$$

如果 $\bar{x}_{i,j} \notin [a_j, b_j]$ ，则 $\bar{x}_{i,j}$ 由以下公式更新：

$$\bar{x}_{i,j} = \begin{cases} a_j + \text{rand}(0,1) \times (M_j - a_j), & \bar{x}_{i,j} < a_j \\ M_j + \text{rand}(0,1) \times (b_j - M_j), & \bar{x}_{i,j} > b_j \end{cases} \quad (4-10)$$

4.2 基于混沌映射的麻雀搜索算法

混沌被定义为简单确定性系统产生的数学随机性^[75]。使用混沌数代替生成随机数在许多领域非常流行。其中一个领域是优化。随机性在随机优化算法中的作用是通过混沌动力学来实现的^[76]。

4.2.1 混沌映射

麻雀搜索算法的收敛特征可以取决于在算法执行期间应用于各种参数的随

机数序列^[77]，本文通过使用混沌映射初始化麻雀算法的种群，下面将介绍十组混沌映射。

(1) Logistic 映射

Logistic 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = K \cdot x_n \cdot (1 - x_n) \quad , K = 3.8 \quad (4-11)$$

(2) Chebyshev 映射

Chebyshev 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = \cos(K \cdot (\cos(x_n))^{-1}) \quad , K = 4 \quad (4-12)$$

(3) Circle 映射

Circle 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = \text{mod}(x_n + b - \frac{a}{2 \cdot \pi} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot x_n), 1) \quad , a = 0.5, b = 0.2 \quad (4-13)$$

(4) Cubic 映射

Cubic 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = K \cdot x_n \cdot (1 - x_n^2) \quad , K = 2.3 \quad (4-14)$$

(5) Iterative 映射

Iterative 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = \sin(\frac{a \cdot \pi}{x_n}) \quad , a = 0.7 \quad (4-15)$$

(6) Piecewise 映射

Piecewise 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = \begin{cases} \frac{x_n}{p} & , 0 \leq x_n < p \\ \frac{x_n - p}{0.5 - p} & , p \leq x_n < 0.5 \\ \frac{1 - x_n - p}{0.5 - p} & , 0.5 \leq x_n < 1 - p \\ \frac{1 - x_n}{p} & , 1 - p \leq x_n < 1 \end{cases} \quad , p = 0.4 \quad (4-16)$$

(7) Sine 映射

Sine 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = \frac{a}{4} \sin(\pi \cdot x_n) \quad , a = 4 \quad (4-17)$$

(8) Singer 映射

Singer 映射由下面等式描述：

$$x_{n+1} = a \cdot (7.86x_n - 23.31x_n^2 + 28.75x_n^3 - 13.302875x_n^4), a = 1.07 \quad (4-18)$$

(9) Sinusoidal 映射

Sinusoidal 映射由下面等式描述:

$$x_{n+1} = a \cdot x_n^2 \cdot \sin(\pi \cdot x_n), a = 2.5 \quad (4-19)$$

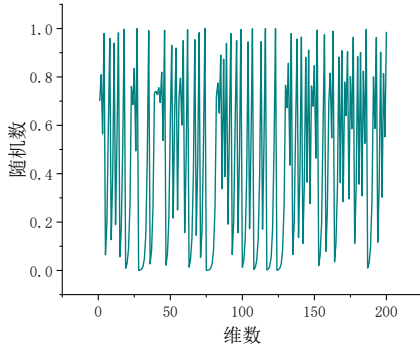
(10) Tent 映射

Tent 映射由下面等式描述:

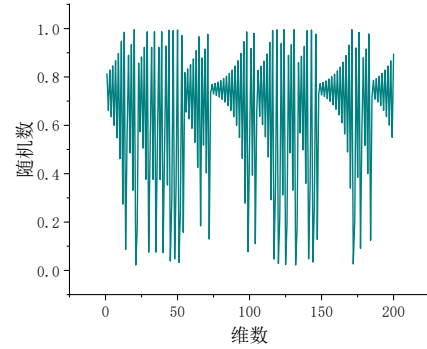
$$x_{n+1} = \begin{cases} \frac{x_n}{a}, & x_n < a \\ \frac{1-x_n}{1-a}, & otherwise \end{cases}, a = 0.7 \quad (4-20)$$

本文所引入的十组混沌映射的图形如图 4-1 所示, 每组以 200 维为例。

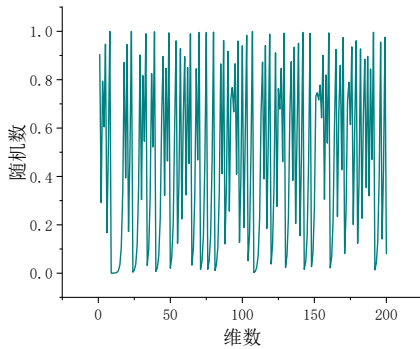
如图 4-1 所示, 十组混沌映射在经过 200 次迭代后的值具有很强的随机性。经过大量算法论证, 混沌映射值会大大提高优化算法的精确度, 减少算法所需的迭代次数, 进而影响到整个控制过程。



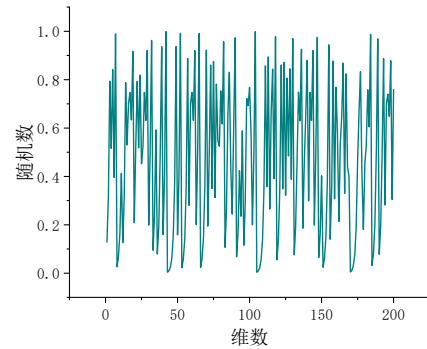
(a) Sinusoidal



(b) Singer



(c) Sine



(d) Piecewise

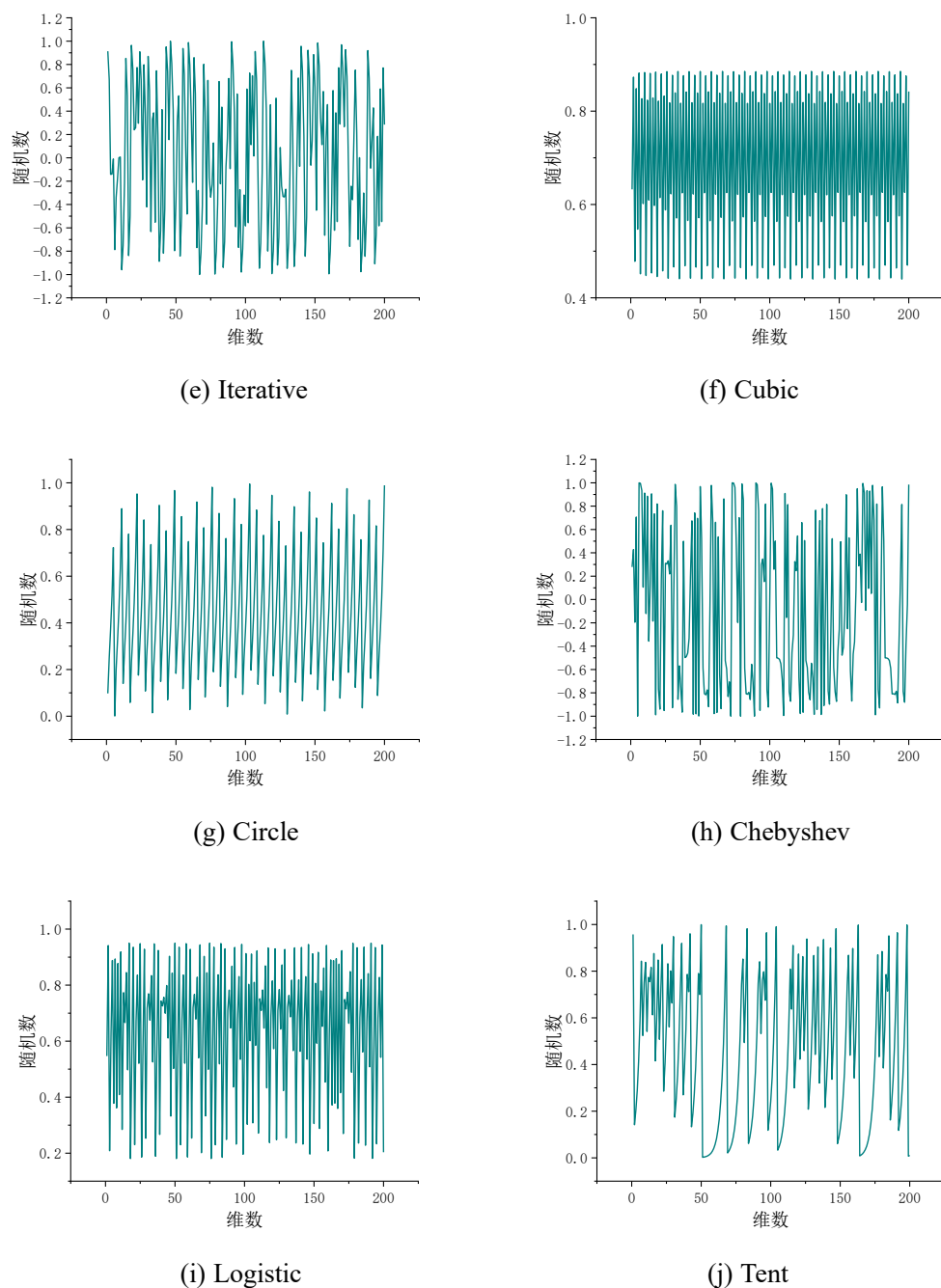


图 4-1 十组混沌映射的图形表示

4.2.2 改进的麻雀搜索算法

由混沌映射所生成的随机数，将其集成在麻雀算法中，通过防止陷入局部解和传统 SSA 的过早收敛来提高全局收敛性和准确性。改进的麻雀算法主要位置更新公式为：

改进的发现者位置更新公式为：

$$x_{i,j}^{t+1} = \begin{cases} x_{i,j}^t \times \exp(-\frac{i}{\alpha \cdot iter_{max}}), & R_2 < ST \\ x_{i,j}^t + P \cdot \psi \cdot (I - x_{i,j}^t), & R_2 \geq ST \end{cases} \quad (4-21)$$

式中， ψ 为根据所选择的混沌映射产生混沌序列，即生成的随机数，将其集成在发现者位置更新公式中，防止随机性不强而导致算法陷入局部解。

改进的警戒者位置更新公式为：

$$x_{i,j}^{t+1} = \begin{cases} x_{best}^t + \psi \cdot |x_{i,j}^t - x_{best}^t|, & f_i > f_g \\ x_{i,j}^t + \psi \cdot \frac{x_{i,j}^t - x_{worst}^t}{(f_i - f_w) + \varepsilon}, & f_i = f_g \end{cases} \quad (4-22)$$

同样的，将由混沌映射生成的随机数应用在警戒者位置更新公式中，进一步提高算法迭代过程中的随机性，进而提高麻雀算法的全局收敛性和准确性。

4.2.3 改进的麻雀算法步骤

改进的麻雀搜索算法具体步骤如下：

算法参数初始化：

- (1).设置麻雀种群数量为 N ，个体维度为 D ，最大迭代次数设置为 $iter_{max}$ ；
- (2).将发现者的数量设置为 $N \times 0.1$ ；
- (3).将加入者的数量设置为 $N \times (1 - 0.1)$ ；
- (4).将受危险的麻雀数量设置为 $N \times 0.2$ ；
- (5).设置安全阈值为 $ST=0.8$ ；
- (6).使用混沌映射初始化 N 只麻雀的位置；
- (7).计算适应度函数，确定 N 个麻雀个体的适应度值，并分别记录个体和种群的最优值、最差值、最优位置、最差位置；

算法主循环：

- (8).当 $(t < i\text{-ter-max})$ ；
- (9).对于 $i=1:N_Discoverer$ ，算法按照等式(4-21)来更新发现者位置；
- (10).边界判断；
- (11).对于 $i=1:N_Followers$ ，算法按照等式(4-4)来更新加入者位置；
- (12).边界判断；
- (13).对于 $i=1:N_Vigilant$ ，算法按照等式(4-22)来更新警戒者位置；
- (14).边界判断；

- (15).得到该次迭代下的所有麻雀的新位置，计算适应度；
- (16).更新所有麻雀走过的位置的最优位置和最优值；
- (17).更新所有麻雀走过的位置的最差位置和最差值；
- (18).更新当前麻雀种群的最优位置，最差位置，最优值，最差值；
- (19).重新选择种群中的发现者、加入者、警戒者并返回步骤(8)；
- (20).更新个体和种群的最优值和最优位置；
- (21). $t=t+1$ ；
- (22).结束 while；
- (23).输出最佳结果。

改进的麻雀优化算法具体流程如图 4-2 所示：

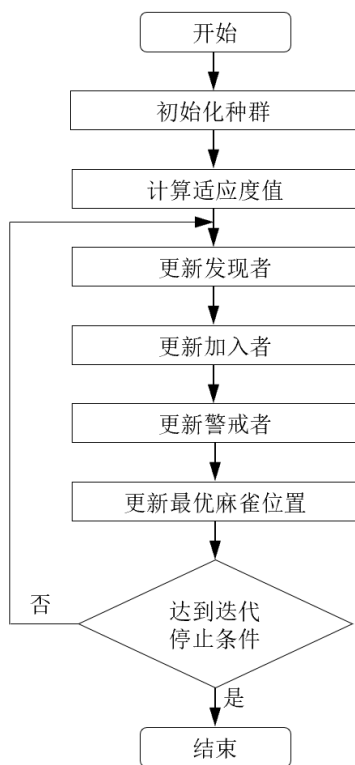


图 4-2 改进麻雀算法流程图

4.3 基准函数测试

4.3.1 基准函数选择

为了测试改进算法在不同函数中的优化能力，以及算法的可行性和优化效率，

本文选择了 10 种不同类型的基准函数，对其进行仿真，10 组基准函数相关信息如表 4-1 所示。

表 4-1 标准测试函数基本信息

编号	函数名	表达式	范围	维度	最优
F ₁	Sphere	$F_1(x) = \sum_{i=1}^n x_i^2$	[-5.12,5.12]	30	0
F ₂	Ackley	$F_2(x) = -20e^{-0.2 \cdot \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2}} - e^{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \cos(2\pi x_i)} + 20 + e$	[-50,50]	30	0
F ₃	Griewank	$F_3(x) = \sum_{i=1}^n \frac{x_i^2}{4000} - \prod_{i=1}^n \cos\left(\frac{x_i}{\sqrt{i}}\right) + 1$	[-600,600]	30	0
F ₄	Rastrigin	$F_4(x) = \sum_{i=1}^n [x_i^2 - 10 \cdot \cos(2\pi x_i) + 10]$	[-5.12,5.12]	30	0
F ₅	Sumsquare	$F_5(x) = \sum_{i=1}^n (i \cdot x_i^2)$	[-5.12,5.12]	30	0
F ₆	Dixon	$F_6(x) = (x_1 - 1)^2 + \sum_{i=2}^n i (2x_i^2 - x_{i-1})^2$	[-5,5]	30	0
F ₇	Matyas	$F_7(x) = \sum_{i=0}^n 0.26(x_i^2 + x_{i-1}^2) - 0.48x_i x_{i-1}$	[-10,10]	30	0
F ₈	Rosenbrock	$F_8(x) = \sum_{i=1}^n 100(x_{i+1} - x_i^2)^2 + (x_i - 1)^2$	[-100,100]	30	0
F ₉	Beale	$F_9(x) = \sum_{i=1}^n (1.5 - x_i + x_i x_{i+1})^2 + (2.25 - x_i + x_i x_{i+1}^2)^2 + (2.625 - x_i + x_i x_{i+1}^3)^2$	[-4.5,4.5]	30	0
F ₁₀	Booth	$F_{10}(x) = \sum_{i=1}^n (x_i + 2x_{i+1} - 7)^2 + (2x_i + x_{i+1} - 5)^2$	[-10,10]	30	0

4.3.2 改进麻雀搜索算法测试基准函数

在本节中，对于所有算法，迭代次数为 80，麻雀的数量为 100，搜索维度为 30。本节中的所有算法均已经运行了 20 次。为了公平评估，所有 SSA 中的相同变量都使用了相同的值。算法包括原始麻雀优化算法 SSA，基于重心反向学习的种群初始化麻雀优化算法 SSA0，分别基于十组混沌映射初始化的麻雀优化算法（SSA1~SSA10）。对于每种算法，都列出了平均值（Mean）、最差值（Max）、最佳值（Min）和标准偏差（SD）。本节只展示 Sphere 和 Ackley 函数的测试性能，测试数据如表 4-2 所示：

表 4-2 不同算法之间的性能对比

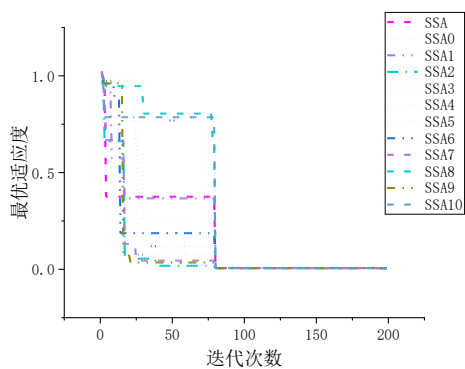
函数	算法	最优值	最差值	平均值	标准差
Sphere	SSA	2.18E-16	2.61E-05	1.51E-06	5.82977E-06
	SSA0	2.00E-16	1.46E-06	1.13E-07	3.23566E-07
	SSA1	1.89E-23	1.66E-06	2.58E-07	5.294E-07
	SSA2	9.52E-16	3.60E-06	5.43E-07	1.12904E-06
	SSA3	2.99E-15	1.60E-05	1.10E-06	3.61153E-06
	SSA4	5.34E-14	3.52E-06	2.87E-07	8.02588E-07
	SSA5	9.58E-15	6.12E-08	4.92E-09	1.3646E-08
	SSA6	4.19E-30	9.03E-06	4.88E-07	2.01214E-06
	SSA7	1.16E-14	1.69E-06	1.49E-07	3.90891E-07
	SSA8	2.20E-21	1.46E-06	8.65E-08	3.2593E-07
	SSA9	5.69E-21	8.62E-06	5.15E-07	1.91827E-06
	SSA10	8.89E-13	2.17E-06	1.46E-07	4.82271E-07
Ackley	SSA	1.19E-06	1.12E-03	2.17E-04	0.000335121
	SSA0	1.53E-07	2.62E-03	2.76E-04	0.000688246
	SSA1	6.17E-07	1.12E-03	2.65E-04	0.000288951
	SSA2	5.55E-07	1.52E-03	2.75E-04	0.000401332
	SSA3	4.07E-06	1.31E-03	2.80E-04	0.000437719
	SSA4	1.20E-07	2.06E-03	2.05E-04	0.000482619
	SSA5	4.80E-08	8.93E-04	2.36E-04	0.000301412
	SSA6	2.06E-07	1.74E-03	4.06E-04	0.000519714
	SSA7	9.19E-08	1.59E-03	3.26E-04	0.000374838
	SSA8	2.52E-07	2.09E-03	2.64E-04	0.000518587
	SSA9	2.11E-07	1.11E-03	2.11E-04	0.000277781
	SSA10	1.14E-10	6.89E-04	1.12E-04	0.000178908

4.3.3 测试结果分析

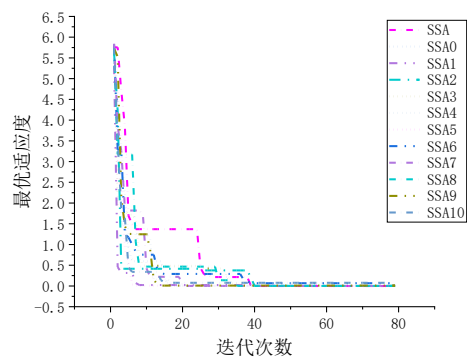
在基准函数中选择了 10 个最常用的函数进行检查。根据表 4-2 以及图 4-3 表明, 使用 Logistic 映射、Chebyshev 映射和 Sine 映射的 SSA(即 SSA1、SSA2 和 SSA6)几乎在所有测试函数中给出了更好的结果, 在第五代迭代时基本上就已达到最优值。在这里, SSA6 在 Sphere、Rastrigin、Dixon、Matyas、Beale 和 Booth 函数上给出了比其他 SSA 算法更好的结果。而 SSA1 和 SSA2 则在 Sphere、Ackley、Griewank、Rastrigin、Sumsquare、Dixon、Matyas、Beale 和 Booth 函数上取得了良好的优化效果。

基于 Circle 映射的改进算法 SSA3 在 Sphere、Sumsquare、Beale 和 Booth 函数上寻优效果良好, 但在 Ackley、Griewank、Rastrigin 和 Rosenbrock 函数上寻优效果不是太理想。特别是在 Ackley 和 Griewank 函数上, 算法迭代次数都超过了 10。基于 Cubic 映射的改进算法 SSA4 总体优化效果较差, 特别是对 Griewank、Rastrigin、Sumsquare 和 Rosenbrock 函数进行寻优, 迭代过程不稳定, 在早期迭代过程中比较稳定, 之后容易陷入局部最优, 经过十几次迭代之后才达到全局最优。这一点从表 4-2 中也能看出, SSA4 优化的这四组函数, 标准差偏大, 说明最优值分布不均匀, 优化效果较差。基于 Iterative 映射的改进算法 SSA5 总体优化效果较好, 但在 Ackley、Dixon 和 Griewank 函数上, 迭代寻优过程较慢, 要在 10 次迭代以后才能趋于稳定。同样的, 基于 Piecewise 映射改进算法 SSA6 在 Ackley 和 Griewank 函数上, 迭代寻优过程较慢。特别是对于 Rosenbrock 函数的寻优, 稳定迭代次数达到 40 次。而 SSA8、SSA9 和 SSA10 的收敛效果均不是很好, 特别是对于 Ackley、Rastrigin 和 Griewank 函数, 稳定迭代次数均超过了 20 次。

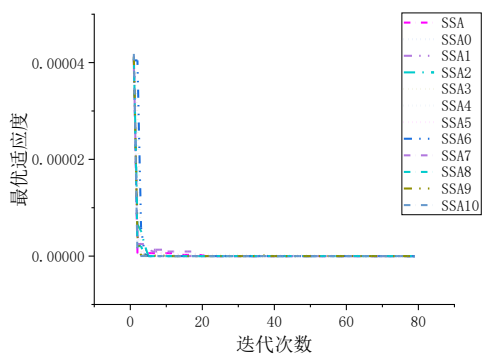
据此分析, 为了能够更有效的实现稳定寻优, 我们在下一小节汽车线控制动系统的制动力分配中, 采用 SSA1、SSA2 和 SSA6 来优化目标函数, 从而确定在不同的制动强度下, 汽车前后轮所需的制动力大小。



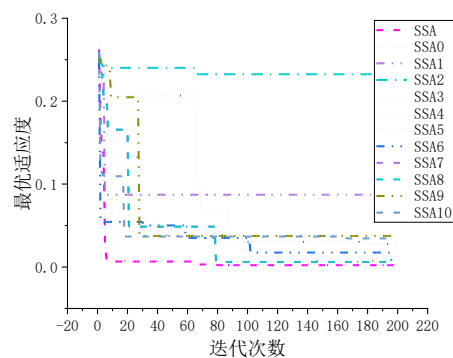
(a) Beale



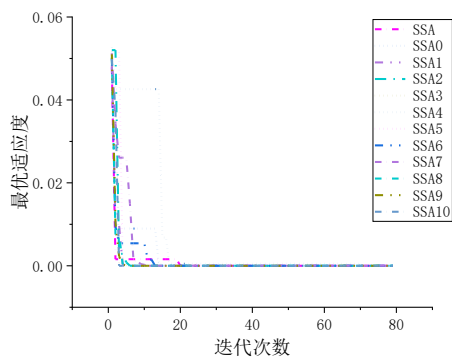
(b) Rosenbrock



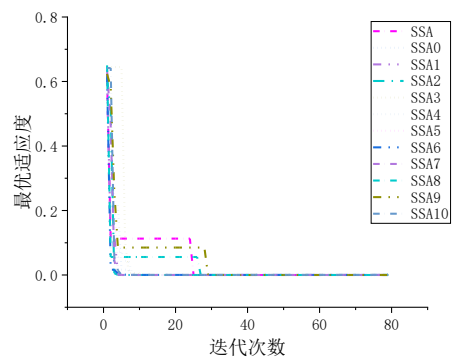
(c) Matyas



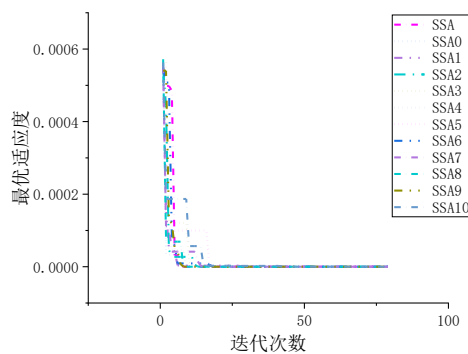
(d) Dixon



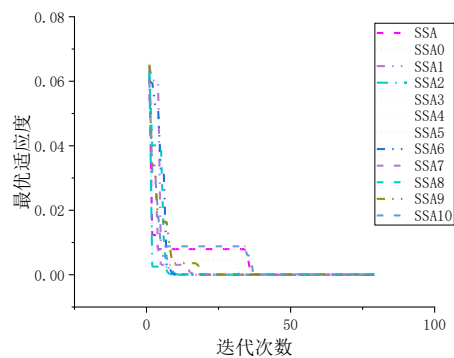
(e) Sumsquare



(f) Rastrigin



(g) Griewank



(h) Ackley

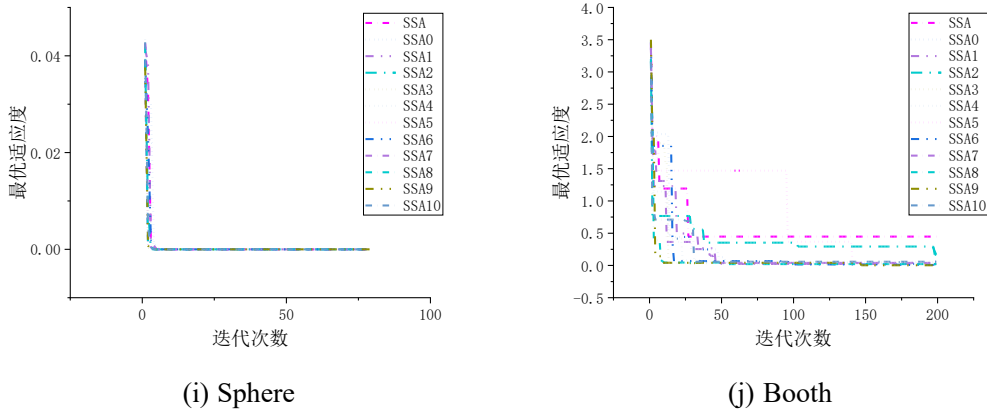


图 4-3 各测试函数平均收敛曲线

4.4 汽车制动过程的制动力分配算法研究

4.4.1 基于改进麻雀搜索算法的汽车最优制动力求解

针对本文所给的车辆模型，设计针对不同的路面，不同的制动强度，汽车制动时选择不同的前后轮制动力更符合实际情况，能够使车辆制动过程更加稳定可靠^[78]。那么针对前文所建立的车辆动力学模型，设计了一种考虑路面附着条件影响的制动力变比值优化分配策略。该问题的数学模型如下：

$$\begin{aligned}
 \min f &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 \\
 s. t. &\begin{cases} \lambda_2 < \lambda_1 \\ F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} - mg \cdot z = 0 \\ 0 \leq \lambda_1 \leq 1 \\ 0 \leq \lambda_2 \leq 1 \end{cases}
 \end{aligned} \quad (4-23)$$

式中，目标函数 f 是在保证车辆紧急制动时车轮方向稳定性的前提下，使车轮滑移率保持在 0.2 左右。约束条件包括使任一制动强度下的后轮滑移率小于前轮滑移率，以及保证前后车轴制动器输出的纵向制动力之和等于总的车轮摩擦力。该问题通过改进的麻雀优化算法进行求解，每组算法运行 20 次，求平均值，分别得出 λ_1 、 λ_2 ，然后由(2-26)求解得到 $\mu(\lambda_1)$ 、 $\mu(\lambda_2)$ ，再根据(2-20)和(2-21)求出分配系数 β 。

本文选择干混凝土路面、湿沥青路面和冰雪路面三种情况进行模拟分析。借助 Simulink 绘制出三种路面情况附着系数 μ 和滑移率 λ 之间的关系图 4-4：

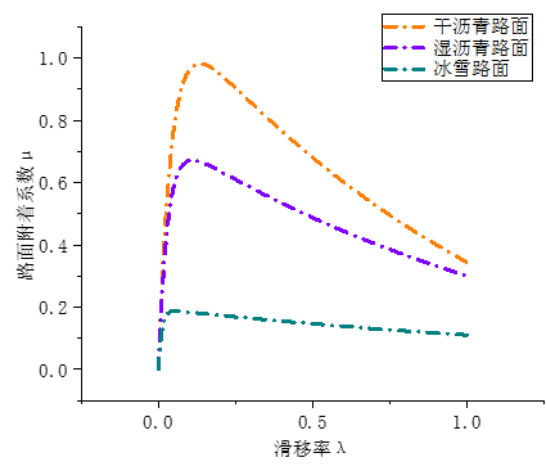


图 4-4 附着系数与滑移率关系

至此，3 种道路类型下的变比值的制动力分配比例系数如表 4-3 所示，曲线拟合如图 4-5 所示：

表 4-3 不同路面下制动力分配系数

z	$\beta(\text{干沥青})$	$\beta(\text{湿沥青})$	$\beta(\text{冰})$
0.1	0.3826	0.3897	0.3954
0.2	0.4095	0.4191	0.4199
0.3	0.4394	0.4417	0.4429
0.4	0.4609	0.4638	0.4628
0.5	0.4823	0.4856	0.4853
0.6	0.5036	0.5067	0.5081
0.7	0.5241	0.5266	0.5269
0.8	0.5442	0.5461	0.5490
0.9	0.5646	0.5663	0.5681

4. 4. 2 仿真分析

在本节中，我们通过 MATLAB/Simulink 模块对该汽车的制动过程所设计的制动力分配方案进行验证。我们将比较传统麻雀搜索算法，和提出的基于混沌映射的麻雀搜索算法分别在干沥青、湿沥青以及冰路面下的制动性能。

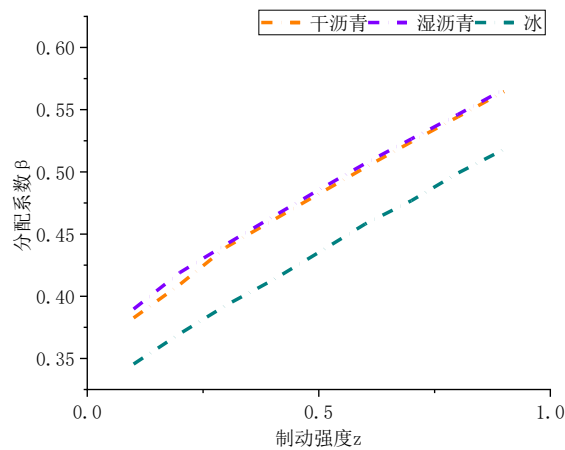


图 4-5 考虑路面附着条件影响的制动力分配系数

首先，我们给驱动电机输入 12V 的电枢电压，并假设车辆模型初始速度为 25m/s，将上一节由改进麻雀算法计算得到的前后制动力分配系数与制动减速度的关系应用到线控制动系统中，并与传统麻雀算法得到的分配策略作对比。仿真结果如图 4-6、4-7、4-8 所示：

4.4.3 结果对比分析

对上述仿真所得结果进行分析，从图 4-6、4-7、4-8 可以看出，在不同路面上进行制动时，分别采用传统麻雀算法和改进麻雀算法，制动时间也各有不同。分别应用传统麻雀算法（算法 1）、重力反向学习麻雀算法（算法 2）以及混沌映射麻雀算法（算法 3）在干沥青、湿沥青和冰雪路面上制动所需要的时间如表 4-4 所示。

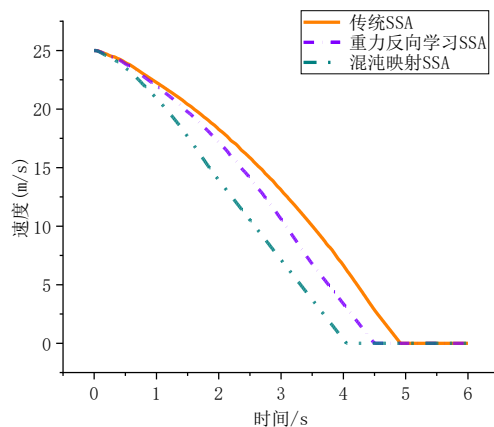


图 4-6 干沥青路面制动时 3 种制动力分配算法的速度曲线

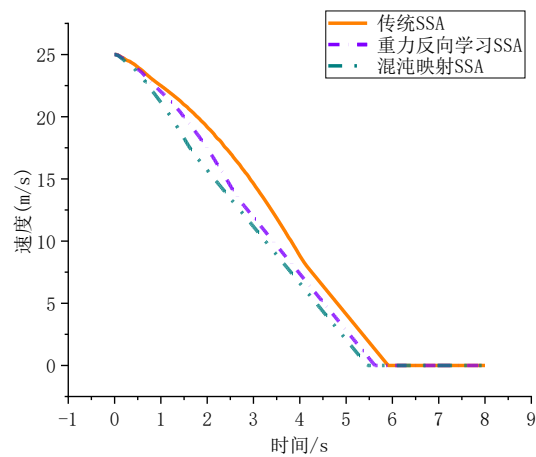


图 4-7 湿沥青路面制动时 3 种制动力分配算法的速度曲线

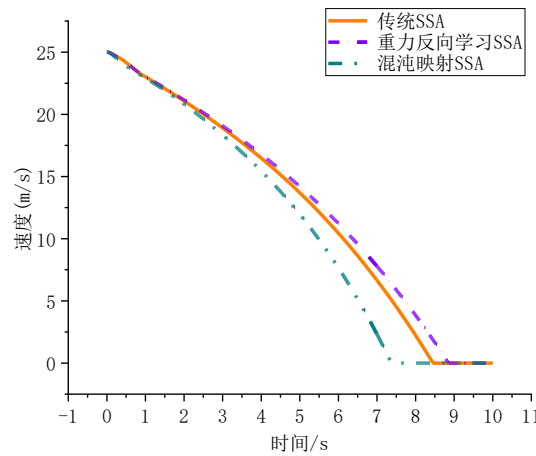


图 4-8 冰雪路面制动时 3 种制动力分配算法的速度曲线

由表 4-4 可知，汽车在进行紧急制动时，相对于使用算法 1 优化的前后轮制动力分配系数，将算法 3 优化的分配系数应用到车辆模型上，所得的车辆制动时间在干沥青路面上减少了 17.8%，在湿沥青路面上减少了 7.45%，在冰路面上减少了 12.6%。相对于使用算法 2 优化的前后轮制动力分配系数，算法 3 优化的分配系数应用到车辆模型上，所得的车辆制动时间在干沥青路面上减少了 10.2%，在湿沥青路面上减少了 2.84%，在冰路面上减少了 16.5%。

表 4-4 制动时间及优化程度表

路面	算法 1	算法 2	算法 3	比算法 1 提高	比算法 2 提高
干沥青	4.93s	4.51s	4.05s	17.8%	10.2%
湿沥青	5.91s	5.63s	5.47s	7.45%	2.84%
冰	8.47s	8.86s	7.40s	12.6%	16.5%

综上所述，使用改进麻雀优化算法来求解前后制动力分配系数，并应用于汽

车制动过程中，制动所需的时间更少。这就意味着，汽车有更短的制动距离，更好地制动效果，汽车制动时有更大的安全保障。

4.5 本章小结

本章设计了一种改进的麻雀优化算法，通过改进的麻雀优化算法计算出在不同的制动强度下，前后车轮理想的滑移率分布曲线，进而得到前后轮所需制动力。

首先，针对传统的麻雀优化算法，通过使用混沌映射初始化种群。由混沌映射所生成的随机数，将其集成在麻雀算法中。接着，应用改进的麻雀搜索算法测试十组基准函数，测试结果表明新设计的麻雀算法取得了良好的优化效果。最后，针对本文所给的车辆模型，设计一种考虑路面附着条件影响的制动力变比值优化分配策略。

第 5 章 线控制动车辆弯道制动反步控制策略

5.1 车辆模型

5.1.1 7 自由度汽车动力学模型

首先建立合适的整车动力学模型，相应的制动特性主要通过车轮的运动状况来表示^[79]。选用包含车辆纵向、侧向、横摆运动及四个车轮的旋转运动的七自由度模型^[80]。其中纵向、侧向及横摆运动的三自由度车辆模型的示意图如图 5-1 所示。车轮旋转运动参照图 2-3，在此不再重复说明。

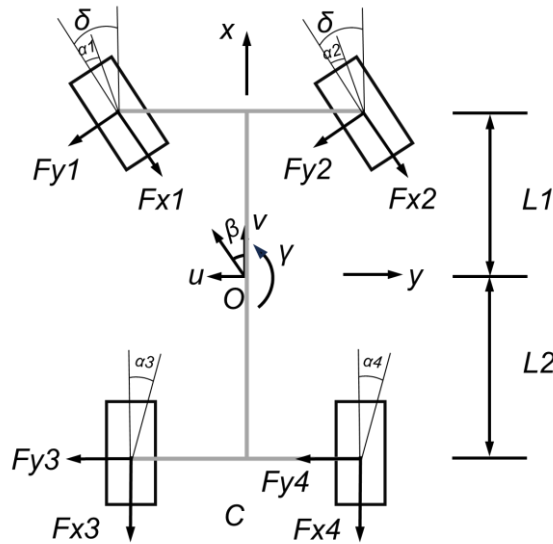


图 5-1 三自由度汽车模型

为了简化上述模型，进行了以下假设^[81]：

- (1) 车身是刚性的，悬架动力学被忽略；
- (2) 道路平坦，河岸角和坡度角均为零；
- (3) 车辆重心位置是固定的，并且在所有外力作用于的情况下是已知的；
- (4) 已知车轮速度、方向盘转角、横摆角速度和 X 方向和 Y 方向上的速度；
- (5) 线控制动系统每个制动盘的输出扭矩都可以精确及时地获得。

由牛顿力学建立纵向、侧向及横摆运动微分方程：

$$m(a_x - \gamma \cdot u) = (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \cos\delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \sin\delta + F_{x3} + F_{x4} \quad (5-1)$$

式中： a_x 为纵向车辆加速度(m/s^2)；

γ 为车辆横摆角速度(rad/s)；

u 为汽车横向速度(m/s)；

δ 为前轮转角(rad)；

F_{y1} 、 F_{y2} 分别代表左前轮、右前轮所受到的横向力(N)。

$$m(a_y + \gamma \cdot v) = (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta - (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \sin\delta + F_{y3} + F_{y4} \quad (5-2)$$

式中： a_y 是横向车辆加速度(m/s^2)；

v 为汽车纵向速度(m/s)；

F_{y3} 、 F_{y4} 分别代表左后轮、右后轮所受到的横向力(N)。

$$I \cdot \dot{\gamma} = [L_1(F_{x1} + F_{x2}) + \frac{c}{2}(F_{y1} - F_{y2})] \cdot \sin\delta - L_1(F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta + L_2(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{c}{2}[(F_{x1} - F_{x2}) \cdot \cos\delta + (F_{x3} - F_{x4})] \quad (5-3)$$

式中： I 是横向车辆加速度(m/s^2)；

c 为汽车前后轴轮距(m)。

不同于第 2.2 节中的汽车四个车轮所受的载荷，在车辆转弯制动时，四个车轮所受载荷为：

$$F_{N1} = \frac{mL_2}{2L} \cdot g + \frac{mh}{2L} \cdot a_x - \frac{mhL_2}{cL} \cdot a_y \quad (5-4)$$

$$F_{N2} = \frac{mL_2}{2L} \cdot g + \frac{mh}{2L} \cdot a_x + \frac{mhL_2}{cL} \cdot a_y \quad (5-5)$$

$$F_{N3} = \frac{mL_1}{2L} \cdot g - \frac{mh}{2L} \cdot a_x - \frac{mhL_1}{cL} \cdot a_y \quad (5-5)$$

$$F_{N4} = \frac{mL_1}{2L} \cdot g - \frac{mh}{2L} \cdot a_x + \frac{mhL_1}{cL} \cdot a_y \quad (5-5)$$

车辆坐标中每个车轮中心的纵向和横向速度可以通过下式求出：

$$v_{x,v,1} = v_x - \gamma \cdot \frac{c}{2} \quad (5-6)$$

$$v_{y,v,1} = v_y + \gamma \cdot L_1 \quad (5-7)$$

$$v_{x,v,2} = v_x + \gamma \cdot \frac{c}{2} \quad (5-8)$$

$$v_{y,v,2} = v_y + \gamma \cdot L_1 \quad (5-9)$$

$$v_{x,v,3} = v_x - \gamma \cdot \frac{c}{2} \quad (5-10)$$

$$v_{y,v,3} = v_y - \gamma \cdot L_2 \quad (5-11)$$

$$v_{x,v,4} = v_x + \gamma \cdot \frac{c}{2} \quad (5-12)$$

$$v_{y,v,4} = v_y - \gamma \cdot L_2 \quad (5-13)$$

式中: $v_{x,v,i}$ ($i = 1,2,3,4$) 分别表示前左, 前右, 后左, 后右车轮的纵向速度(m/s);

$v_{y,v,i}$ ($i = 1,2,3,4$) 分别表示前左, 前右, 后左, 后右车轮的横向速度(m/s)。

值得注意的是, 后轮胎处的坐标与车辆坐标平行^[82], 并且轮胎坐标中每个车轮中心处的纵向和横向速度可以通过上述方程来描述。相反, 由于前轮处的轮胎坐标系受到转向操纵的影响, 因此车轮中心速度可以由下式求出:

$$v_{x,t,1} = v_{x,v,1} \cdot \cos\delta + v_{y,v,1} \cdot \sin\delta \quad (5-14)$$

$$v_{y,t,1} = -v_{x,v,1} \cdot \sin\delta + v_{y,v,1} \cdot \cos\delta \quad (5-15)$$

$$v_{x,t,2} = v_{x,v,2} \cdot \cos\delta + v_{y,v,2} \cdot \sin\delta \quad (5-16)$$

$$v_{y,t,2} = -v_{x,v,2} \cdot \sin\delta + v_{y,v,2} \cdot \cos\delta \quad (5-17)$$

式中: $v_{x,t,i}$ ($i = 1,2$) 分别表示前左, 前右车轮的实际纵向速度(m/s);

$v_{y,t,i}$ ($i = 1,2$) 分别表示前左, 前右车轮的实际横向速度(m/s)。

由(2-25)可知, 在车辆转弯制动时, 四个车轮滑移率变化公式为:

$$\dot{\lambda}_1 = -\frac{1}{v_{x,t,1}} \left(\frac{F_{x1} \cdot R^2}{J} \right) - \frac{1}{v_{x,t,1}} (1 - \lambda_1) \cdot \mu(\lambda_1) \cdot g + \frac{R}{J v_{x,t,1}} \cdot T_{b1} \quad (5-18)$$

$$\dot{\lambda}_2 = -\frac{1}{v_{x,t,2}} \left(\frac{F_{x2} \cdot R^2}{J} \right) - \frac{1}{v_{x,t,2}} (1 - \lambda_2) \cdot \mu(\lambda_2) \cdot g + \frac{R}{J v_{x,t,2}} \cdot T_{b2} \quad (5-19)$$

$$\dot{\lambda}_3 = -\frac{1}{v_{x,v,3}} \left(\frac{F_{x3} \cdot R^2}{J} \right) - \frac{1}{v_{x,v,3}} (1 - \lambda_3) \cdot \mu(\lambda_3) \cdot g + \frac{R}{J v_{x,v,3}} \cdot T_{b3} \quad (5-20)$$

$$\dot{\lambda}_4 = -\frac{1}{v_{x,v,4}} \left(\frac{F_{x4} \cdot R^2}{J} \right) - \frac{1}{v_{x,v,4}} (1 - \lambda_4) \cdot \mu(\lambda_4) \cdot g + \frac{R}{J v_{x,v,4}} \cdot T_{b4} \quad (5-21)$$

四个车轮的侧偏角可以表示为:

$$\alpha_1 = \frac{v_{y,t,1}}{v_{x,t,1}} \quad (5-22)$$

$$\alpha_2 = \frac{v_{y,t,2}}{v_{x,t,2}} \quad (5-23)$$

$$\alpha_3 = \frac{v_{y,v,3}}{v_{x,v,3}} \quad (5-24)$$

$$\alpha_4 = \frac{v_{y,v,4}}{v_{x,v,4}} \quad (5-25)$$

5.1.2 轮胎模型

在 2.2 节中，已经介绍了车辆在纯制动工况下的轮胎模型。在本节中，采用“魔术公式”(MF)模型来描述车辆转弯制动下的轮胎动力学，四个车轮所受纵向力和横向力的一般形式可以表示为^[83]：

$$y = D \sin\{C \cdot \arctan[Bx - E(Bx - \arctan(Bx))]\} \quad (5-26)$$

式中： x 为轮胎的纵向滑移率或侧滑角；

y 为轮胎的纵向或横向道路力；

B 是刚度因子，且 $B = \frac{a_3 \cdot \sin(a_4 \cdot \arctan((a_5 \cdot F_N))}{CD}$ ；

C 是形状因子，且 $C = a_0$ ；

D 是峰值因子，且 $D = \mu \cdot (a_1 \cdot F_N^2 + a_1 \cdot F_N)$ ；

E 是曲率因子，且 $E = a_6 \cdot F_N^2 + a_7 \cdot F_N + a_8$ 。

魔术公式的主要参数如表 5-1 所示：

表 5-1 轮胎模型参数

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8
F_{x0}	1.3	-22.1	1011	1078	1.28	0.208	0	-0.354	0.707
F_{y0}	1.3	-21.3	1144	49.6	226	0.069	-0.006	0.056	0.468

在组合条件下，轮胎纵向和横向力可通过以下公式计算：

$$F_x = \frac{\sigma_x}{\sigma} \cdot F_{x0} \quad (5-27)$$

$$F_y = \frac{\sigma_y}{\sigma} \cdot F_{y0} \quad (5-28)$$

式中： $\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$ ；

$$\sigma_x = -\frac{\lambda}{1+\lambda}；$$

$$\sigma_y = -\frac{\tan\alpha}{1+\lambda}。$$

为了验证此轮胎模型是否能够反映车辆移动过程中真实轮胎纵向力和横向力，在转弯制动的联合工况下，以车轮纵向滑移率为因变量，观察此时轮胎纵向力和横向力曲线变化情况。给定车轮侧偏角为 5° ，在 Simulink 中搭建轮胎模型，其仿真结果如图 5-2 所示：

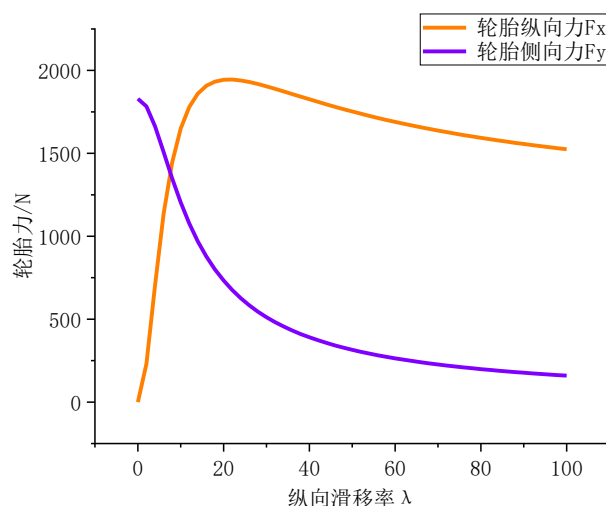


图 5-2 联合工况下轮胎模型

由图 5-2 可以看出，在给定车轮侧偏角的前提下，随着轮胎纵向滑移率的增加，轮胎纵向力在极短时间内迅速增大然后趋于稳定，但有小范围的下降。对于轮胎侧向力，在短时间内上升到最大值，随着轮胎纵向滑移率的增加，侧向力迅速减小，最后趋于 0 值。了解联合工况下轮胎力的变化过程，这对线控制动系统有着重要的意义。

5.1.3 无控制器的线控车辆弯道制动仿真分析

假设初始速度为 25m/s，制动力矩由 EMB 系统提供，并假设输出给四个车轮的制动力矩相等，输入前轮转角为 5° 。在 Simulink 中搭建模型，该模型能够得出车辆在弯道制动时的横摆角速度、各车轮速度、各车轮滑移率、轮胎力及侧偏角等，如图 5-3、5-4、5-5 所示。

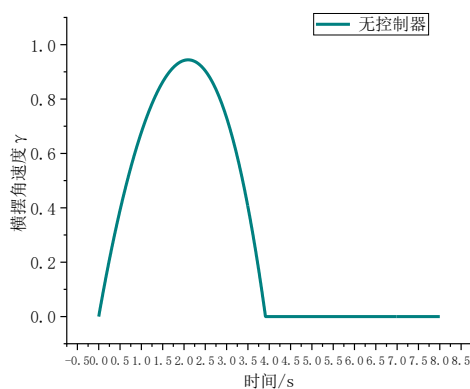


图 5-3 无控制器车辆弯道制动工况下横摆角速度

由上图可知,在无控制器情况下,弯道制动的车辆横摆角速度最终虽然能够趋于稳定,但是幅度过大,在制动过程中会加大车辆甩尾的可能性。

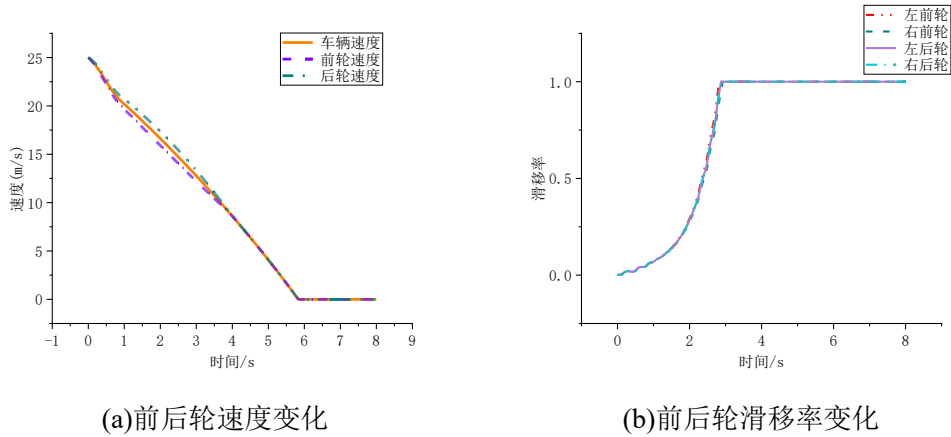


图 5-4 无控制器车辆弯道制动工况下仿真曲线

由图 5-4(a)可知,各车轮虽然能快速跟随车辆速度,但制动时间过长,不利于安全制动。

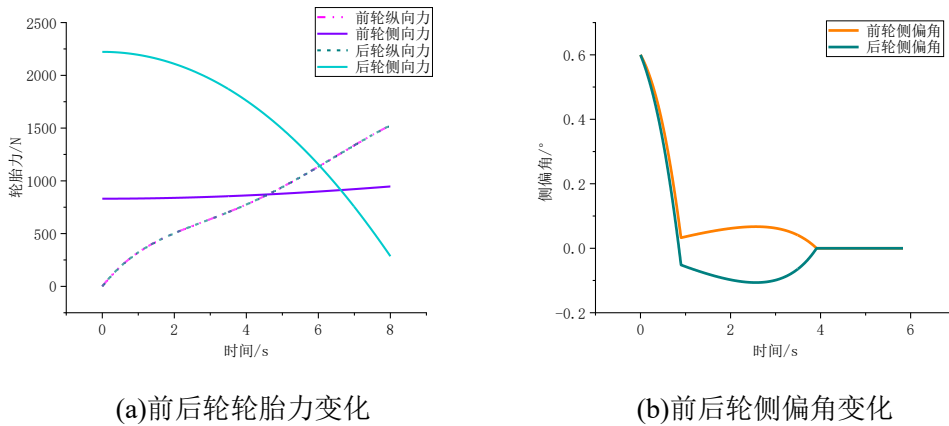


图 5-5 无控制器车辆弯道制动工况下轮胎力和侧偏角仿真曲线

从图 5-4(b)可以看出,滑移率在制动过程中产生了剧烈的抖振,并且随着时间的推移,抖振并没有减少。图 5-5 反映的是在无控制器条件下车辆弯道制动工况下轮胎力和轮胎侧偏角。

5.2 汽车弯道制动反步控制研究

由前文的内容可知,针对车辆直线制动,设计了两种不同的控制器,并应用麻雀优化算法重新分配了汽车制动时前后轮所需的制动力。结果显示,在直线制动这个单独工况下,该控制策略可以很好的控制车轮滑移率。而实际情况是,车辆经常处于关键的危险操作下,在一些临界条件下,如紧急避障、超车变道、紧

急制动、转弯制动和单轮失效等情况^[84]。那么在这些临界条件下，车辆稳定性无法得到保证，可能导致严重的交通事故。为了定量分析对车辆动力学的影响，临界条件主要表现为以下 4 个条件^[85]：

(1) 滑移率条件。当 $|\lambda| > 0.2$ 时，滑移率动力学变得不稳定，此时轮胎真正开始纵向滑移。这种情况可能是由紧急制动引起的，尤其是在打滑的道路上。因此，在制动操作中，滑移率应控制在 $|\lambda| \leq 0.2$ 以内；

(2) 侧偏角条件。如果 $|\alpha| > \alpha_0$ ，则滑移角变得不稳定，此时轮胎开始横向滑移。这种情况可能是由转弯引起的，尤其是在高速行驶时，如紧急避障。因此，在转弯操纵中，车轮滑移角应保持在其线性区域内，即 $|\alpha| \leq \alpha_0$ ；

(3) 摩擦圆条件。摩擦圆是描述最大轮胎合力的椭圆，纵向力 F_X 和横向力 F_Y 是坐标轴。椭圆可以公式化为 $F_X^2 + F_Y^2 \leq \mu_{max}^2 \cdot F_Z^2$ ，这在涉及纵向滑移和横向滑移的轮胎复合材料条件下应该得到保证。一旦 $F_X^2 + F_Y^2 > \mu_{max}^2 \cdot F_Z^2$ ，轮胎开始打滑。当需要较大的轮胎力时，这种情况可能是由于转弯制动造成的；

(4) 侧滑角条件。车身侧滑是车辆横向稳定性的一个指标。一般来说，侧滑角需要满足 $|\beta| \leq \beta_0$ 。

5.2.1 汽车弯道制动系统数学模型

由图 5-1 及式(5-1)、(5-2)、(5-3)可知，车身动力学可以简化为：

$$\begin{cases} m(\dot{v}_x - \gamma \cdot v_y) = F_X \\ m(\dot{v}_y + \gamma \cdot v_x) = F_Y \\ I \cdot \dot{\gamma} = M_Z \end{cases} \quad (5-29)$$

式中， $F_X = (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \cos\delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \sin\delta + F_{x3} + F_{x4}$ ；

$F_Y = (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta - (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \sin\delta + F_{y3} + F_{y4}$ ；

$M_Z = \left[L_1(F_{x1} + F_{x2}) + \frac{c}{2}(F_{y1} - F_{y2}) \right] \cdot \sin\delta - L_1(F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta +$
 $L_2(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{c}{2}[(F_{x1} - F_{x2}) \cdot \cos\delta + (F_{x3} - F_{x4})]$

由图 5-1 可知， $v_y = v_x \cdot \tan\beta$ ，则： $\dot{v}_y = \dot{v}_x \tan\beta + v_x \dot{\beta} \sec^2\beta$ 。将上式代入(5-29)中，并令 $v_x = x_1$ ， $\beta = x_2$ ， $\gamma = x_3$ ， $F_X = u_1$ ， $F_Y = u_2$ ， $M_Z = u_3$ ，则(5-29)

可以写成：

$$\begin{cases} m(\dot{x}_1 - x_1 x_3 \tan x_2) = u_1 \\ m(x_1 \dot{x}_2 \sec^2 x_2 + \dot{x}_1 \tan x_2 + x_1 x_3) = u_2 \\ I \cdot \dot{x}_3 = u_3 \end{cases} \quad (5-30)$$

由式(5-30)可知，控制目标可以表示为：通过设计顶层控制器 u_1 、 u_2 和 u_3 ，使得：

$$\begin{cases} \lim_{t \rightarrow \infty} (x_1 - x_{1r}) = 0 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} (x_2 - x_{2r}) = 0 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} (x_3 - x_{3r}) = 0 \end{cases} \quad (5-31)$$

式中， x_{1r} 、 x_{2r} 、 x_{3r} 是 x_1 、 x_2 、 x_3 的参考值，即系统中的车辆纵向速度 v_x 、侧滑角 β 、车辆横摆角速度 γ 。

控制策略是：通过设计顶层控制器 u_1 、 u_2 和 u_3 使得车辆系统能够跟踪到实际的车辆状态，而后，综合底层控制输入 T_b ，将车轮滑移率 λ 控制在 0.2 附近，以及控制车辆横摆角速度 γ 在有限时间内趋近于 0。

5.2.2 汽车弯道制动系统反步控制器设计

由于控制输入 u_1 、 u_2 和 u_3 在系统(5-30)中是解耦的，因此它们可以被单独设计。对于纵向动力学，(5-30)的第一个方程可以改写为：

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{m} u_1 + x_1 x_3 \tan x_2 \quad (5-32)$$

设 $e_1 = x_1 - x_{1r}$ ，并定义一个李雅普诺夫函数为：

$$V_1 = \frac{1}{2} e_1^2 \quad (5-33)$$

将式(5-33)沿着(5-32)方向求导，可得：

$$\dot{V}_1 = e_1 \left(\frac{1}{m} u_1 + x_1 x_3 \tan x_2 - \dot{x}_{1r} \right) \quad (5-34)$$

令：

$$u_1 = m \left(\dot{x}_{1r} - x_1 x_3 \tan x_2 - k_1 \operatorname{sgn}(e_1) \right) \quad (5-35)$$

式中， $k_1 > 0$ ，我们可以得到：

$$\dot{V}_1 = -k_1 e_1 \operatorname{sgn}(e_1) = -k_1 |e_1| \quad (5-36)$$

式中, 由于 x_1 只会无限趋近于 x_{1r} , 所以 $e_1 \neq 0$, 则: $\dot{V}_1 = -k_1|e_1| < 0$ 。这表示在有限时间内 $e_1 \rightarrow 0$ 。

对于(5-30)的第二个方程, 车身侧滑动力学可以重写为:

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{x_1 \sec^2 x_2} \left(\frac{1}{m} u_2 - \dot{x}_1 \tan x_2 - x_1 x_3 \right) \quad (5-37)$$

设 $e_2 = x_2 - x_{2r}$, 并定义一个李雅普诺夫函数为:

$$V_2 = \frac{1}{2} e_2^2 \quad (5-38)$$

将式(5-38)沿着(5-37)方向求导, 可得:

$$\dot{V}_2 = e_2 \left(\frac{1}{x_1 \sec^2 x_2} \left(\frac{1}{m} u_2 - \dot{x}_1 \tan x_2 - x_1 x_3 \right) - \dot{x}_{2r} \right) \quad (5-39)$$

令:

$$u_2 = m \left(\dot{x}_1 \tan x_2 + x_1 x_3 - k_2 \operatorname{sgn}(e_2) \right) \quad (5-40)$$

式中, $k_2 > 0$, 我们可以得到:

$$\dot{V}_2 = -\frac{k_2}{x_1 \sec^2 x_2} |e_2| - e_2 \dot{x}_{2r} \quad (5-41)$$

式中, 由于 x_1 表示车辆纵向速度, 有 $x_1 > 0$, 并且 x_2 只会无限趋近于 x_{2r} , 所以 $e_2 \neq 0$, 则: $\dot{V}_2 = -\frac{k_2}{x_1 \sec^2 x_2} |e_2| - e_2 \dot{x}_{2r} < 0$ 。这表示在有限时间内 $e_2 \rightarrow 0$ 。

对于(5-30)的第三个方程, 车身侧滑动力学可以重写为:

$$\dot{x}_3 = \frac{1}{I} u_3 \quad (5-42)$$

设 $e_3 = x_3 - x_{3r}$, 并定义一个李雅普诺夫函数为:

$$V_3 = \frac{1}{2} e_3^2 \quad (5-43)$$

将式(5-43)沿着(5-42)方向求导, 可得:

$$\dot{V}_3 = e_3 \left(\frac{1}{I} u_3 - \dot{x}_{3r} \right) \quad (5-44)$$

令:

$$u_3 = I \left(\dot{x}_{3r} - k_3 \operatorname{sgn}(e_3) \right) \quad (5-45)$$

式中, $k_3 > 0$, 我们可以得到:

$$\dot{V}_3 = -k_3 e_3 \operatorname{sgn}(e_3) = -k_3 |e_3| \quad (5-46)$$

式中, 由于 x_3 只会无限趋近于 x_{3r} , 所以 $e_3 \neq 0$, 则: $\dot{V}_3 = -k_3 |e_3| < 0$ 。这

表示在有限时间内 $e_3 \rightarrow 0$ 。

由顶层控制器跟踪到的车辆状态，包括车辆纵向速度 v_x 、侧滑角 β 、车辆横摆角速度 γ ，再根据式(5-22) ~ (5-25)求解的各车轮侧偏角，可以很容易地通过下列方程获得车轮转向角 δ ：

$$\delta_1 = \beta + \frac{L_1 \gamma}{v_x + \gamma \frac{c}{2}} - \alpha_1 \quad (5-47)$$

$$\delta_2 = \beta + \frac{L_1 \gamma}{v_x - \gamma \frac{c}{2}} - \alpha_2 \quad (5-48)$$

$$\delta_3 = \beta - \frac{L_2 \gamma}{v_x + \gamma \frac{c}{2}} - \alpha_3 \quad (5-49)$$

$$\delta_4 = \beta - \frac{L_2 \gamma}{v_x - \gamma \frac{c}{2}} - \alpha_4 \quad (5-50)$$

至此，车辆弯道制动顶层控制器已设计完成。

接下来，底层车轮滑移率控制器被设计为通过车轮制动力矩 T_{bi} 产生分配的车轮纵向力 F_{xi} 。首先为车轮滑移率动力学设计了一个反步控制器，以跟踪其参考值 0.2。将车轮滑移率动力学的滑动面定义为：

$$s_i = (\lambda_i - 0.2) + \sigma \int_0^t (\lambda_i - 0.2) d\tau \quad (5-51)$$

定义一个李雅普诺夫函数为：

$$V_i = \frac{1}{2} s_i^2 \quad (5-52)$$

将式(5-52)沿着(5-51)方向求导，可得：

$$\dot{V}_i = s_i \left(-\frac{1}{v_i} \left(\frac{F_{xi} \cdot R^2}{J} \right) - \frac{1}{v_i} (1 - \lambda_i) \cdot \mu(\lambda_i) \cdot g + \frac{R}{J v_i} \cdot T_{bi} + \sigma (\lambda_i - 0.2) \right) \quad (5-53)$$

令：

$$T_{bi} = \frac{J v_i}{R} \left(\frac{1}{v_i} \left(\frac{F_{xi} \cdot R^2}{J} \right) + \frac{1}{v_i} (1 - \lambda_i) \cdot \mu(\lambda_i) \cdot g - \sigma (\lambda_i - 0.2) - k \cdot \text{sgn}(s_i) \right) \quad (5-54)$$

式中， $k > 0$ ，我们可以得到：

$$\dot{V}_i = -k s_i \text{sgn}(s_i) = -k |s_i| < 0 \quad (5-55)$$

通过设计的车轮滑移率底层控制器，可以在有限时间内使车轮滑移率保持在 0.2 附近。

5.3 汽车弯道制动仿真分析

同样的，在 MATLAB/Simulink 中搭建车辆弯道制动动力学模型，并验证弯

道制动控制器的适应性。其中，弯道制动顶层控制器用于跟踪车辆纵向速度 v_x 、侧滑角 β 、车辆横摆角速度 γ 。底层控制器控制车轮滑移率在极短时间内能够维持在稳定范围内。

5.3.1 高附着系数路面仿真分析

首先，我们选择在干燥沥青路面上进行控制器的验证工作。我们首先由式(5-35)、(5-40)、(5-45)在 Simulink 中成功搭建了顶层控制器模型如图 5-6 所示，给出相应参数： $K_1=1000$ ， $K_2=1000$ ， $K_3=1000$ 。

接着由式(5-54)在 Simulink 中成功搭建了底层控制器模型如图 5-7 所示，给出相应参数： $\sigma=10$ ， $K=50$ 。仿真结果如图 5-8~5-9 所示：

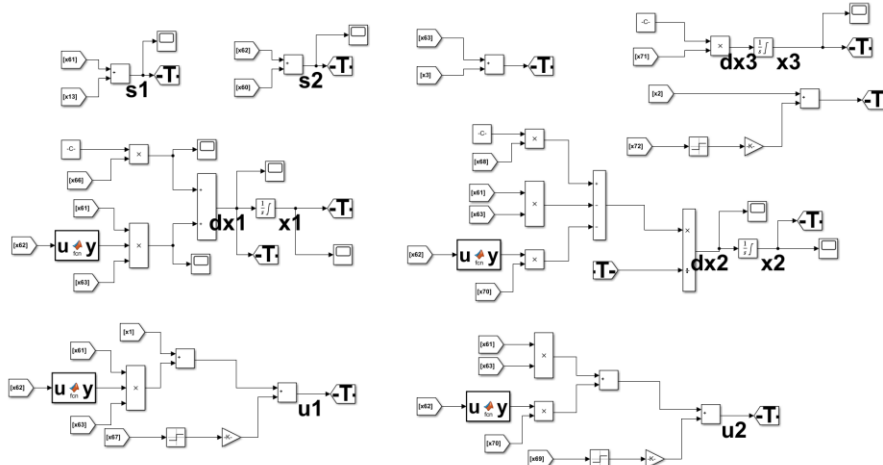


图 5-6 车辆弯道制动顶层控制器

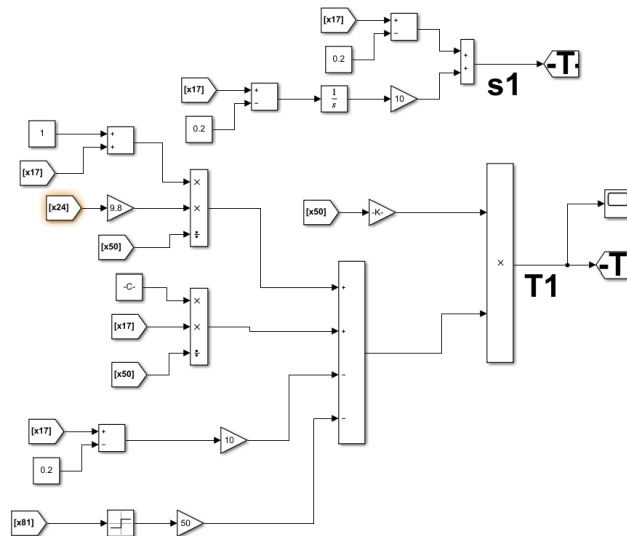


图 5-7 车辆弯道制动底层控制器

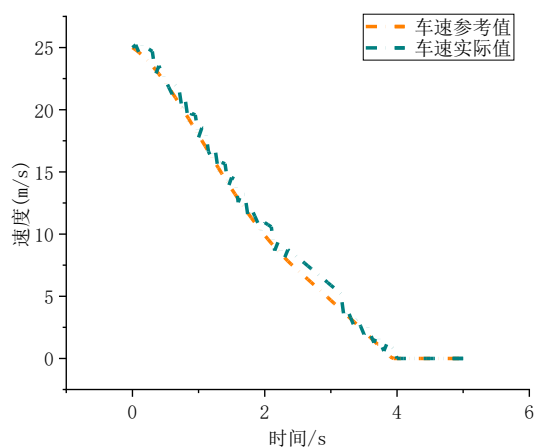
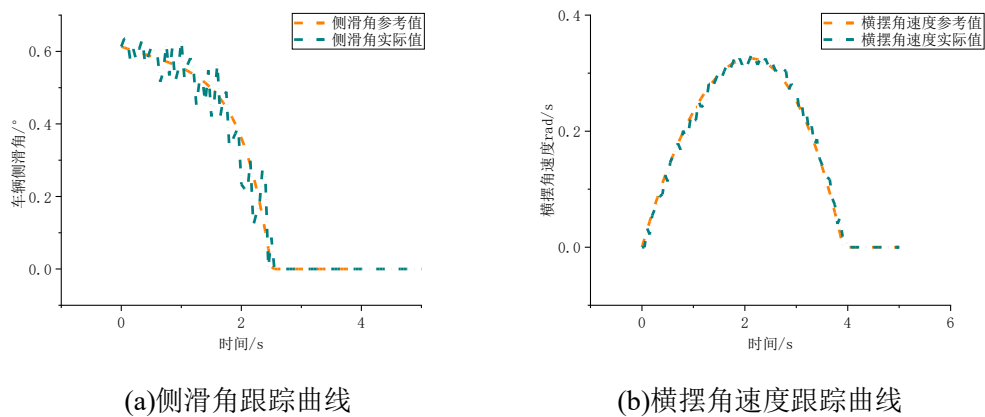


图 5-8 顶层控制器跟踪车辆速度



(a)侧滑角跟踪曲线

(b)横摆角速度跟踪曲线

图 5-9 顶层控制器跟踪曲线

由图 5-8~5-9 可以看出，该顶层控制器能够很好地跟踪到车辆相关状态值，包括车辆纵向速度 v_x 、侧滑角 β 、车辆横摆角速度 γ 。底层控制器控制的车轮滑移率如图 5-10 所示：

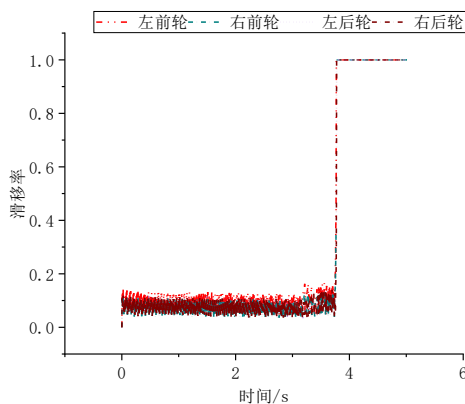


图 5-10 高附着系数路面车轮滑移率变化曲线

如图所示，在转弯制动时四个车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。

设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。

相比较无控制器的汽车转弯制动过程，有控制器的汽车转弯制动不仅有更短的制动时间，而且车辆横摆角速度变化也更加的平缓，具体的如图 5-11 所示：

由图 5-11 所示，在高附着系数路面上进行转弯制动，无控制器系统制动时间需要 4.340s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 3.925s。相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 9.56%。并且有控制器系统的车辆横摆角速度峰值相比无控制器系统减少了 0.052rad/s，从而降低了车辆转弯制动时侧翻的可能性，制动效果明显。

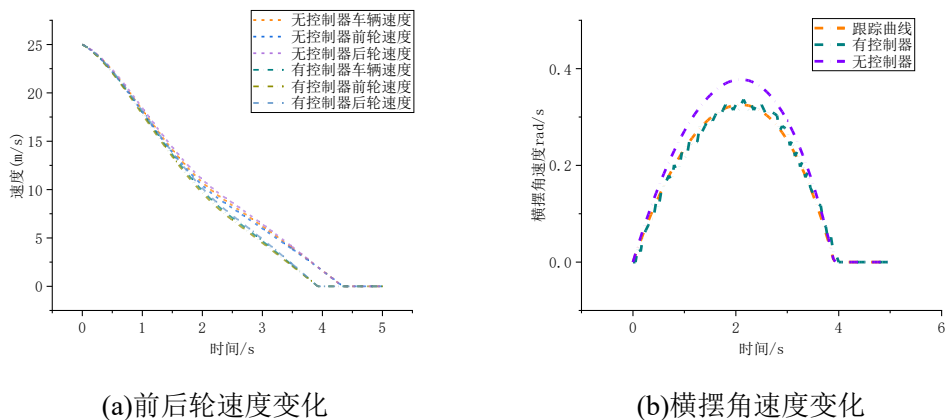


图 5-11 高附着系数车辆仿真曲线

5.3.2 低附着系数路面仿真分析

考虑到路面危险性，我们仍然选择湿沥青路面环境进行控制器的验证工作。给出相应参数： $K_1=1000$ ， $K_2=1000$ ， $K_3=1000$ 。仿真结果如图 5-12~5-13 所示：

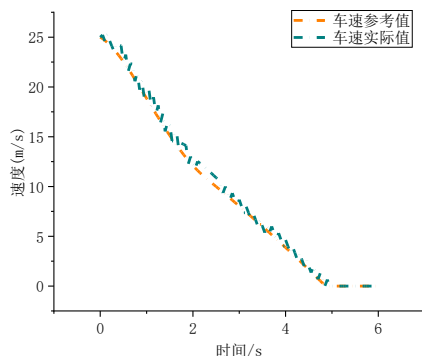
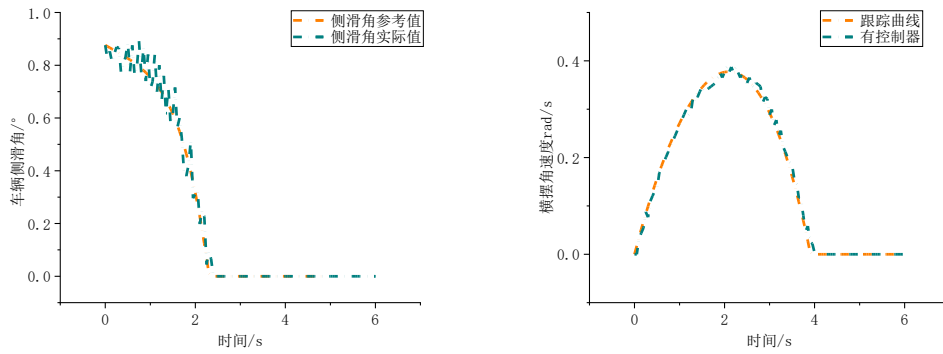


图 5-12 顶层控制器跟踪车辆速度



(a)侧滑角跟踪曲线

(b)横摆角速度跟踪曲线

图 5-13 顶层控制器跟踪曲线

同样的，由图 5-12~5-13 可以看出，在低附着系数路面上该顶层控制器也能够很好地跟踪到车辆相关状态值。底层控制器控制的车轮滑移率如图 5-14 所示：

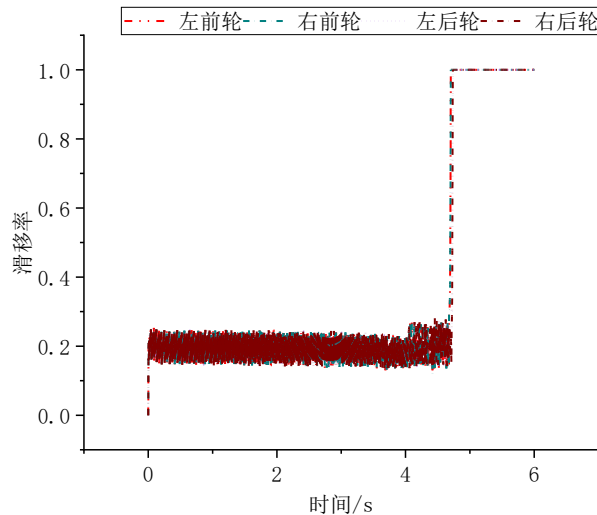


图 5-14 低附着系数路面车轮滑移率变化曲线

如图 5-14 所示，在低附着系数路面上转弯制动时四个车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。

由图 5-15 所示，在低附着系数路面上进行转弯制动，无控制器系统制动时间需要 5.835s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 4.865s。相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 16.62%。并且无控制器系统的车辆横摆角速度峰值为 0.6441rad/s，而有控制器系统的车辆横摆角速度峰值是 0.3776rad/s，相比无控制器系统减少了 0.2665rad/s，这样就大大降低了车辆弯道制动时发生侧翻的可能性，制动效果明显。

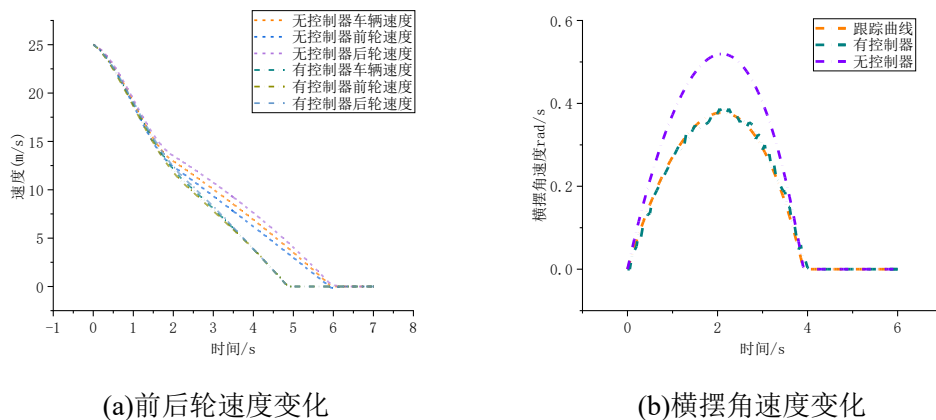


图 5-15 低附着系数车辆仿真曲线

5.4 本章小结

本章主要讨论了汽车在弯道制动时的控制策略。

首先，为了还原车辆弯道制动工况下的车辆真实情况，并设计弯道制动控制策略，选用车辆七自由度动力学模型，并给出车辆弯道行驶的轮胎魔术公式。然后在 MATLAB/Simulink 中搭建相应的动力学模型，通过仿真分析了无控制器条件下的车辆弯道制动过程。接着，针对车辆转弯时的四个临界条件，设计了汽车弯道制动系统反步控制器。包括顶层控制器能够跟踪到的车辆状态，底层控制器为了跟踪期望滑移率。最后，仿真结果表明该控制器对于车辆弯道制动有很好的控制效果。

第 6 章 单轮制动失效下车轮协同制动力分配控制策略

汽车在弯道进行紧急制动时，车轮由于机械或者电气设备导致的制动失效，车辆前后轴制动力分配规则被瞬间破坏，并且车辆左右轮受力不平衡，这样不仅降低汽车的制动性能，更重要的是影响车内乘客的生命安全。为了有效的避免这种情况，需要设计一种车轮制动失效时，车辆前后轴以及左右轮的制动力分配策略。

6.1 单轮制动失效车辆动力学模型

汽车制动时发生单轮失效情况是非常危险的，因为单轮制动失效会导致左右两边车轮所受的纵向摩擦力和横向力都不再相等，汽车会发生制动跑偏等极端情况。并且在汽车制动时，由于车辆质心前移，在前轮发生制动失效时会损失更多的制动力。下面我们将分别针对左前轮、右前轮、左后轮和右后轮制动失效情况建立相应的车辆动力学模型。

6.1.1 左前轮制动失效车辆动力学模型

左前轮制动失效过程如图 6-1 所示，结合式(5-1)~(5-3)，左前轮制动失效车辆动力学数学模型可以表示为：

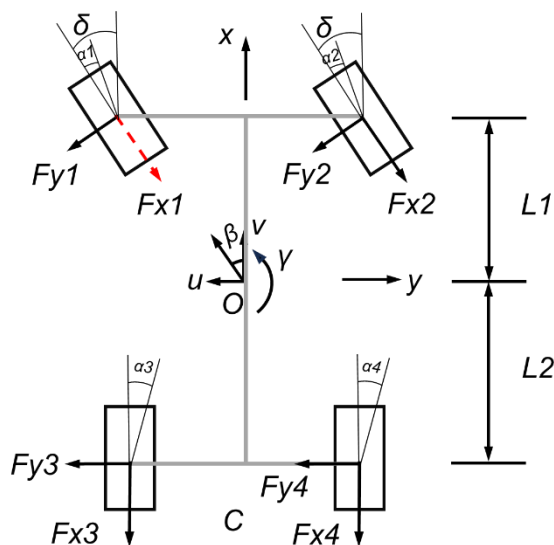


图 6-1 左前轮制动失效车辆动力学模型

$$\begin{cases} m(a_x - \gamma \cdot u) = F_{x2} \cdot \cos\delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \sin\delta + F_{x3} + F_{x4} \\ m(a_y + \gamma \cdot v) = (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta - F_{x2} \cdot \sin\delta + F_{y3} + F_{y4} \\ I \cdot \dot{\gamma} = [L_1 F_{x2} + \frac{c}{2}(F_{y1} - F_{y2})] \cdot \sin\delta - L_1(F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta \\ \quad + L_2(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{c}{2}[-F_{x2} \cdot \cos\delta + (F_{x3} - F_{x4})] \end{cases} \quad (6-1)$$

由式(6-1)可知, 由于左前轮失效, 左前轮所受纵向制动力以及横向制动力会损失, 进而使车辆制动时间大大增加, 相应的制动距离也会增长。同时, 由于前轮是转向轮, 制动失效时情况会更加复杂, 左前轮失去纵向制动力, 车轮总的抓地能力会大大降低, 会加大车辆的侧向跑偏趋势。

6.1.2 右前轮制动失效车辆动力学模型

右前轮制动失效过程如图 6-2 所示, 结合式(5-1)~(5-3), 右前轮制动失效车辆动力学数学模型可以表示为:

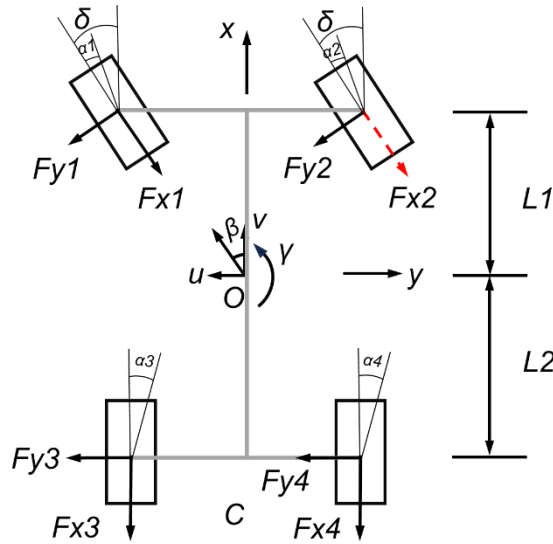


图 6-2 右前轮制动失效车辆动力学模型

$$\begin{cases} m(a_x - \gamma \cdot u) = F_{x1} \cdot \cos\delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \sin\delta + F_{x3} + F_{x4} \\ m(a_y + \gamma \cdot v) = (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta - F_{x1} \cdot \sin\delta + F_{y3} + F_{y4} \\ I \cdot \dot{\gamma} = [L_1 F_{x1} + \frac{c}{2}(F_{y1} - F_{y2})] \cdot \sin\delta - L_1(F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta \\ \quad + L_2(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{c}{2}[F_{x1} \cdot \cos\delta + (F_{x3} - F_{x4})] \end{cases} \quad (6-2)$$

同样的, 由式(6-2)可知, 由于右前轮失效, 右前轮所受纵向制动力以及横向制动力会损失, 进而使车辆制动时间大大增加, 相应的制动距离也会增长。同时, 由于前轮是转向轮, 制动失效时情况会更加复杂, 右前轮失去纵向制动力, 车轮总的抓地能力会大大降低, 会加大车辆的侧向跑偏趋势。

6.1.3 左后轮制动失效车辆动力学模型

左后轮制动失效过程如图 6-3 所示，结合式(5-1)~(5-3)，左后轮制动失效车辆动力学数学模型可以表示为：

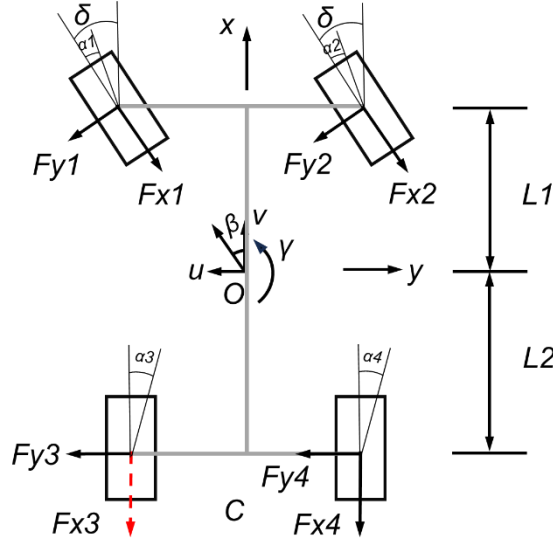


图 6-3 左后轮制动失效车辆动力学模型

$$\begin{cases} m(a_x - \gamma \cdot u) = (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \cos \delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \sin \delta + F_{x4} \\ m(a_y + \gamma \cdot v) = (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos \delta - (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \sin \delta + F_{y3} + F_{y4} \\ I \cdot \dot{\gamma} = [L_1(F_{x1} + F_{x2}) + \frac{C}{2}(F_{y1} - F_{y2})] \cdot \sin \delta - L_1(F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos \delta \\ \quad + L_2(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{C}{2}[(F_{x1} - F_{x2}) \cdot \cos \delta - F_{x4}] \end{cases} \quad (6-3)$$

由式(6-3)可知，左后轮失效时的车辆制动减速度小于正常制动时的制动减速度，进而使车辆制动时间大大增加，相应的制动距离也会增长。

6.1.4 右后轮制动失效车辆动力学模型

右后轮制动失效过程如图 6-4 所示，结合式(5-1)~(5-3)，右后轮制动失效车辆动力学数学模型可以表示为：

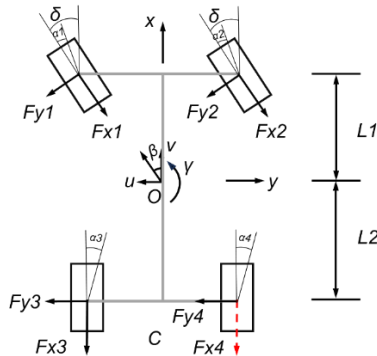


图 6-4 右后轮制动失效车辆动力学模型

$$\begin{cases} m(a_x - \gamma \cdot u) = (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \cos\delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \sin\delta + F_{x3} \\ m(a_y + \gamma \cdot v) = (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta - (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \sin\delta + F_{y3} + F_{y4} \\ I \cdot \dot{\gamma} = [L_1(F_{x1} + F_{x2}) + \frac{c}{2}(F_{y1} - F_{y2})] \cdot \sin\delta - L_1(F_{y1} + F_{y2}) \cdot \cos\delta \\ \quad + L_2(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{c}{2}[(F_{x1} - F_{x2}) \cdot \cos\delta + F_{x3}] \end{cases} \quad (6-4)$$

同样的，右后轮制动失效导致车辆所受总的地面制动力会减小，进而使车辆制动时间大大增加，相应的制动距离也会增长。

6.2 四轮转矩分配控制器

控制目标就是针对单轮制动失效问题提出有效的控制策略，尽可能维持车轮滑移率在稳定范围内，并减小车辆横摆角速度，同时将制动距离和制动时间最小化。所设计的控制结构由 EMB 线控制动器、车辆线性二自由度参考模型、附加横摆力矩控制器、四轮转矩分配控制器和整车模型等组成，如图 6-5 所示。通过附加横摆力矩控制器得到车轮失效时所需的附加横摆力矩，再结合 EMB 线控制动器，设计出四轮转矩分配控制器，使得在单轮制动失效时，能够将制动力矩合理分配给各车轮执行器，进而达到闭环控制。

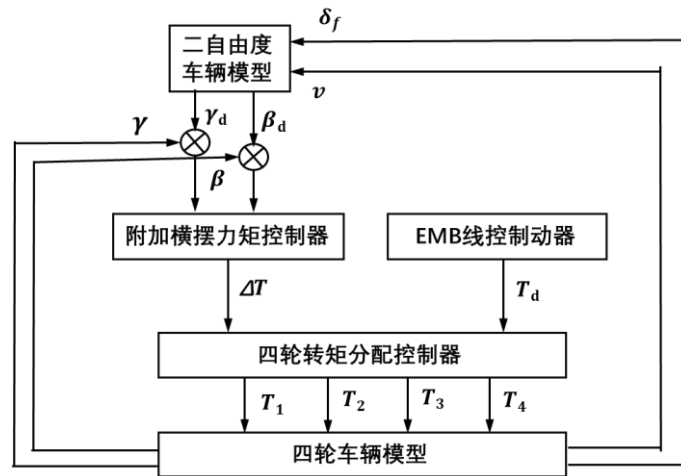


图 6-5 转矩分配控制结构图

6.2.1 附加横摆力矩控制器

由转矩分配控制结构图可知，附加横摆力矩控制器需要车辆期望的质心侧偏角以及期望的横摆角速度，那么首先给出车辆线性二自由度参考模型，如图 6-6 所示：

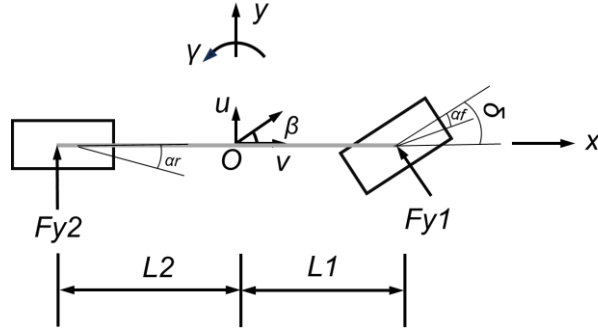


图 6-6 线性二自由度模型

由汽车理论相关知识，该模型的运动方程为：

$$\begin{cases} mv(\dot{\beta}_d + \gamma_d) = (K_1 + K_2)\beta_d + \frac{1}{v}(L_1K_1 - L_2K_2)\gamma_d - K_1\delta_f \\ I\dot{\gamma}_d = (L_1K_1 - L_2K_2)\beta_d + \frac{(L_1^2K_1 + L_2^2K_2)}{v}\gamma_d - L_1K_1\delta_f \end{cases} \quad (6-5)$$

式中： β_d 为车辆期望质心侧偏角(rad)；

γ_d 为车辆期望横摆角速度(rad/s)；

K_1 为前轮的侧偏刚度；

K_2 为后轮的侧偏刚度。

将(6-5)式写成状态方程形式，有：

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta}_d \\ \dot{\gamma}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{K_1 + K_2}{mv} & \frac{L_1K_1 - L_2K_2}{mv^2} - 1 \\ \frac{L_1K_1 - L_2K_2}{I} & \frac{L_1^2K_1 + L_2^2K_2}{Iv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta_d \\ \gamma_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{K_1}{mv} \\ -\frac{L_1K_1}{I} \end{bmatrix} \delta_f \quad (6-6)$$

定义滑模面 s_γ ：

$$s_\gamma = \gamma_d - \gamma \quad (6-7)$$

选择幂次趋近律：

$$\dot{s} = \tau|s|^\varphi \text{sgn}(s) \quad (6-8)$$

其中：

$$\text{sgn}(s) = \frac{s}{|s|} \cong \frac{s}{|s| + \zeta} \quad (6-9)$$

式中， $\tau = 4$ ， $\varphi = 2$ ， $\zeta = 0.05$ 。

由于转向角 δ_f 较小，有 $\sin\delta_f \approx 0$ ， $\cos\delta_f \approx 1$ ，那么式(5-3)可以写成：

$$I \cdot \dot{\gamma} = L_2(F_{y3} + F_{y4}) - L_1(F_{y1} + F_{y2}) + \frac{c}{2}[(F_{x1} - F_{x2}) + (F_{x3} - F_{x4})] \quad (6-10)$$

令 $F_{x1} - F_{x2} = \Delta F_1$ ， $F_{x3} - F_{x4} = \Delta F_2$ ，其中 ΔF_1 、 ΔF_2 分别为前后轴左右轮输出驱动力的差值，则附加横摆力矩为：

$$\Delta T' = L_2(F_{y3} + F_{y4}) - L_1(F_{y1} + F_{y2}) + \frac{c}{2}(\Delta F_1 + \Delta F_2) \quad (6-11)$$

结合滑模控制，新设计的附加横摆力矩为：

$$\Delta T = I[\dot{\gamma}_d + \dot{s}_\gamma + \varepsilon(\dot{\beta}_d - \dot{\beta})] \quad (6-12)$$

6.2.2 四轮转矩分配控制器

期望转矩 T_d 经由 EMB 线控制动器可得到，附加横摆力矩 ΔT 经由附加横摆力矩控制器得出。那么四轮转矩分配控制器在综合考虑车轮制动失效状态、前后轴车轮制动力矩情况后，根据分配规则将期望转矩 T_d 和附加横摆力矩 ΔT 分配给各个车轮。令：

$$T_1 = \frac{1}{4}\eta_1 T_d + \frac{1}{2}\xi_1 \Delta T \quad (6-13)$$

$$T_2 = \frac{1}{4}\eta_2 T_d + \frac{1}{2}\xi_2 \Delta T \quad (6-14)$$

$$T_3 = \frac{1}{4}\eta_3 T_d + \frac{1}{2}\xi_3 \Delta T \quad (6-15)$$

$$T_4 = \frac{1}{4}\eta_4 T_d + \frac{1}{2}\xi_4 \Delta T \quad (6-16)$$

式中， η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 为故障因子，表示各个车轮的制动失效状态， ξ_1 、 ξ_2 、 ξ_3 、 ξ_4 为调节系数。具体分配策略如表 6-1、6-2、6-3 及 6-4 所示：

表 6-1 左前轮制动失效分配规则

系数	分配值	系数	分配值
η_1	1.35	η_2	1.15
η_3	0.65	η_4	0.85
ξ_1	0.6	ξ_2	0.4
ξ_3	0.4	ξ_4	0.4

表 6-2 右前轮制动失效分配规则

系数	分配值	系数	分配值
η_1	1.15	η_2	1.4
η_3	0.85	η_4	0.6
ξ_1	0.3	ξ_2	0.7
ξ_3	0.3	ξ_4	0.3

表 6-3 左后轮制动失效分配规则

系数	分配值	系数	分配值
η_1	0.8	η_2	0.85
η_3	1.2	η_4	1.15
ζ_1	0.35	ζ_2	0.35
ζ_3	0.65	ζ_4	0.35

表 6-4 右后轮制动失效分配规则

系数	分配值	系数	分配值
η_1	0.9	η_2	0.7
η_3	1.1	η_4	1.3
ζ_1	0.35	ζ_2	0.35
ζ_3	0.35	ζ_4	0.35

6.3 仿真分析

6.3.1 左前轮制动失效仿真分析

首先,我们选择左前轮制动失效车辆模型在低附着路面上进行控制器的验证工作。我们首先由式(6-6)、(6-12)、(6-13)~(6-16)在 Simulink 中搭建了相应的控制器模型如图 6-7 所示,控制器参数如上表 6-1 所示,则:

我们给驱动电机输入 12V 的电枢电压,并假设车辆模型初始速度为 25m/s,给定前轮转角 5° 。仿真结果如图 6-8~6-10 所示:

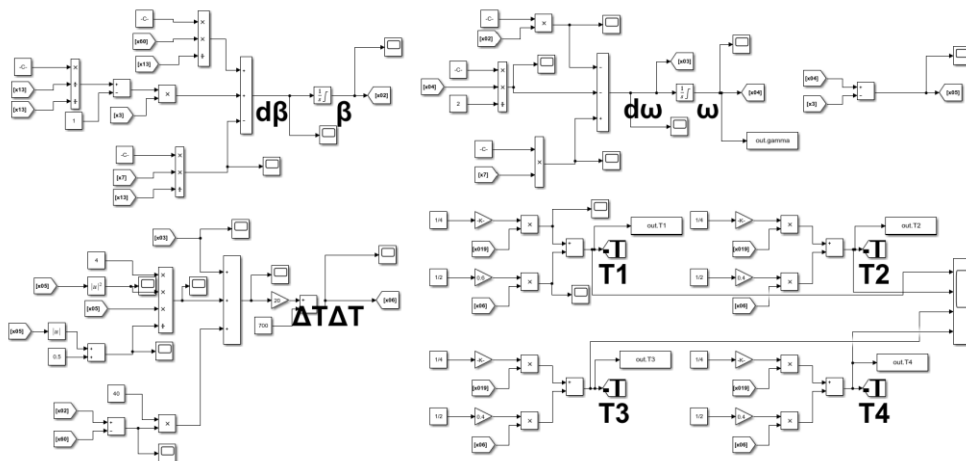


图 6-7 三轮协同制动力分配控制器

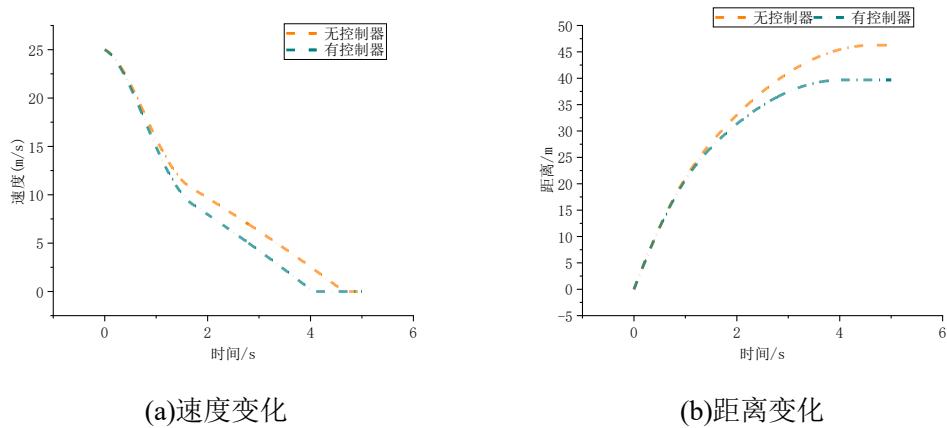


图 6-8 左前轮失效车辆仿真曲线

由图 6-8 所示，在低附着系数路面上，并且左前轮处于制动失效工况下进行转弯制动，仿真结果表明：无控制器系统制动时间需要 4.648s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 4.048s。相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 12.91%。无控制器系统制动距离需要 46.268m，而在有控制器的情况下系统制动距离为 39.678m，制动距离减少了 6.59m，控制效果明显。

由图 6-9 所示，无控制器系统的车辆横摆角速度峰值为 0.162rad/s，而有控制器系统的车辆横摆角速度峰值是 0.0325rad/s，相比无控制器系统减少了 0.1295rad/s，这样就大大降低了车辆弯道制动时发生侧翻的可能性，制动效果明显。

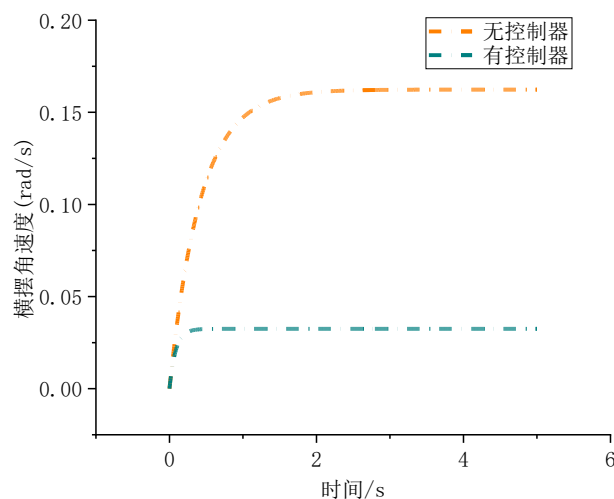


图 6-9 左前轮失效车辆横摆角速度对比曲线

如图 6-10 所示，无控制器下的左前轮制动失效过程滑移率变化较大，并且始终不能保持在期望滑移率附近。应用了三轮协同制动力分配控制器之后，四个

车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。所设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。

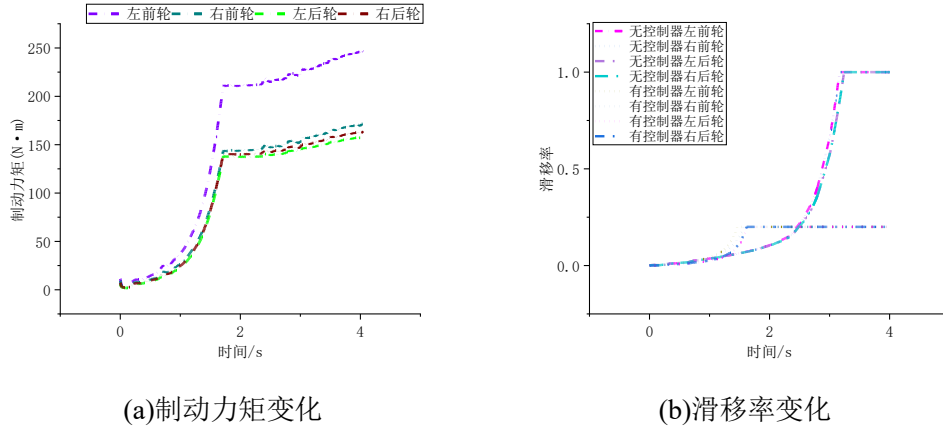


图 6-10 各车轮制动力矩和车轮滑移率对比曲线

6.3.2 右前轮制动失效仿真分析

接下来，我们选择右前轮制动失效车辆模型在低附着路面上进行控制器的验证工作，控制器参数如表 6-2 所示。同样的，给驱动电机输入 12V 的电枢电压，并假设车辆模型初始速度为 25m/s，给定前轮转角 5° 。仿真结果如图 6-11~6-13 所示：

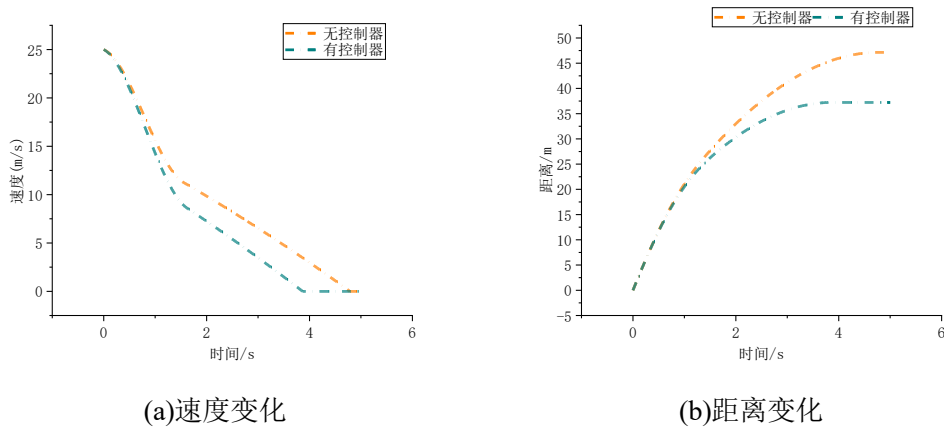


图 6-11 右前轮失效车辆仿真曲线

由图 6-11 所示，在低附着系数路面上，并且右前轮处于制动失效工况下进行转弯制动，仿真结果表明：无控制器系统制动时间需要 4.784s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 3.868s。相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 19.15%。无控制器系统制动距离需要 47.155m，而在有控制器的情况下系

统制动距离为 37.223m，制动距离减少了 9.932m，控制效果明显。

由图 6-12 所示，无控制器系统的车辆横摆角速度峰值为 0.178rad/s，而有控制器系统的车辆横摆角速度峰值是 0.0406rad/s，相比无控制器系统减少了 0.1374rad/s，这样就大大降低了车辆弯道制动时发生侧翻的可能性，制动效果明显。

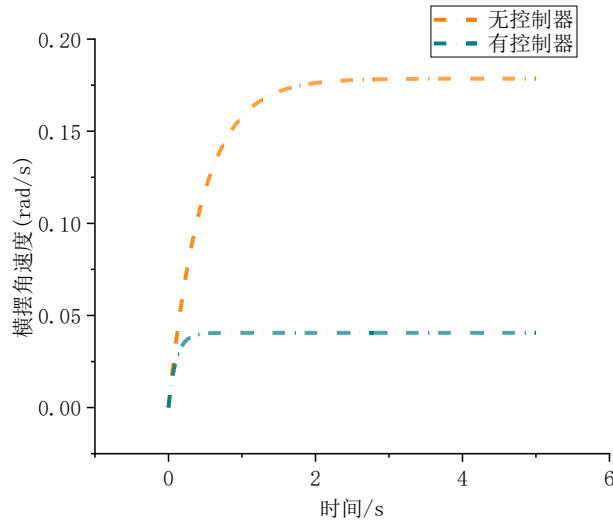
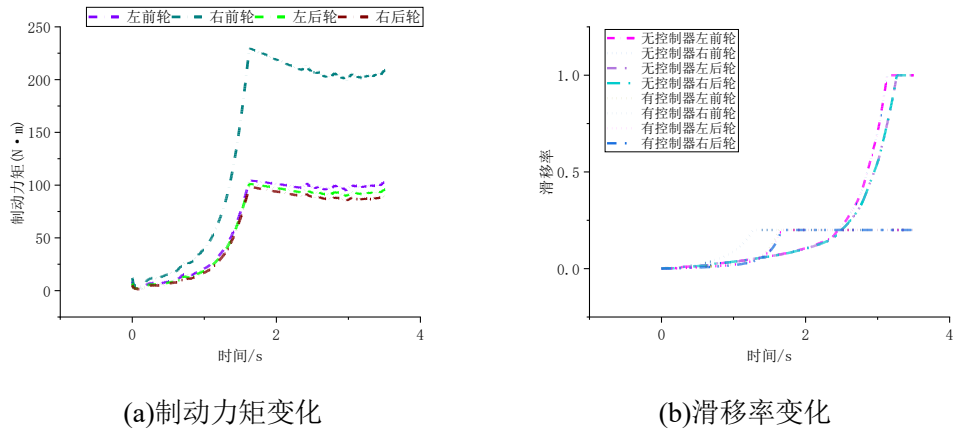


图 6-12 右前轮失效车辆横摆角速度对比曲线



(a)制动力矩变化

(b)滑移率变化

图 6-13 各车轮制动力矩和车轮滑移率对比曲线

同样的，无控制器下的右前轮制动失效过程滑移率变化较大，并且始终不能保持在期望滑移率附近。应用了三轮协同制动力分配控制器之后，四个车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。

6.3.3 左后轮制动失效仿真分析

我们选择左后轮制动失效车辆模型在低附着路面上进行控制器的验证工作，

控制器参数如上表 6-3 所示。同样的，给驱动电机输入 12V 的电枢电压，并假设车辆模型初始速度为 25m/s, 给定前轮转角 5° 。仿真结果如图 6-14~6-16 所示：

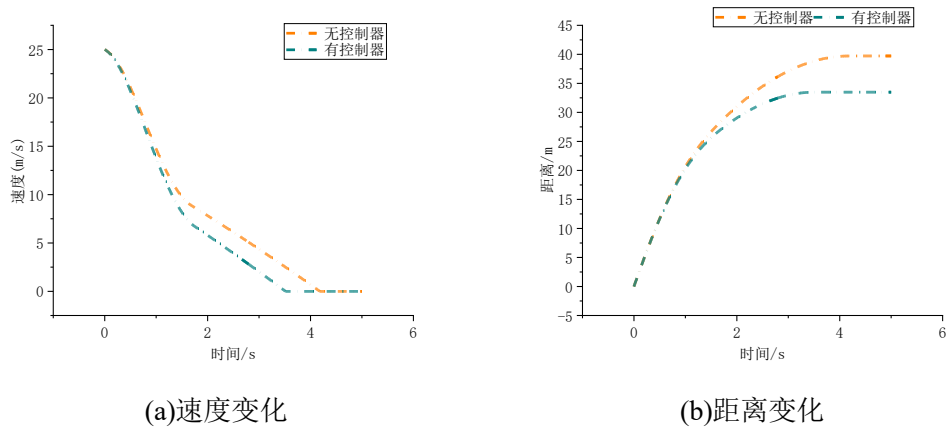


图 6-14 左后轮失效车辆仿真曲线

由图 6-14 所示，在低附着系数路面上，并且左后轮处于制动失效工况下进行转弯制动，仿真结果表明：无控制器系统制动时间需要 4.184s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 3.516s。相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 15.97%。无控制器系统制动距离需要 39.716m，而在有控制器的情况下系统制动距离为 33.485m，制动距离减少了 6.231m，控制效果明显。

由图 6-15 所示，无控制器系统的车辆横摆角速度峰值为 0.154rad/s，而有控制器系统的车辆横摆角速度峰值是 0.0308rad/s，相比无控制器系统减少了 0.1232rad/s，这样就大大降低了车辆弯道制动时发生侧翻的可能性，制动效果明显。

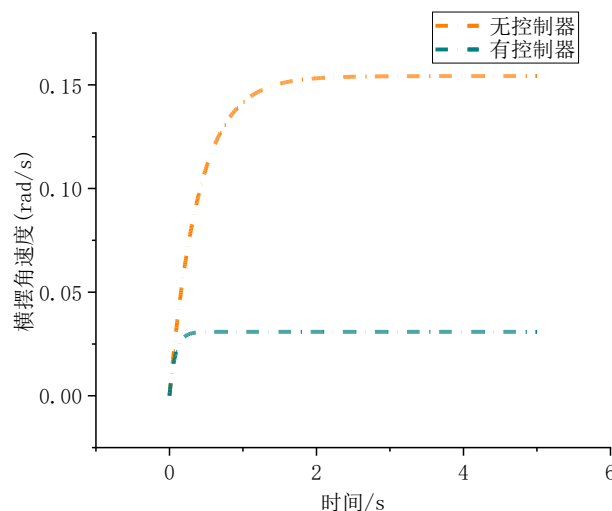


图 6-15 左后轮失效车辆横摆角速度对比曲线

如图 6-16 所示，无控制器下的左后轮制动失效过程滑移率变化较大，并且始终不能保持在期望滑移率附近。应用了三轮协同制动力分配控制器之后，四个车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。所设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。

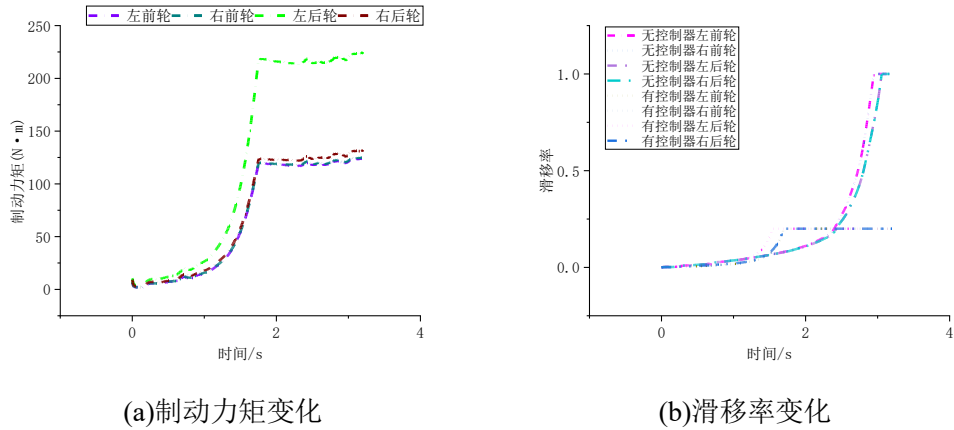


图 6-16 各车轮制动力矩和车轮滑移率对比曲线

6.3.4 右后轮制动失效仿真分析

由图 6-17 所示，在低附着系数路面上，并且左前轮处于制动失效工况下进行转弯制动，仿真结果表明：无控制器系统制动时间需要 4.464s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 3.852s。

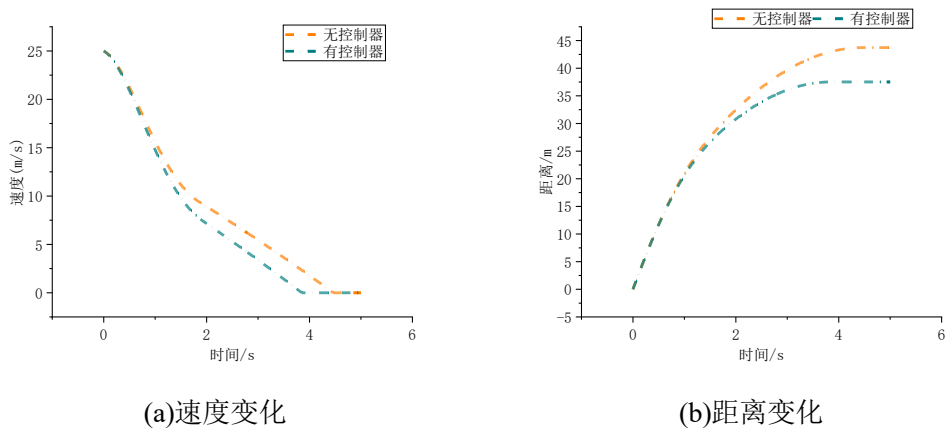


图 6-17 右后轮失效车辆仿真曲线

相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 13.71%。无控制器系统制动距离需要 43.726m，而在有控制器的情况下系统制动距离为 37.522m，制动距离减少了 6.204m，控制效果明显。

由图 6-18 所示,无控制器系统的车辆横摆角速度峰值为 0.149rad/s ,而有控制器系统的车辆横摆角速度峰值是 0.0276rad/s ,相比无控制器系统减少了 0.1214rad/s ,这样就大大降低了车辆弯道制动时发生侧翻的可能性,制动效果明显。

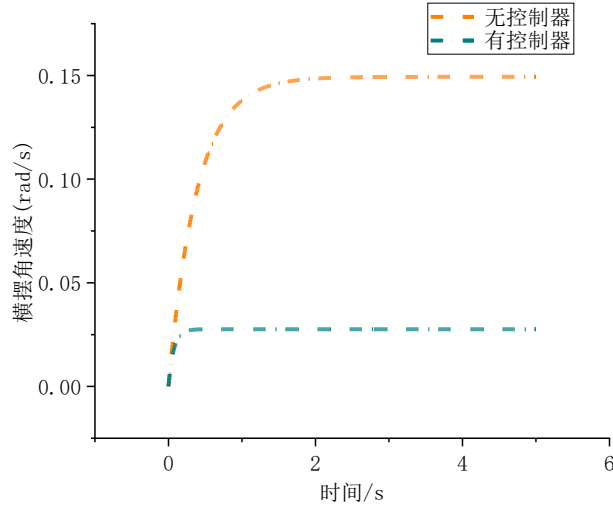
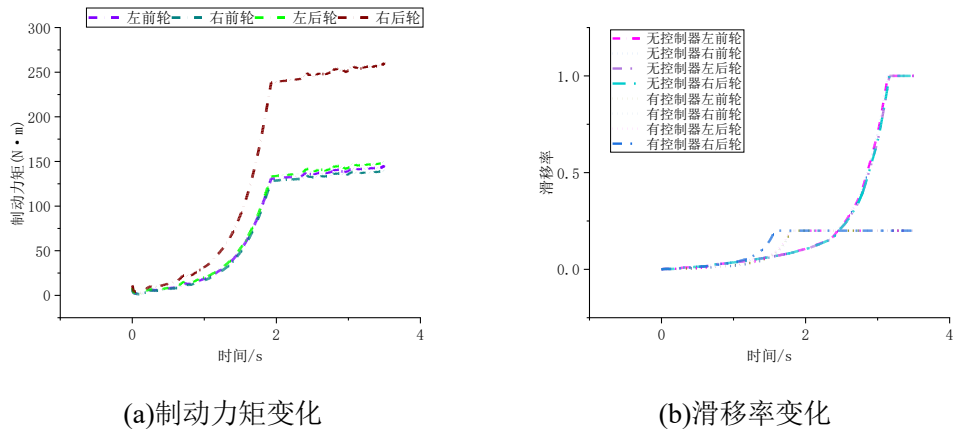


图 6-18 右后轮失效车辆横摆角速度对比曲线

如图 6-19 所示,无控制器下的右后轮制动失效过程滑移率变化较大,并且始终不能保持在期望滑移率附近。应用了三轮协同制动力分配控制器之后,四个车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。所设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率,并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑,系统更加稳定,具有良好的鲁棒性。



(a)制动力矩变化

(b)滑移率变化

图 6-19 各车轮制动力矩和车轮滑移率对比曲线

6.4 本章小结

本章针对汽车转弯制动出现单轮失效紧急情况时,提出了一种三轮协同制动力分配控制策略。

首先,为了分析车辆转弯制动时单轮失效的真实制动过程,分别针对左前轮、右前轮、左后轮和右后轮制动失效情况建立相应的车辆动力学模型。接着,通过本章设计的附加横摆力矩控制器得到车轮制动失效时,防止车轮跑偏所需的附加横摆力矩。再结合第 2 章的电子机械线控制动系统,设计出四轮转矩分配控制器。最后,在 MATLAB/Simulink 中建立相应的仿真模型,将设计的四轮转矩分配控制器应用到模型之中,仿真结果表明,该控制器在车辆发生制动失效时能够很好地控制车辆横摆角速度以及车轮滑移率。

第 7 章 基于硬件在环系统的车轮滑移率控制实验

为了验证制动系统的功能及性能是否满足车辆的高可靠性需求，在系统开发的不同阶段必须开展大量的测试工作，排除软硬件设计缺陷。传统基于实车的开发过程往往需要等待软硬件基本开发完成后，搭载实车进行调试和验证，测试中发现问题再重新更改软件或硬件，导致开发周期长，成本高，且将存在缺陷的制动系统直接用于实车测试存在较大的测试风险。针对上述问题，硬件在环测试系统(hardware-in-the-loop,HIL)由于可通过半实物进行仿真，最大限度的实现不同工况测试，从而在实验室开发阶段即可排除大量的早期设计缺陷，提高开发效率，降低开发成本，在车辆安全系统的开发中逐渐成为一种新的开发形式。为了验证所提出的车辆制动力分配控制策略，在制动 HIL 试验台上进行了实验。

7.1 实验系统介绍

本文所搭建的基于硬件在环的汽车直线制动车轮滑移率控制实验流程图如图 7-1 所示。

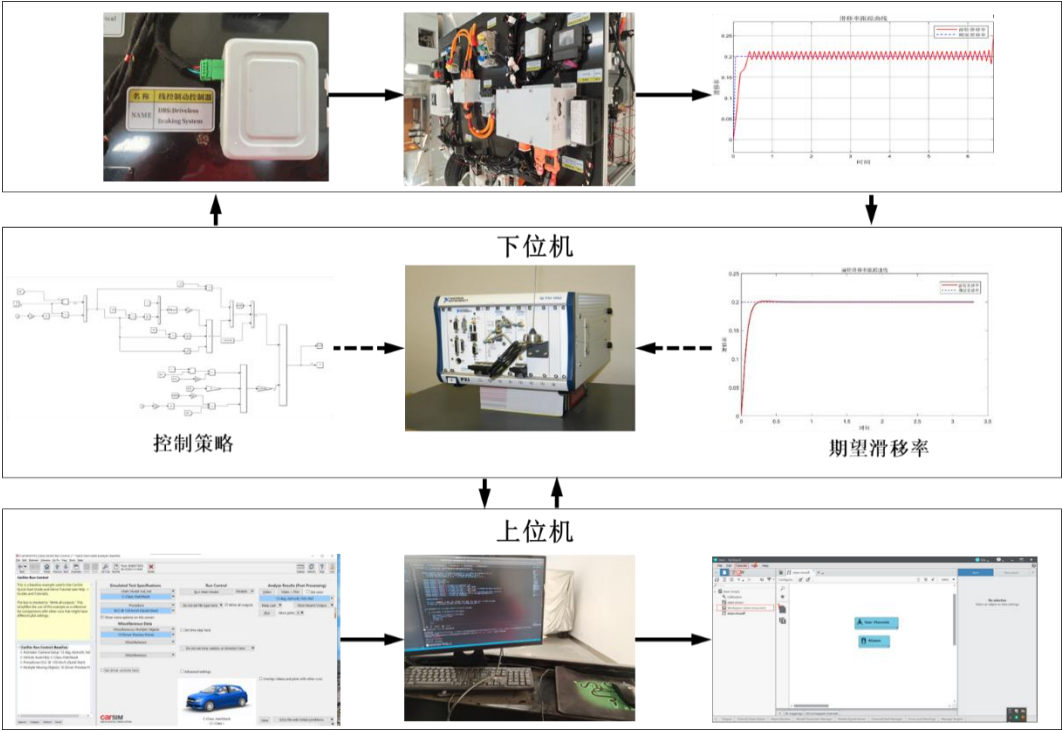


图 7-1 制动系统硬件在环实验流程图

由图 7-1 所示，实验测试系统主要包括车辆线控制动系统台架、PC 机（上位机）、实时硬件 PXI（下位机）、线控制动控制器。车辆线控制动系统台架包括制动踏板、加速踏板、压力传感器及制动执行器，用于模拟车辆制动操作并提供模拟车辆的制动系统状态参数信息。虚拟车辆仿真环境由 PC 机上安装的虚拟车辆仿真软件 Carsim 构建，可模拟车辆运动状态、车辆驾驶环境工况及驾驶员操作。PXI 由主控载板、CAN 通讯板卡、AD 信号采集卡、IO 输入输出板卡及轮速模拟板卡组成，主控载板用于信号的处理和传输；CAN 通讯板卡用于 CAN 报文的发送和接收；AD 信号采集卡用于采集加速踏板开度信号、制动踏板开度信号及执行器控制压力信号；IO 输入输出板卡用于输出驱动信号，驱动执行器的动作。

图 7-2 中，上位机实验管理软件基于 NI VeriStand 软件平台，安装 Carsim 和 Labview 软件，VeriStand 软件如图 7-3 所示。位置 1 是用户交互界面，可以在此绘制曲线、用户手动传参等操作；位置 2 可以切换到系统定义选项模块；位置 3 控制 Veristand 运行的启停：点击“Operate”，在下拉列表里点击“Deploy”此时程序开始部署，稍等片刻部署完成后，程序自动运行。想要停止运行，则依旧在“Operate”下选择“Undeploy”，此时程序停止。Carsim 仿真模型主要包括驾驶员模型、整车动力学模型、传感器模型及道路环境模型等，Labview 主要用于实验数据的采集。

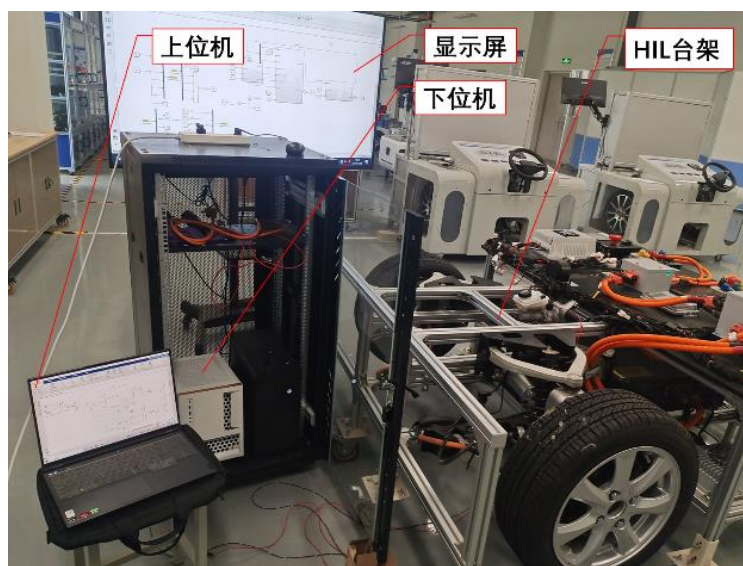


图 7-2 新能源汽车线控 HIL 试验台

下位机 PXI 是车辆线控制动系统台架和虚拟车辆仿真环境的接口，能够实

时解算 Carsim 软件设置的车辆制动动力学模型，将仿真模型编译并加载到 HIL 实时系统中，并通过 I/O 板卡和总线通信板卡完成信号匹配。实现控制对象仿真模型与控制器输入输出信号之间的无缝连接，从而形成闭环测试环境。

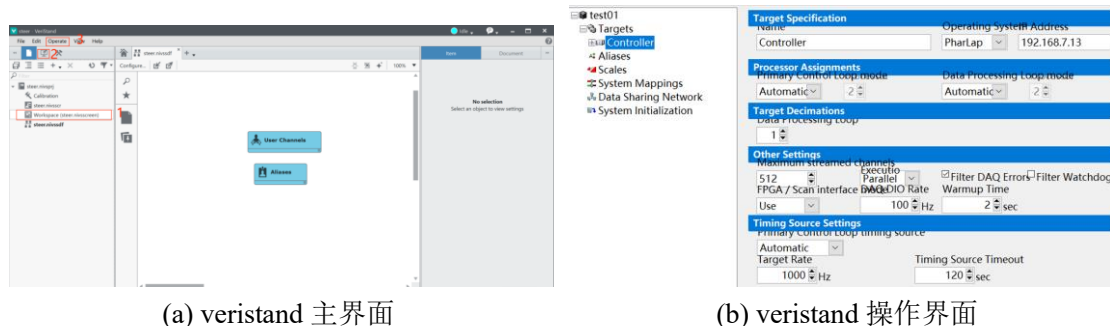


图 7-3 veristand 界面

PXI 将第 2 章提供的车辆相关参数信息传输给虚拟车辆仿真环境(Carsim)，从而控制模拟车辆的动作，并将车身姿态、运动信息通过 PXI 传输到线控制动控制器，线控制动控制器如图 7-4 所示，线控制动控制器根据所接收到的车辆状态信息驱动制动执行器动作以调整车辆状态。



图 7-4 线控制动控制器

7.2 实验内容和实验结果

本节主要针对所提出的车辆直线制动全局滑模控制策略，对制动之后车轮所能达到的实际滑移率进行实验验证。考虑到路面危险性，我们分别选择干沥青路

面、湿沥青路面和冰雪路面环境进行实验，并对照 Simulink 仿真结果，对试验结果进行对比分析，从而实现对控制方案的有效性和正确性进行验证。

基于硬件在环系统的车轮滑移率控制实验原理图如图 7-5 所示，具体测试方法为：将 Carsim 软件中的车辆七自由度动力学模型与实时仿真系统平台 PXI 接口配置并完成下载，将第 3 章在 Simulink 中搭建的车辆直线制动滑模控制策略模型的输入和输出信号与线控制动控制器的输入输出接口对应连接，通过制动系统控制策略自动代码生成 C 代码下载到线控制动控制器，完成驾驶员信息采集台架搭建和信号处理电路设计。驾驶员的操作信号通过终端输入线控制动控制器中，向线控制动控制器输入实时的车辆模型的状态信息，通过线控制动控制器中的直线制动滑模控制策略进行实时的计算，然后将所需要的扭矩命令输入到汽车模型中，实现闭环控制结构。在硬件测试软件 VeriStand 中通过新建项目，然后载入与控制策略模型同名的.sdf 文件，将需要观测的质心纵向车速、滑移率、四轮制动力矩以及轮胎纵向力选择适当的可视化工具布置在工作区。基于实验平台，完成车辆直线制动模式下的制动系统控制的硬件在环实验，再将 Simulink 得到的仿真数据和实验结果进行比较，从而实现了制动系统控制策略的验证。

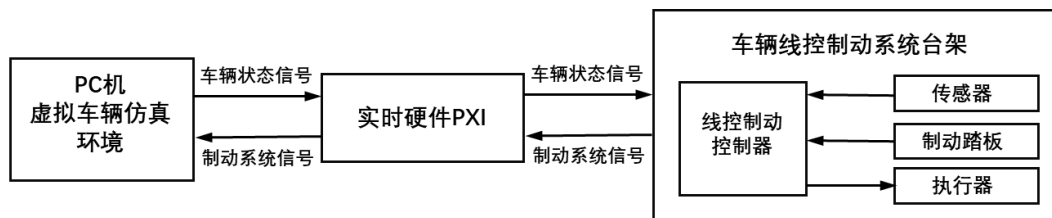


图 7-5 硬件在环测试系统原理图

按照欧洲新车碰撞测试中要求的自动紧急刹车系统测试，设置车辆的初始速度为 25m/s，0.5s 后车辆紧急制动，所提出的全局滑模控制策略介入制动控制。在直道上进行了试验，包括极低附着力($\mu=0.1$ ，相对于冰雪路面)、低附着力($\mu=0.3$ ，相对于湿沥青路面)、高附着力($\mu=0.8$ ，相对于干沥青路面)。

线控制动系统在低附着道路上的控制结果如图 7-6 所示。图 7-6(a)显示了纵向速度变化曲线，结合曲线，汽车前轮速度比后轮速度变化得更快，后轮的轮速比前轮的更稳定。类似地，车轮速度的稳定性可以通过图 7-6(b)中的滑移率颤振来反映。由于车轮转速颤振保持稳定，滑移率颤振随着车速的降低而增加。图 7-6(c)比较了前轮和后轮中的仿真制动转矩和实验制动转矩，以呈现前轴和后轴

的特性。实验的制动转矩在总体趋势上跟踪仿真转矩,但一些误差仍然存在。图 7-6(d)反映了车辆前后轮附着力,前轮总是大于后轮的纵向附着力,符合实际情况。

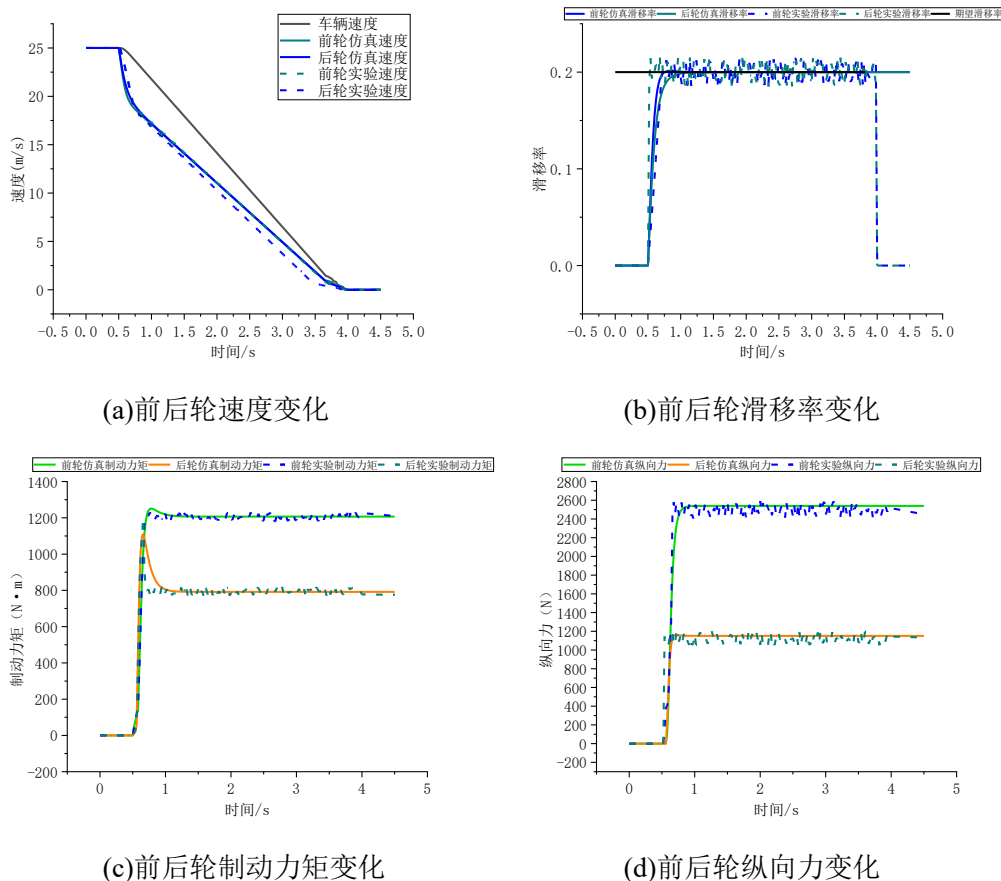


图 7-6 低附着力路面实验结果

线控制动系统在极低附着力道路上的控制结果如图 7-7 所示。由于路面附着系数非常小,虽然控制器可以跟踪到期望滑移率,但是在期望滑移率附近产生了剧烈的抖振,并且随着时间的推移,抖振并没有减少。由图 7-7(b)所示,车辆在冰雪路面上紧急制动时,后轮滑移率比前轮滑移率变化更加稳定。在附着力系数极低的道路上,所需的总制动扭矩非常小,而相对于后轮,前轮所需的制动力矩应更小。图 7-7(c)比较了前轮和后轮中的仿真制动转矩和实验制动转矩,以呈现前轴和后轴的特性。图 7-7(d)反映了车辆前后轮附着力,前轮总是大于后轮的纵向附着力。但由于地面附着力极低,前后轮制动力矩和纵向附着力都呈现较低的分布。

线控制动系统在高附着力道路上的实验结果如图 7-8 所示。由图可知,车辆在高附着系数路面上紧急制动,前轮和后轮速度变化更加稳定。车轮滑移率在短

时间内跟踪到期望滑移率，并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑。由于路面附着系数增大,图 7-8(c)中前轮和后轮的仿真制动转矩和实验制动转矩都相应地增大,以呈现前轴和后轴的特性。图 7-8(d)反映的车辆前后轮附着力也呈增大趋势。

以上实验结果表明：在低附着力路面、极低附着力路面以及高附着力路面上紧急制动，线控制动系统都能实现满足要求的制动效能，说明控制系统可靠性也基本满足要求。

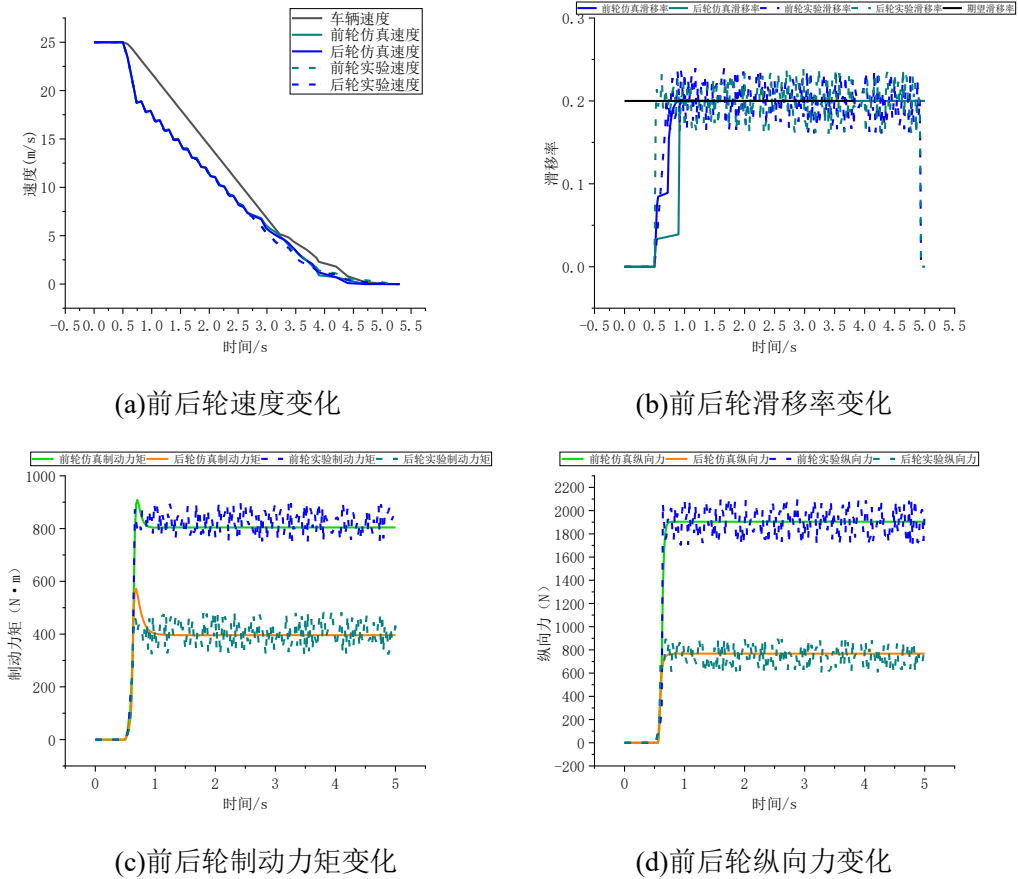
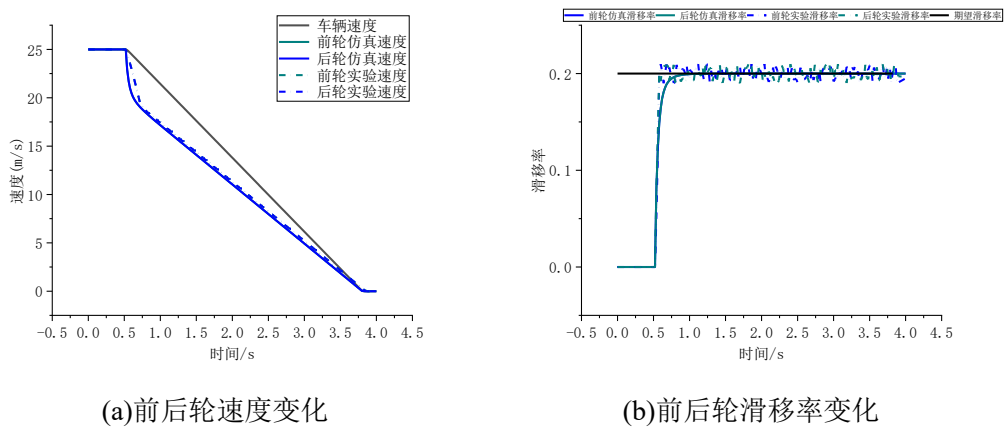
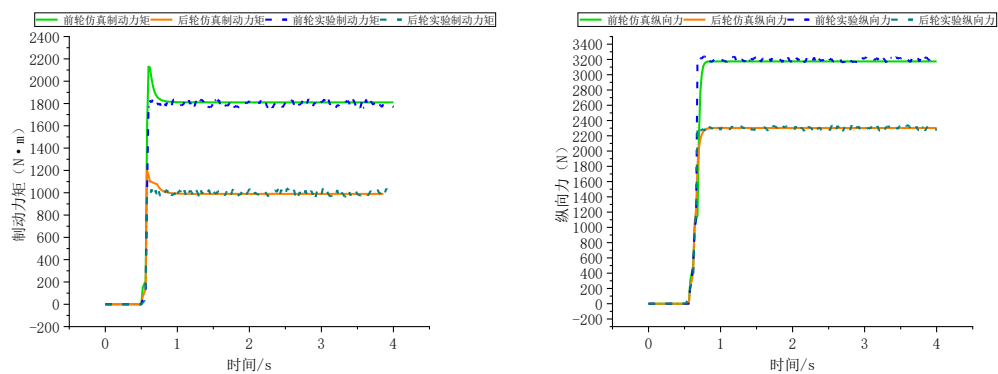


图 7-7 极低附着力路面实验结果





(c)前后轮制动力矩变化

(d)前后轮纵向力变化

图 7-8 高附着力路面实验结果

7.3 本章小结

本章在课题组所具备的实验条件下，在 HIL 平台上验证了所提出的控制策略和制动系统的性能。实验结果表明：所设计的线控制动系统能基本实现车辆紧急制动时要求的制动效能，控制系统可靠性也基本满足要求。

第 8 章 结论与展望

8.1 结论

本文依托 2022 年度安徽省重点研究与开发计划“基于车路协同应用场景下的智能网联汽车自动驾驶线控转向系统研究”的子课题“线控底盘关键技术与产品开发”(编号: 2022a05020007), 围绕“线控制动系统”这一电动化、智能化的新能源汽车产业核心共性关键技术, 开展“汽车线控制动系统控制策略研究”。针对线控制动系统的设计及车辆动力学模型研究、车辆直线制动控制策略、车辆弯道制动和单轮制动失效下制动力分配控制策略进行研究, 为汽车智能化先进底盘电控系统的研究和发展提供基础。总结全文, 主要完成了如下研究工作:

第一, 线控制动模型和车辆动力学模型。建立了电子机械线控制动器模型, 接着建立四轮车辆动力学模型, 并给出了相应模型的参数, 为后续各种控制器设计工作提供了可靠的实验数据。

第二, 基于滑移率的汽车线控制动系统控制策略研究。为了控制车轮滑移率位于期望滑移率附近, 设计了一种非线性全局滑模控制器。为了系统的状态轨迹能够在极短的时间内驱动到滑模表面, 并保持在滑模表面上, 设计了一种新的指数趋近律。根据滑模面状态不同, 设计了滑模等效控制量和补偿不连续控制量。新设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率, 并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑, 相对于传统指数全局滑模控制器来说, 系统更加稳定, 具有良好的鲁棒性。与其他控制器相比, 所提出的新型全局滑模控制器具有更好的性能。接着, 提出了一种基于干扰观测器的车轮滑移率控制的方法, 使用干扰观测器的连续控制来完全消除滑模控制器中的颤振问题。同样的, 新设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率, 并且具有较小的制动时间, 相对于传统干扰观测器来说, 系统更加稳定, 具有良好的鲁棒性。

第三, 基于麻雀优化算法的 BBW 制动力分配策略。针对传统的麻雀优化算法较低的收敛速度, 通过使用混沌映射初始化种群, 形成新的麻雀优化算法。应用改进的麻雀搜索算法求解汽车前后轮制动力分配系数, 进而得到汽车四个车轮所需的最优制动力。汽车制动时, 相对于传统的麻雀算法, 使用改进的麻雀优化

算法汽车制动时间在干沥青路面上行驶时减少了 17.8%，在湿沥青路面上行驶时减少了 7.45%，在冰路面上行驶时减少了 12.6%。使用改进麻雀优化算法来求解前后制动力分配系数可以有效的提高汽车的制动效能，从而提高了汽车制动时的安全性。

第四，线控制动车辆弯道制动反步控制策略。针对车辆转弯时的四个临界条件，包括滑移率条件、侧偏角条件、摩擦圆条件和侧滑角条件，设计了汽车弯道制动系统反步控制器。包括顶层控制器能够跟踪到的车辆状态，底层控制器为了跟踪期望滑移率。在高附着系数路面上进行转弯制动，无控制器系统制动时间需要 4.340s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 3.925s。相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 9.56%。在低附着系数路面上进行转弯制动，无控制器系统制动时间需要 5.835s，而在有控制器的情况下系统制动时间为 4.865s。相比无控制器，在有控制器的情况下制动效果提高了 16.62%，制动效果明显。

第五，单轮制动失效下车轮协同制动力分配控制策略。针对汽车转弯制动时单轮失效工况，提出了一种车轮协同制动力分配控制策略。通过附加横摆力矩控制器得到车轮失效时所需的附加横摆力矩，再结合 EMB 线控制动器，设计出四轮转矩分配控制器。通过 MATLAB/Simulink 建立车辆弯道制动系统模块，结合顶层控制器和底层控制器，选择不同附着条件的路面对该控制策略的有效性和鲁棒性进行仿真验证。结果表明，无控制器下的车轮制动失效过程滑移率变化较大，并且始终不能保持在期望滑移率附近。应用了车轮协同制动力分配控制器之后，四个车轮的滑移率能够很快的维持在理想滑移率。所设计的控制器不仅能在短时间内跟踪到期望滑移率，并且在趋近过程中滑移率曲线更平滑，系统更加稳定，具有良好的鲁棒性。

最后，基于硬件在环系统的车轮滑移率控制实验。针对所提出的车辆直线制动全局滑模控制策略，搭建半实物仿真试验台架，对制动之后车轮所能达到的实际滑移率进行实验验证。在低附着力路面、极低附着力路面以及高附着力路面上紧急制动，线控制动系统都能实现满足要求的制动效能，说明控制系统可靠性也基本满足要求。

8.2 展望

本文题目为“汽车线控制动系统控制策略研究”，围绕这一主题，首先设计了一种新型的电子机械线控制动器，然后结合四轮车辆模型对所设计的制动器进行仿真验证，验证结果表明新设计的线控制动系统能够满足四轮汽车的直线紧急制动。接着，分别对车辆直线制动前后轴制动力分配、弯道制动以及单轮制动失效情况下设计相应的控制策略，完成了一系列的仿真和实验工作。但还存在一定的不足之处，具体问题和解决方案表现在以下几个方面：

1、针对车轮制动失效，只考虑了单轮制动失效，在以后的工作中可以针对多轮制动失效设计制动系统的协同控制策略。

2、在实验论证方面，主要针对所提出的车辆直线制动全局滑模控制策略进行实验验证。以后的工作中，可以进行车辆弯道制动以及车辆单轮制动失效控制策略的实验，完善整个实验方案。

致谢

光阴似箭，时光荏苒！转瞬之间三年已经到了收尾的时候，回想起三年的点点滴滴，内心充满很多感慨。三年的学习之路，让我“邂逅”了很多对我有帮助的老师和同学们。首先最感谢的是我的研究生导师肖平教授，肖老师从一开始就对我很器重。从研一的学习课程，到研二的大论文选题、企业实习、小论文发表，再到大论文的撰写，肖老师在每个关键步骤上都给予了我最大的帮助。虽然学术道路很坎坷，生活有时候也不如意，但是一直以来不管遇到什么困难，父亲、母亲和老姐都陪伴着我，让我不至于放弃自己，让我能够继续前进。三年研究生时光已经结束，未来的我也将在新的工作岗位上继续学习，将“诚实做人，踏实做事”的校风继续执行下去，感谢我的母校——安徽工程大学！

参考文献

- [1] 冯昱澍, 刘昆. 航天器姿态跟踪有限时间自适应积分滑模控制[J]. 电子科技大学学报, 2021, 50(4):528-533.
- [2] 武志涛, 李帅. 基于扩展滑模扰动观测器的永磁直线同步电机定结构滑模位置跟踪控制[J]. 电工技术学报, 2022, 37(10):2504-2510.
- [3] 孙国法, 赵尔全. 基于扰动观测器补偿的机械臂非奇异快速终端滑模控制[J]. 控制理论与应用, 2022, 39(8):1784-1782.
- [4] 彭晓燕. 汽车线控制系统安全控制技术研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2017.
- [5] 高会恩. 电动轿车制动能量回收与防抱死集成控制系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2022.
- [6] Sushant D. Chaudhari, P. D. Shendge Member, S. B. Phadke. Dynamic Nonlinear Gradient Observer Based Extremum Seeking Control for Optimum Braking[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 8(20):1547-1563.
- [7] Shrivijay B. Phadke, P. D. Shendge and Vijayraj Suryakant Wanaskar. Control of Antilock Braking Systems Using Disturbance Observer with A Novel Nonlinear Sliding Surface[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 17(4):372-391.
- [8] Andrei Aksjonov, Member, Vincenzo Ricciardi. Hardware-in-the-Loop Test of An Open Loop Fuzzy Control Method for Decoupled Electro-Hydraulic Antilock Braking System[J]. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, 2020, 5(7):154-175.
- [9] Liu Yang, Zhen Li. Software Defects Prediction Based on Hybrid Particle Swarm Optimization and Sparrow Search Algorithm[J]. IEEE Access, 2021, 9(7):60865-60877.
- [10] Liu Jianhua, Wang Zhiheng. A Hybrid Sparrow Search Algorithm Based on Constructing Similarity[J]. IEEE Access, 2021, 9(23):117581-117594.
- [11] Lei Yuan, Ren He. An Improved Nonlinear Predictive Control Strategy Enhanced by Fractional Order Extremum Seeking Control of The Antilock Braking System of A Vehicle[J]. IEEE Access, 2020, 17(25):1425-1433.
- [12] Hongwei Wang, Shaowen Wu, Qianyu Wang. Global Sliding Mode Control for Nonlinear Vehicle Antilock Braking System[J]. IEEE Access, 2021, 7(23):1478-1488.

- [13]Xiang Chen, Lingtao Wei, Xiangyu Wang. Hierarchical Cooperative Control of Anti-lock Braking and Energy Regeneration for Electromechanical Brake-by-wire System[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 31(11):724-736.
- [14]王晨. 纯电动汽车 EHB-电机复合制动系统控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2021.
- [15]陈庆明. 基于滑移率的整车 EMB 系统 ABS 控制研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2022.
- [16]周宁, 周辉. 基于 MATLAB 的汽车 ABS 制动系统仿真研究[J]. 内燃机与配件, 2021, 14(3):35-37.
- [17]苑磊, 何仁. 基于线性自抗扰控制的汽车 ABS 滑移率控制研究[J]. 汽车工程, 2021, 43(9):1368-1374.
- [18]Congzhi Huang, Xinxin Sheng. Data-driven Model Identification of Boiler-turbine Coupled Process in 1000 MW Ultra-supercritical Unit by Improved Bird Swarm Algorithm[J]. Energy, 2020, 5(8):249-258.
- [19]Jinhua Zhang, Weichao Sun, Zhiyuan Liu. Comfort Braking Control for Brake-by-wire Vehicles[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 18(25):1853-1872.
- [20]冯骞, 刘桂英, 欧阳盟盟, 栗时平. 基于滑模变结构及内模控制的 SVG 无功补偿控制策略仿真研究[J]. 电力电容器与无功补偿, 2020, 41(5):40-45.
- [21]王健, 杨君. 不同路况下路面附着系数实时估计[J]. 河北科技大学学报, 2020, 41(2):173-179.
- [22]温开虎. 基于线控制动系统的三轮协同制动力分配控制策略研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2020.
- [23]蔡英凤, 窦磊, 陈龙, 施德华, 汪少华. 基于补偿滑模控制的混合动力汽车协调控制[J]. 汽车工程, 2020, 42(4):432-438.
- [24]陈峥峰, 郭洪强. 电子机械制动系统等效模糊滑模控制研究[J]. 现代制造工程, 2019, 18(4):50-54.
- [25]张家旭, 周时莹. 基于非线性干扰观测器的车轮滑移率跟踪控制[J]. 华中科技大学学报, 2020, 48(10):45-48.
- [26]李繁飙, 黄培铭. 基于非线性干扰观测器的飞机全电刹车系统滑模控制设计[J]. 自动化学报, 2021, 47(11):2558-2567.
- [27]张家旭, 周时莹. 未知时变扰动下的车轮滑移率鲁棒非线性跟踪控制[J]. 东南大学学报, 2020, 50(6):1129-1133.

- [28]Javier Pérez Fernández, Juan M. Velasco García. Coevolutionary Optimization of a Fuzzy Logic Controller for Antilock Braking Systems Under Changing Road Conditions[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021, 70(2):1255-1267.
- [29]D. Tavernini, F. Vacca, M. Metzler. An Explicit Nonlinear Model Predictive ABS Controller for Electro-hydraulic Braking Systems[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 24(6):874-882.
- [30]Vijayraj Wanaskar, Sushant Chaudhari, P. D. Shendge. Extended Nonlinear Two-time Scale Estimation Approach for Antilock Braking Systems[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 46(14):859-876.
- [31]F. Pretagostini, L. Ferranti, G. Berardo. Survey on Wheel Slip Control Design Strategies, Evaluation and Application to Antilock Braking Systems[J]. IEEE Access, 2020, 5(11):537-546.
- [32]Divyesh Ginoya, P. D. Shendge, Member, S. B. Phadke. Sliding Mode Control for Mismatched Uncertain Systems Using An Extended Disturbance Observer[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 61(4):1984-1991.
- [33]Menaga D. , V. Sankaranarayanan. A Novel Nonlinear Sliding Mode Controller for A Single Stage Grid-connected Photovoltaic System[J]. ISATransactions, 2019, 15(6):435-442.
- [34]Hiroshi Fujimoto, Shingo Harada. Model-Based Range Extension Control System for Electric Vehicles with Front And Rear Driving–Braking Force Distributions[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 62(5):3245-3253.
- [35]袁野. 车用能量回馈式线控制动系统及其容错控制研究[D]. 北京：清华大学, 2020.
- [36]丁明慧. 乘用车线控液压制动系统执行器动态特性研究[D]. 长春：吉林大学, 2021.
- [37]Xingjian Sun, Qingling Zhang. Sliding Mode Control for A Class of Nonlinear Singular Systems with Partly Immeasurable Premise Variables[J]. IEEE Transactions on Systems, 2019, 31(6):894-902.
- [38]Jianhua Yuan, Ziwei Zhao. DMPPT Control of Photovoltaic Microgrid Based on Improved Sparrow Search Algorithm[J]. IEEE Access, 2021, 9(15):16623-16627.
- [39]韩俊庆, 吴爱国. 基于滑模干扰观测器的机械臂终端滑模控制[J]. 中南大学学报, 2020, 51(10):2750-2756.
- [40]尤哲夫, 贺伟. 基于扰动观测器的旋转倒立摆滑模控制[J]. 南京理工大学学报, 2021, 45(3):282-286.

- [41] Davide Tavernini, Efstathios Velenis. Feedback Brake Distribution Control for Minimum Pitch[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(6):902-923.
- [42] Iraj Naruei, Farshid Keynia. A New Optimization Method Based on COOT Bird Natural Life Model[J]. *Expert Systems With Applications*, 2021, 17(2):537-548.
- [43] 余志生. 汽车理论. [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009:87-96.
- [44] 石冠男. 商用车动力学状态识别及稳定性协调控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
- [45] 刘海贞. 新型电子液压制动系统及其控制方法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
- [46] Xudong Zhang, Dietmar Göhlich, Jiayuan Li. Energy-Efficient Torque Allocation Design of Traction And Regenerative Braking for Distributed Drive Electric Vehicles[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2017, 13(8):754-763.
- [47] Yufeng Lian, Yun Zhao, Leilei Hu. Longitudinal Collision Avoidance Control of Electric Vehicles Based on A New Safety Distance Model And Constrained Regenerative Braking Strength Continuity Braking Force Distribution Strategy[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2018, 14(5):1147-1155.
- [48] Kyoungseok Han, Seibum B. Choi, Jonghyup Lee. Accurate Brake Torque Estimation with Adaptive Uncertainty Compensation Using A Brake Force Distribution Characteristic[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2017, 35(12):1435-1447.
- [49] Lenin Kanagasabai. Solving Optimal Reactive Power Problem by Alaskan Moose Hunting, Larus Livens and Green Lourie Swarm Optimization Algorithms [J]. *Ain Shams Engineering Journal*, 2020, 8(15):628-637.
- [50] Zhengwei Ma, Daxu Sun. Energy Recovery Strategy Based on Ideal Braking Force Distribution for Regenerative Braking System of A Four-Wheel Drive Electric Vehicle[J]. *IEEE Access*, 2020, 8(11):136234-136241.
- [51] Tianlong Han, Biao Zeng, Yijie Tong. Theoretical Study on Energy Recovery Rate of Regenerative Braking for Hybrid Mining Trucks with Different Parameters[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 42(5):1584-1596.
- [52] 朱敏. 智能车辆纵向速度跟踪与控制方法研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2017.
- [53] 王群京, 刘中阳. 基于自适应干扰观测器的永磁球形电机连续非奇异终端滑模控制[J]. *电机与控制学报*, 2022, 26(8):67-77.
- [54] 陈正升, 王雪松. 考虑扰动与输入饱和的机械臂连续非奇异快速终端滑模控制[J]. *控制*

与决策, 2022, 37(4):904-911.

[55] Lian Yu-feng, Tian Yan-tao, Hu Lei-lei. A New Braking Force Distribution Strategy for Electric Vehicle Based on Regenerative Braking Strength Continuity[J]. Springer, 2017, 20(5):3481-3489.

[56] Xiangyu Wang, Xiuheng Wu, Shuo Cheng, Jialei Shi. Design And Experiment of Control Architecture And Adaptive Dual-loop Controller for Brake-by-wire System with An Electric Booster[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2020, 37(8):724-736.

[57] Bumin Meng, Feifan Yang, Jingang Liu. A Survey of Brake-by-wire System for Intelligent Connected Electric Vehicles[J]. IEEE Access, 2020, 4(6):957-972.

[58] 李由, 史梦芯. 卫星姿态控制的变结构滑模控制方法[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(7):57-64.

[59] 李少廷. 车辆动力学状态参数及路面附着系数估算研究[D]. 淄博: 山东理工大学, 2019.

[60] 武楠. 电动车四轮转向系统的运动仿真研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2018.

[61] 王志福, 王阳. 分布式驱动车辆动力学建模与稳定性研究[J]. 实验室研究与探索, 2021, 40(6):112-118.

[62] Shuang Huang, Chunjie Zhou, Lili Yang. Transient Fault Tolerant Control for Vehicle Brake-by-wire Systems[J]. Reliability Engineering and System Safety, 2019, 7(12):1174-1193.

[63] Xiaohong Nian, Fei Peng, Hang Zhang. Regenerative Braking System of Electric Vehicle Driven by Brushless DC Motor[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 60(10):5798-5806.

[64] Jinhui Zhang, Xinwei Liu, Yuanqing Xia, Senior Member. Disturbance Observer Based Integral Sliding Mode Control for Systems with Mismatched Disturbances [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 25(8):481-496.

[65] 管欣, 张素民, 高振海. 利用七自由度车辆模型估计汽车状态参数[J]. 科学技术与工程, 2018, 10(16):3889-3891.

[66] 杨光宇, 陈思溢. 基于非线性干扰观测器的解耦时变快速终端滑模控制[J]. 计算机集成制造系统, 2022, 28(6):1803-1811.

[67] 董德志. 汽车线控制动与半主动悬架制动工况联合控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.

[68] 彭晓燕, 吕以滨. 基于滑移率的线控制动系统制动力分配策略研究[J]. 中国机械工程学报, 2017, 27(17):2407-2411.

[69] 谢峰, 杨秀建. 基于滑移率优化的半挂汽车列车制动力分配[J]. 公路与汽运, 2019,

35(4):1746-1752.

[70] 胡文超, 张向文. 考虑路面附着条件影响的电动汽车制动力变比值优化分配算法研究[J]. 机械科学与技术, 2021, 40(2):297-302.

[71] 周振, 王冬青. 基于干扰观测器的改进滑模控制算法[J]. 计算机与数字工程, 2022, 50(9):1975-1977.

[72] Feng Ding, Jian Huang. Sliding Mode Control with An Extended Disturbance Observer for A Class of Underactuated System in Cascaded Form[J]. Springer, 2018, 34(4):864-872.

[73] Haibin Sun, Lei Guo. Neural Network-Based DOBC for A Class of Nonlinear Systems With Unmatched Disturbances[J]. IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems, 2016, 30(11):819-832.

[74] 潘宁. 紧凑型电液制动系统关键技术研究[D]. 北京: 清华大学, 2022.

[75] 张荣林. 面向智能汽车的线控制动系统主动制动控制与应用[D]. 长春: 吉林大学, 2022.

[76] Huifeng Zhang, Xinjiang Wei, Lingyan Zhang. Disturbance Rejection for Nonlinear Systems with Mismatched Disturbances Based on Disturbance Observer[J]. Journal of the Franklin Institute, 2017, 18(7):574-585.

[77] 屈紫君. 基于 ESC 线控制动系统控制策略研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2021.

[78] 魏波. 基于四轮独立驱动轮毂电动汽车的节能与 ABS 协调控制策略研究[D]. 深圳: 深圳大学, 2019.

[79] Mou Chen, Wen-Hua Chen. Sliding Mode Control for A Class of Uncertain Nonlinear System Based on Disturbance Observer[J]. International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, 2015, 24(2):51-64.

[80] Jian Han, Huaguang Zhang, Yingchun Wang. Anti-disturbance Control for Nonlinear System Via Adaptive Disturbance Observer[J]. International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, 2016, 35(7):745-756.

[81] Xiuming Yao, Lei Guo. Composite Anti-disturbance Control for Markovian Jump Nonlinear Systems Via Disturbance Observer[J]. Automatica, 2018, 49(14):2538-2545.

[82] 杨光宇, 陈思溢. 基于干扰观测器的解耦快速终端滑模控制[J]. 控制工程, 2022, 29(1):62-67.

[83] 苏博, 王洪斌. 基于固定时间滑模干扰观测器的 AUVs 事件触发编队控制[J]. 控制与决策, 2022, 37(5):1117-1125.

- [84] Xin-Jiang Wei, Zhao-Jing Wu, Hamid Reza Karimi. Disturbance Observer-based Disturbance Attenuation Control for A Class of Stochastic Systems [J]. Automatica, 2019, 63(3):21-25.
- [85] 秦武, 朱钢. 具有扰动观测器的汽车主动悬架滑模控制[J]. 振动工程学报, 2020, 33(1):159-165.

尚德敏学 唯实惟新

