

皮卡汽车 ABS 系统设计及控制方法分析

摘 要

作为汽车的一个重要的组成，制动系统一直都是整车研究的重要课题，并且在现代汽车包括皮卡汽车上均采用了防抱死制动系统（ABS），它能在汽车制动时及时调节车轮制动力，防止车轮抱死拖滑，保证车辆行驶的操纵稳定性，并且有效的减小制动距离来获得最佳的制动效果。皮卡汽车防抱死制动系统的控制方法作为 ABS 的核心技术，它的选取能对皮卡汽车防抱死制动系统性能起着决定性作用。盘式制动器作为皮卡 ABS 的一个重要的执行元件，其合理的结构参数和设计性能对提高皮卡汽车制动系统的制动效能、制动效能稳定性、执行效率有着重大的作用。对前轮盘式制动器进行 CAD/CAE 设计，可大大缩短设计时间，提高设计质量。

论文利用模块化思想设计了整体式汽车防抱死制动系统的组成结构并解释了工作过程，分析了 ABS 不同控制方法的优缺点；计算了制动系的主要参数并且设计了前轮盘式制动器的主要结构数据，建立了带有 ABS 的皮卡汽车整车的数学模型，然后利用 Simulink 对 PID 算法控制的防抱死制动系统进行了仿真分析，得到了 PID 算法控制下皮卡汽车在不同路面上有无 ABS 的滑移率-时间曲线、轮速车速-时间曲线以及制动距离，通过对以上三者的分析以及有无 ABS 系统的对比，得出结论：本次设计的前轮盘式制动器能够满足国家标准对皮卡汽车制动性的要求，并且采用的 PID 算法控制的汽车防抱死制动系统能使皮卡汽车在不同路面下制动时保持前后车轮滑移率在最佳滑移率附近，及时调节车轮制动力，防止车轮抱死拖滑，并且有效地减少制动距离。最后，利用选取的皮卡汽车前轮盘式制动器的主要参数建立了三维模型。

关键词：皮卡汽车；ABS；控制方法；仿真

Abstract

As the important component of the car , braking system has always been an important topic of vehicle research. And the anti-lock braking system(ABS)is used in the modern automobile including pick-up cars. It can timely adjust wheel braking force in the process of braking, prevent wheel lock slipping, ensure the vehicle driving the handling stability, and effectively reduced braking distance to get the best braking effect. Pick-up cars anti-lock braking system control method as the core of the ABS technology, it plays a decisive role in the pick-up cars anti-lock braking system performance. As an important executive component of ABS of the pick-up cars, disc brakes' reasonable structure parameters and properties play a significant role in improve the pick-up cars braking system's braking effectiveness, brake performance stability, execution efficiency. The CAD/CAE design of the front wheel disc brake can shorten the design time and improve the design quality.

The paper used the method of modular design structure to design integral type automobile anti-lock braking system and described the working process of ABS, analyzed the advantages and disadvantages of different control methods; calculated the main parameters of braking system and designed the main structure of front disc brake system, established the mathematical model of pick-up cars with ABS, then used Simulink for PID algorithm controlled anti-lock braking system's analyzing. The conclusion is that the front disc brake of this design can meet the requirements of the national standard of pick-up car braking, and adopt PID algorithm to control the car anti-lock braking system can enable pick-up car under different pavement braking keep the wheel slip rate in the vicinity of the optimal slip ratio, timely adjust wheel braking force, prevent the wheels from locking and skid, and effectively reduce the braking distance. Finally, the three-dimensional model is established by using the main parameters of the front disc brake of the pick-up car.

Keywords: Pick-up Car, Anti-lock Brake System, Control Method, Simulation

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	I
第 1 章 绪 论.....	1
1.1 课题背景及研究的目的和意义.....	1
1.2 汽车 ABS 及其相关理论的发展概况.....	2
1.2.1 国外 ABS 系统的研究现状.....	2
1.2.2 国内 ABS 系统的研究现状.....	3
1.2.3 ABS 的发展趋势.....	4
1.3 本文的主要研究内容.....	5
第 2 章 ABS 系统总体设计.....	7
2.1 引言.....	7
2.2 总布置设计.....	7
2.2.1 ABS 系统类型.....	8
2.2.2 ABS 系统工作过程.....	9
2.3 前向通道设计.....	9
2.4 后向通道设计.....	10
2.5 控制器设计.....	11
2.5.1 核心控制芯片.....	12
2.5.2 轮速信号处理单元.....	12
2.5.3 电磁阀控制单元.....	13
2.5.4 电源模块.....	14
2.5.5 故障反馈电路单元.....	14
2.6 本章小结.....	15
第 3 章 车辆 ABS 动力学建模与仿真.....	16
3.1 引言.....	16
3.2 ABS 控制方法分析.....	16
3.2.1 PID 控制算法.....	16
3.2.2 自寻优控制算法.....	18
3.2.3 逻辑门限控制算法.....	19
3.2.4 滑动模态变结构控制算法.....	19

3.2.5 模糊控制算法.....	20
3.2.6 耗散功率控制算法.....	21
3.2.7 神经网络控制算法.....	22
3.3 车辆动力学模型.....	22
3.4 车轮轮胎模型.....	24
3.5 制动系统模型.....	26
3.5.1 液压模型.....	26
3.5.2 制动器模型.....	27
3.6 滑移率模型.....	28
3.7 双轮车辆模型车速计算模型.....	28
3.8 PID 控制算法模型.....	29
3.9 无 ABS 系统的整车模型.....	30
3.10 PID 控制的 ABS 系统的整车模型.....	30
3.11 ABS 仿真结果与数据分析.....	31
3.11.1 干燥混凝土路面时 ABS 仿真结果.....	31
3.11.2 湿泥土路面时 ABS 仿真结果.....	34
3.11.3 PID 控制 ABS 制动性能分析.....	37
3.12 本章小结.....	37
第 4 章 前轮盘式制动器的设计与计算.....	38
4.1 引言.....	38
4.2 制动器的设计与计算.....	38
4.2.1 制动器的结构形式选择.....	38
4.2.2 制动力与制动力分配系数的计算.....	39
4.2.3 同步附着系数的选择.....	39
4.2.4 制动强度和附着系数利用率的计算.....	40
4.2.5 制动器最大制动力矩的计算.....	40
4.2.6 利用附着系数与制动效率的计算.....	40
4.2.7 制动器因数的计算.....	41
4.2.8 盘式制动器主要参数确定.....	42
4.2.9 摩擦衬块的磨损特性计算.....	43
4.2.10 制动器主要零部件的结构设计.....	43
4.3 本章小结.....	44
第 5 章 前轮盘式制动器的三维建模.....	45

5.1 引言.....	45
5.2 摩擦衬块 CATIA 三维建模的过程.....	45
5.2.1 草图设计.....	45
5.2.2 生成三维零件毛坯.....	46
5.2.3 完成三维造型.....	47
5.3 制动器零部件 CATIA 三维模型展示.....	47
5.4 制动器零部件的装配.....	49
5.5 本章小结.....	49
结 论.....	50
致 谢.....	51
参考文献.....	52

第 1 章 绪 论

1.1 课题背景及研究的目的和意义

随着世界经济全球化的日益发展，市场竞争日趋激烈，汽车行业面临前所未有的挑战和机遇。提高汽车整车和零配件的国产化，赶超世界先进水平，是国人的共同愿望。随着科学技术的进步和人们物质生活水平的提高，人类社会对汽车的安全性，特别是制动安全性能也提出了越来越高的要求。汽车防抱死制动系统(ABS)是一种在制动时能够自动调节车轮制动力，防止车轮抱死以取得最佳制动效果的制动系统。该系统能够有效地缩短制动距离、提高制动时的方向稳定性，对汽车的行驶安全具有重要的意义。

皮卡是汽车市场的一个重要组成部分。其是一种采用轿车车头和驾驶室，同时带有敞开式货车车厢的车型。特点是既有轿车般的舒适性，又不失动力强劲，而且比轿车的载货和适应不良路面的能力还强。皮卡在美国十分畅销，最常见的皮卡车型是双排座皮卡，本文着重对皮卡汽车 ABS 系统进行设计和控制分析。

ABS(Anti-lock Braking System，简称 ABS)是在传统车辆制动系统基础上采用电子控制技术，在制动时防止车轮抱死的一种汽车主动安全装置。它能在制动过程中实时测定车轮的滑移率，自动调节各个车轮的制动力矩，防止车轮抱死并取得最佳制动效能^[1]。

当汽车在行驶中遇到紧急情况，驾驶员通常会猛踩制动踏板施加全制动以期望获得最强的制动效果，但这样做往往会使各车轮制动力矩过大或者分配不均，导致车轮抱死拖滑，并使车辆进入各种不稳定状态，如侧滑、跑偏、失去转向操纵能力。相当多的交通事故就是因此而发生。具体地说，常规制动系统在紧急制动时可能造成的负面影响有以下几个方面：

（1）如果前车轮被抱死，车辆丧失转向能力，不能实现转弯转向，躲避障碍物者行人；如果后车轮抱死，车辆丧失稳定性，产生侧滑。

（2）在非对称附着系数的路面，汽车将丧失直线行驶的稳定性的，出现侧滑、甩尾及急转等危险现象。

（3）车轮抱死导致轮胎局部与地面拖滑，大大降低了轮胎的使用寿命。

为了提高皮卡汽车的制动安全性，为其装备 ABS 已成为必然趋势。ABS 能把车轮的滑移率控制在一定的范围以内，可充分利用轮胎与路面之间的附着力，有效地缩短制动距离，显著地提高车辆制动时的可操纵性和稳定性，避免车轮抱死时出现的各种交通事故，使制动器的效能发挥到最佳状态。我国的汽车防抱死控制系统技术研究工作开始于上世纪 80 年代中期，落后欧美几十年，因此对 ABS 进行分析和控制是提高皮卡汽车安全性的有效措施，有助于完善汽车的主动安全性能，对我国发展汽车及其相关行业和保护人身安全是具有现实意义的^[2]。

1.2 汽车 ABS 及其相关理论的发展概况

1.2.1 国外 ABS 系统的研究现状

汽车防抱死制动系统(ABS)是一个典型的机、电、液一体化系统，其技术的发展与车辆系统动力学、计算机控制技术、电子技术、液压技术的发展密切相关。随着国际上 ABS 市场竞争的日益激烈，ABS 的生产厂家纷纷将研究重点放在 ABS 部件的优化设计和降低成本上。

美国加州大学的 Song 等^[3]对电磁阀在内的 ABS 控制进行了细致的分析，并建立仿真设计软件，用于进行 ABS 的优化研究，以求最大限度地提高系统的性能价格比。德国的 ITT 公司在所开发的 ABS 实时模拟系统中，除了建立精确的车辆系统动力学模型外，还提出了描述液压系统动态特性的多阶微分方程和仿真模型，以提高仿真精度。

至上世纪 80 年代初期，在计算机高速发展的推动下，ABS 有了突破性的发展，出现了由微型数字计算机或微控制器与电磁阀调节器组成的现代型的电子控制 ABS。这种系统不易受干扰，响应速度快，可以把制动循环的次数增加到每秒 10 余次，并具有体积小、质量轻、动作更快、控制更准确的特点。1978 年 BOSCH 公司与奔驰公司合作研制出三通道四轮带有数字式控制器的 ABS，并批量装于奔驰轿车上，使 ABS 开始具有智能。从而奠定了 ABS 的基础和基本模式^[4]。1981 年德国的 WABCO 公司与奔驰公司在载重车上装用了数字式的 ABS。从此，ABS 技术在汽车上得到了推广应用。

近年来，日本弥荣科技有限公司和德国申克公司开发出了惯性式转鼓

制动试验台，这种试验台对于带 ABS 功能的车辆，使用电机驱动车轮转动，测量其制动时间、距离和滑移率并进行合格与否的判定。这类设备操作简单、检测速度快，但是其价格极其昂贵，而且也只能模拟单一路面情况的制动效能，无法完成国内外 ABS 试验规程中规定的不同路面组合工况下对 ABS 性能的检测。

如今，ABS 技术已经日趋成熟，并涌现出了一大批先进的 ABS，例如现在汽车上使用比较广泛的博世(Bosch)ABS、坦孚(ITT Teves)ABS、德科(Delco)ABS、本迪克斯(Bendix)ABS、日本电装(NIPPON-DENSO)ABS 和瓦布柯(Wabco)ABS 等。

目前，在美国、欧洲以及日本等发达国家和地区，ABS 已经成为轿车的标准配置，装车率基本达到 100%；在客车以及货车上，ABS 的应用也已经日益普及。

1.2.2 国内 ABS 系统的研究现状

我国到上世纪 80 年代才开始对 ABS 进行研究，目前从事 ABS 产品开发的单位主要有东风汽车公司、重庆公路科学研究所、重庆聚能汽车技术有限公司、西安博华机电股份有限公司等等。其中东风汽车公司是我国最早开始从事 ABS 研究的单位之一，他们已经对瓦布柯(Wabco)公司的 ABS 产品进行了很深入的研究并试图自主开发。重庆公路科学研究所目前已经先后开发出了两代 ABS 产品：第一代 ABS 产品系统控制单元采用的是 Z80 芯片；第二代 ABS 产品为 FKX-AC1 型，其控制单元采用 MCS-96 系列的 8098 单片机，其中传感器和执行机构均为自主研制，现在已经在部分车辆上试装。重庆聚能汽车技术有限公司目前已经在国内推出了一系列电子式 ABS 产品，主要包括汽车和摩托车 JN111FB 气制动电子式单通道、JN144FB 气制动电子式四通道、JN244FB 液压电子式四通道等类型 ABS 装置以及相关零部件 30 多个品种。

除了上述单位外，国内一些科研院校对 ABS 理论也进行了比较深入的研究，同时也取得了一定的研究成果。

吉林大学的郭孔辉院士等人^[5]利用汽车动态模拟国家重点实验室在汽车操纵稳定性、轮胎力学模型以及人一车闭环操纵运动仿真等方面的优势，在 ABS 混合仿真试验台的开发与研究方面进行了比较深入的研究。他们的研究成果对国内其它 ABS 研究机构和开发厂商具有很好的指导意义。

国防科学技术大学的郑伟峰^[9]对 ABS 逻辑门限值控制策略进行了比较深入的研究。他利用相平面法得到逻辑门限值控制的边界参数;并通过对汽车运动载荷的分配以及变化情况的分析,总结出了逻辑门限值控制开发中应该注意的问题。同时他还详细分析了该算法在不同路面上的控制情况,并通过对实车试验采集的数据的分析,验证了其算法的正确性。

西北工业大学的王纪森、杨旭东等人^[6]通过对车轮制动过程的分析,提出了 ABS 自寻最优控制方法。通过仿真分析结果表明:在不同的路面情况下,ABS 自寻最优控制方法能够取得了比较满意的效果。

清华大学的宋健等人^[7]对几种不同的 ABS 控制策略进行了讨论,通过对它们进行制动仿真分析,得到了不同控制策略的特点。同时,提出以制动器耗散功率最大为目标的 ABS 控制策略,试验分析结果表明利用制动器耗散功率最大为目标的 ABS 控制策略可以使车辆具有很好的制动稳定性以及很高的制动效能,而且该方法可以根据路面实际情况自动对 ABS 策略进行调节。

总体来说,由于我国对 ABS 的研究起步较晚,因而 ABS 研发总体水平和国外还有一定的差距。不过随着国家对汽车自主研发的重视和扶持,汽车技术研发水平的进步还是比较快的,我们和国外的差距将会越来越小^[8]。

1.2.3 ABS 的发展趋势

迄今为止,ABS 的机械结构与生产技术已经比较成熟,可是汽车制动安全性能作为主动安全技术,仍然是将来的研究热点,ABS 的研发重点趋势可能会围绕以下方向:

(1) **ABS 本身控制技术的提高** 现代制动防抱死装置多是电子计算机控制,这也反映了现代汽车制动系向电子化方向发展。基于滑移率的控制算法容易实现连续控制,且有十分明确的理论加以指导,但目前制约其发展的瓶颈主要是实现的成本问题。

全电制动控制系统 BBW (Brake-By-Wire)是未来制动控制系统的发展方向之一。它不同于传统的制动系统,其传递的是电,而不是液压油或压缩空气,可以省略许多管路和传感器,缩短制动反应时间,维护简单,易于改进,为未来的车辆智能控制提供条件。但是,它还有不少问题需要解决,如驱动能源问题,控制系统失效处理,抗干扰处理等。目前电制动系统首先用在混合动力制动系统车辆上,采用液压制动和电制动两种制动系统。

（2）路面识别问题技术 要使 ABS 能达到设计要求，必须使防抱制动系统能识别路面状况。路面识别问题主要包括识别高附着系数路面和低附着系数路面。只有 ABS 能识别出高附着系数路面和低附着系数路面的基础上，才能采取不同的制动压力控制措施。在高附着系数路面上，可提供的纵向制动力较大，车轮不易抱死，这时可以采取快速加压措施而在低附着系数路面上，可提供的纵向制动力较小，车轮容易抱死，此时应采取缓慢加压和保压措施，防止车轮抱死。

（3）汽车动态控制系统 VDC(Vehicle Dynamics Control)系统又称 ESP 系统(Electronic Stability Program)，是把 ABS / ASR 与电子全控式(或半控式)悬挂、电子控制四轮转向、电子控制液压转向、电子控制自动变速器等在功能、结构上有机地结合起来，保证汽车行驶的方向稳定性和良好的动态稳定性^[9]。

（4）控制系统总线技术 随着汽车技术科技含量的不断增加，必然造成庞大的布线系统。因此，需要采用总线结构将各个系统联系起来，实现数据和资源信息实时共享，并可以减少传感器数量，从而降低整车成本，朝着系统集成化的方向发展。目前多使用 CAN 控制器局域网络(Controller Area Network)用于汽车内部测量与执行部件之间的数据通信协议。

1.3 本文的主要研究内容

本课题以防抱死 ABS 为研究对象，对皮卡 ABS 进行设计和控制方法研究，并利用 MATLAB 系统仿真技术进行仿真试验，最后以盘式制动器为核心研制出实用的 ABS 控制模块。本文需要在 MATLAB/SIMULINK 仿真技术、CATIA 软件分析应用等方面作出深入的研究。本文主要研究内容如下：

（1）汽车动力学模型的建立 本课题对汽车动力学模型进行基础性研究，在牛顿力学的基础上，将车辆视为整体，建立动态整车模型。将车辆各个轮胎视为个体，分析其受力和在制动过程中的纵向、横向力的变化，建立轮胎模型。最后对制动器进行建模，根据 ABS 特点，制动器模型可以采用适当简化，采用简单模型模拟制动趋势，建立制动器制动模型。然后在此基础上对整个车辆模型进行简化，得到车辆的动力学模型，为下一步的控制算法仿真打下了基础。

（2）ABS 系统的设计 首先设计出汽车 ABS 总体组成单元结构，

分析不同类型 ABS 的特点并选取适合的类型。随后阐述 ABS 的工作过程并给出各个单元中不同模块的设计情况以及设计原理。

（3）ABS 控制算法的分析 ABS 控制算法是整个防抱死系统的核心和关键。本文首先分析目前该领域发展情况，对比目前的主流控制算法。在此基础上重点分析其中的 PID 控制方法，利用简化的车辆模型进行了仿真分析^[31]。

（4）采用 CATIA 绘制制动器 根据汽车所需参数，采用 CATIA 三维制图软件完成制动器的绘制。

（5）利用 MATLAB 进行 ABS 系统仿真 本课题利用简化的车辆模型进行 ABS 控制算法仿真实验，采用简化的车辆模型利用 MATLAB/SIMULINK 工具进行建模，在此基础上将 PID 控制算法添加在模型中，从而构建起 ABS 的仿真试验环境。在此环境下，针对各种不同的要求，对算法进行仿真验证。并且我们将对有无 ABS 系统的汽车制动效能进行对比以突出 ABS 系统的优点。

第 2 章 ABS 系统总体设计

2.1 引言

GB/T 13 594-92《汽车防抱制动系统性能要求和试验方法》是国内第一部关于 ABS 的国家标准，1992 年颁布实施。最新的 ABS 相关标准为 GB/T 13 594-2003，该标准的制定参考了欧盟 ECE R13《M、N 和 O 类车辆制动系统型式认证的统一规定》^[10]。根据国标，整车装备 ABS 后，在紧急制动过程中应满足以下要求：

（1）整车装备 ABS 后在低附着路面、高附着路面上制动时附着系数利用率 ϵ （附着系数利用率：防抱制动系统工作时的最大制动强度与附着系数的商）应大于等于 0.75。

（2）在发动机脱开，车辆分别空载和满载情况下在高低附着路面分别以规定初速度全力制动时直接受控车轮不可抱死(车速低于 15 km/h 时可抱死)车辆不能偏离实验跑道。

（3）在对接路面上车辆分别空载和满载以规定初速度制动时直接受控车轮不可抱死，车辆不能偏离实验跑道。

（4）在对开路面上车辆满载以 50km/h 初速度突然全力制动，车轮不可抱死，车辆不能偏离实验跑道。

2.2 总布置设计

本文设计的 ABS 系统由前向通道、后向通道、电子控制单元(ECU, Electronic Control Unit)和常规制动装置四部分组成。前向通道包括 ABS 系统所需的各种传感器；后向通道指各种执行器，包括液压控制单元(HCU, Hydraulic Control Unit)、液压泵电机和 ABS 指示灯等；电子控制单元主要由传感器输入接口模块、运算模块、功率驱动模块(包含泵电机和电磁阀驱动回路)和其它辅助电路组成。运算模块的功能包括轮速信号采集、轮速计算、参考车速计算、滑移率计算、控制逻辑的计算、控制信号的输出和试验数据的记录等。

本次设计的 ABS 组成结构示意图如图 2-1 所示。

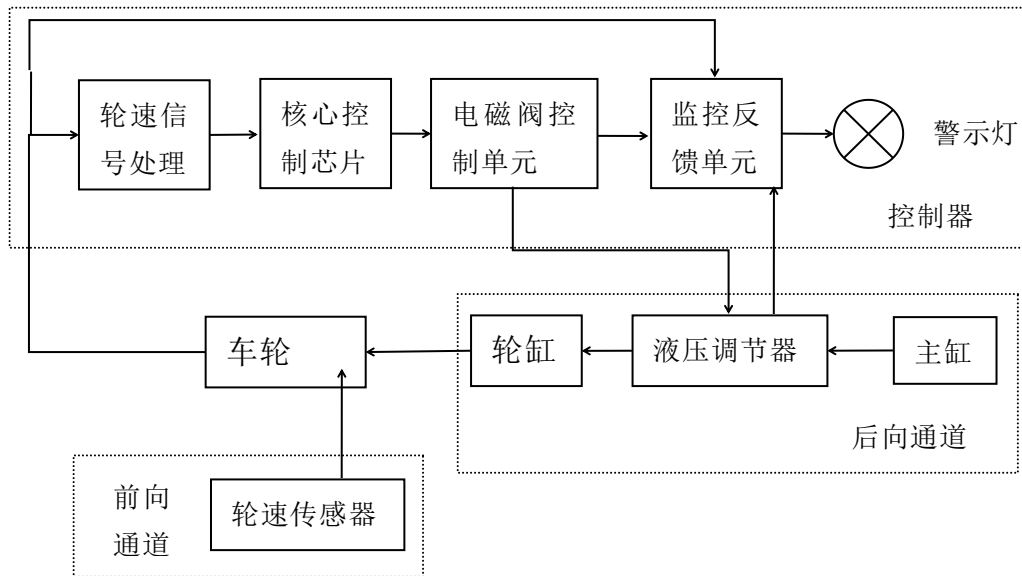


图 2-1 ABS 系统组成结构示意图

2.2.1 ABS 系统类型

ABS 系统根据不同的分类标准可以分为不同的类型。其中分类标准可以选择该系统的布置形式，还可以根据系统的结构和原理不同进行划分。

（1）按 ABS 的结构和原理分类 本次设计为液压制动系统 ABS。按其液压控制部分的结构原理不同主要可分为整体式、分离式和活塞泵式三种类型。

本次设计采用整体式 ABS，制动压力调节器与制动主缸结合为一个整体，其结构更为紧凑。

（2）按布置方式分类 ABS 按照传感器数目不同，可以分为四传感器（4S）、三传感器（3S）、两传感器（2S）和单传感器（1S）等几种系统。按照通道数目不同，也可将 ABS 分为四通道式、三通道式、二通道式和一通道式等^[1]。在各种汽车制动系统上采用不同类型的 ABS 可以产生不同的使用效果，故具体使用时需要根据不同需要选择不同类型的 ABS 系统，使汽车达到最佳制动状态，保证行驶安全。德国 BOSCH 公司经过多年的实践表明：对于仅采用轮速传感器这一仅能够测量轮速参数信号的汽车 ABS 系统，制动压力回路的布置只有四传感器四通道、四传感器三通道和三传感器三通道的布置方案可行性较好，对于其它的制动压力回路布置方案，则较难达到全面的 ABS 制动性能要求。

本次设计采用四传感器四通道（前轮独立、后轮选择）控制方式，该系统适用于 X 型制动管路系统，由于左右后轮不共用一条制动管路，故对它们实施同时控制（一般为低选控制）需采用两个通道。此种控制方式的操纵性和稳定性较好，制动效能稍差。

2.2.2 ABS 系统工作过程

一般，典型的 ABS 系统工作过程分为常规制动过程、减压过程、保压过程、增压过程。

常规制动过程：在常规制动阶段，ABS 并不介入制动压力控制。当踩下制动踏板，制动主缸产生高压制动液，此时，电磁阀不通电，液压泵也不工作，制动主缸的制动液通过电磁阀进入制动轮缸，轮缸液压升高，车轮制动器产生制动。

减压过程：当 ECU 根据轮速等信号，判断其滑移率等参数达到控制值，需要减少制动轮缸制动压力时，此时电磁阀线圈通高电流，电磁阀线圈产生电磁力，柱塞移到上端，主缸和轮缸通路切断，轮缸和储液室相通，轮缸制动液流入储液室，制动压力降低。同时，驱动电机启动，液压泵开始工作，把流向液压的储液室制动液加压后输送到主缸，为下次制动做好准备。

保压过程：当 ECU 根据轮速等信号，判断其滑移率等参数达到控制值，需要保持制动轮缸制动压力时，此时电磁阀线圈通低电流，柱塞在电磁力的作用下上移，由于电磁阀线圈产生的电磁力较小，柱塞上移距离小，此时既切断了制动主缸和制动轮缸之间的液路，也切断了制动轮缸和储液室之间的液路，使制动轮缸制动液压既不增大也不减小，保持不变。

增压过程：当压力下降后，车轮必定加速旋转。ECU 根据轮速等信号，判断其滑移率等参数达到控制值，需要增加制动轮缸制动压力时，则 ECU 切断通往电磁阀的电流，柱塞回到常规制动位置，接通制动主缸和制动轮缸的液路，并切断制动轮缸和储液室的液路，从而增加制动压力。

2.3 前向通道设计

ABS 传感器是用来获取汽车相关部件的运动信息，经过电子控制单元（ECU）运算处理后，根据计算结果对汽车运动状态进行判断，并控制液压调节器的电磁阀的开闭，进而调节制动力矩以保证附着系数的最佳值，ABS 用传感器通常包括车轮速度传感器和车体加速度传感器，其中车轮速度传感

器是最主要的一类传感器。

车轮速度传感器也叫轮速传感器或转速传感器，是一种由磁通量变化而产生感应电压的装置，一般由磁感应传感头与齿圈组成。传感头是一个静止部件，通常由永磁体、感应线圈和极轴等构成，安装在每个车轮的托架上。齿圈是一个运动部件，一般安装在轮毂上或轮轴上与车轮一起旋转。当齿圈随同车轮转动时，齿圈的齿顶与齿隙就交替地与传感器磁极端部相对，传感器感应线圈周围的磁场随之发生强弱交替变化，在感应线圈中就会产生类似正弦波的交变电压，交变电压的频率与齿圈的齿数和转速成正比，因此，转速传感器输出的交变电压频率将与相应车轮的转速成正比。这种交变电压信号经整形电路的变换后，可生成 ABS 控制器能够处理的标准方波信号。ABS 控制器根据方波信号的频率来计算车轮的回转速度并发出交流信号，并传递给电子控制单元，在电子控制单元中经与标定的程序比较、鉴别和计算后，对机械执行机构发出指令，液压控制器的电磁阀做出相应的动作，使制动轮缸油压发生相应变化，不致使车轮完全抱死。

考虑霍尔效应轮速传感器具有信号幅值恒定、动态范围宽、抗电磁干扰力强和价格适中等特点，决定采用霍尔轮速传感器作为轮速检测元件。为了简化分析对车体加速度传感器暂不予以考虑。

2.4 后向通道设计

汽车制动系统随车型不同有多种形式。ABS 系统也因车型的不同而不同，根据性能和制造成本方面的差别分为多种形式。通常按动力来源分为机械式、液压式和气压式。本次设计采用液压式制动系统。

常规液压制动系统一般包括真空助力器、双缸式制动总泵（主缸）、储液室、制动分泵（轮缸）和双液压管路等。ABS 液压控制单元（HCU）是 ABS 液压系统的核心部件，装在制动总泵和分泵之间，是在常规制动系统的液压装置上经设计后加装 ABS 压力调节器而形成的，是 ABS 的执行器，通常由阀体、液压泵、低压蓄能器、高压阻尼器和电磁阀组成；其作用是接受 ABS 电子控制单元的指令，驱动调节器中的电磁阀动作（或油泵电机动作），实现轮缸压力的调节。液压控制单元的阀体材料为特殊的铝合金，采用多复合孔技术将各液压元件连成通路。液压泵通常采用柱塞式结构，由电动机驱动，它可在短时间内将制动液加压，给整个液压系统提供足够的高压制动液体。低压蓄能器通常采用弹簧活塞结构，其作用是暂时存放

液压泵一时来不及泵出的制动液。高压阻尼器的作用是减少 ABS 制动时剧烈的液压脉动，降低液压噪声^[12]。

由于四通道 ABS 可以最大程度地利用每个车轮的附着力进行制动，因此汽车的制动效能最好。但在附着系数分离(两侧车轮的附着系数不相等)的路面上制动时，由于同一轴上的制动力不相等，使得汽车产生较大的偏转力矩而产生制动跑偏。因此，不采用对四个车轮进行独立的制动压力调节的 H 型管路，而采用前轮独立控制后轮低选控制的 X 型管路，以易抱死的车轮即轮胎转矩较小的车轮为标准，给两后轮施加相等的制动力矩控制车轮转动，如图 2-2 所示。

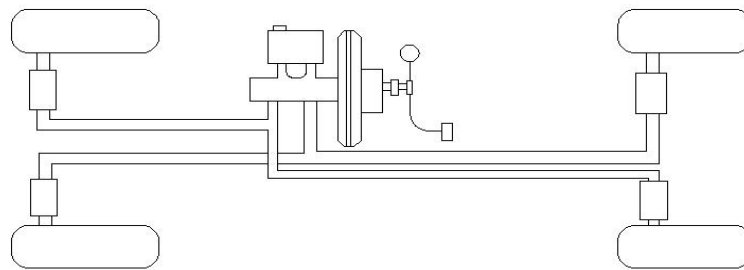


图 2-2 X 型控制系统

2.5 控制器设计

电子控制单元是 ABS 系统的“大脑”，其作用是接受来自于轮速传感器的感应电压信号计算出车轮转速、车轮的加、减速度、车轮滑移率，并对这些信号进行分析后，向液压调节器发出制动压力控制指令。现代汽车 ABS 的电子控制单元主要是由集成度和运算度都很高的数字电路构成，其基本单元有：

（1）**轮速信号处理单元** 其作用是将来自于轮速传感器的感应电压交流信号放大成矩形波并整形后送往运算单元。轮速信号处理单元的个数与 ABS 系统中轮速传感器的数量一致。

（2）**核心控制芯片** 其主要作用是进行车轮旋转速度、车轮加/减速度及滑移率等控制参数的计算，以及电磁阀的开启控制运算和监控运算。运算过程是，接受由车速传感器感应电压信号输入放大单元传来的轮速传感电压矩形波并计算出车轮的瞬时线速度，然后对瞬时线速度积分即计算出初始速度，把初始速度与线速度进行比较计算，即可得到车轮加/减速度及滑移

率。最后根据设定的控制方式，计算并产生相应的车轮减速度门限控制信号、车轮加速度门限控制信号及滑移率门限控制信号，对电磁阀控制单元输出减压、保压或增压控制信号。

（3）**电磁阀控制单元** 其作用是接受来自运算电路单元的减压、保压或增压信号，并据此对电磁阀的动作进行控制。

（4）**稳压、电源监控、故障反馈电路单元** 其作用是对电子控制器内部电压进行监控；对轮速传感器感应电压信号输入放大单元、运算电路单元及电磁阀控制电路单元进行故障监控。如果发现系统故障，则控制继动电动机和继动开关，停止 ABS 系统工作并返回常规制动状态，同时使安装在仪表盘上的 ABS 警报灯亮，通知驾驶员系统发生故障。

2.5.1 核心控制芯片

通常而言 ABS 核心控制芯片主要为 DSP 或者单片机，本文选用单片机作为核心控制芯片，并有依据以下条件进行选型：

（1）较高的运算速度：ABS 从轮速计算、关键参数计算、控制逻辑判断到故障诊断都需要较为繁琐的运算，因此拥有较高的运算速度是必要的。

（2）足够的储存空间：为实现准确控制，软件程序代码量往往极大，并且还加入了一定的冗余代码以保障程序稳定运行，因而需要单片机拥有足够的储存空间。

（3）充足的输入输出口：不仅需要采集 4 个通道的轮速信号、驱动 8 路（C4 组）电磁阀，并且需要为故障诊断电路，EEPROM 电路，通信电路预留 I/O 口。

（4）单片机的抗干扰性能、价格因素、供货周期以及厂商对该型号单片机相应的技术支持等。

2.5.2 轮速信号处理单元

本文设计的 ABS 为四通道四传感器系统，结合设计需求并参考成熟设计方案，本文设计了 ABS 控制器的轮速信号处理和输出驱动模块。因现有 ABS 控制器所选用的单片机对轮速的计算主要是基于捕获脉冲，所以轮速信号处理模块硬件的主要功能是将传感器的近似正弦的输出信号整形为脉冲信号。

在具体电路设计中本文遵循图 2-3 流程所述，因车辆工作环境迥异，路

面不平整通常会导致轮速传感器产生高频干扰信号，因此有效的对高频信号进行滤除显得尤为重要。

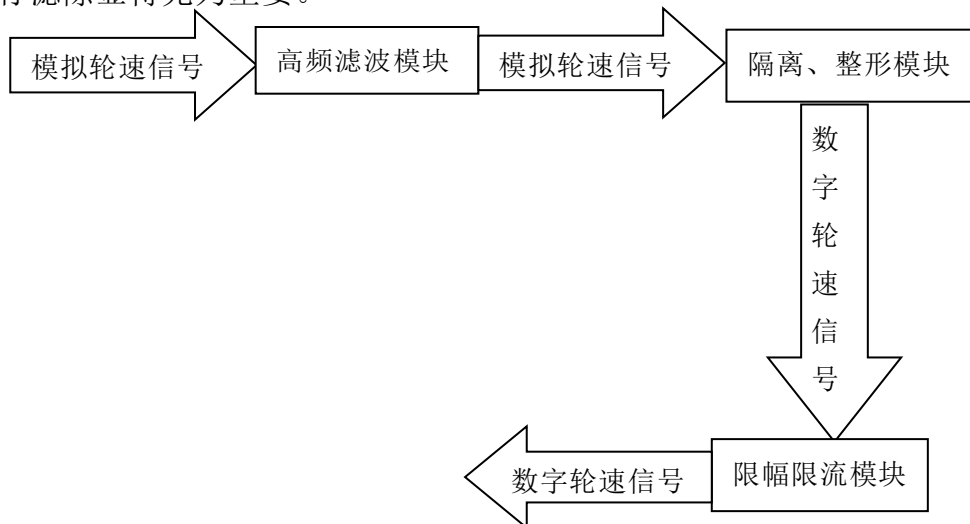


图 2-3 轮速信号处理模块框图

隔离电路的主要作用是进一步滤除干扰，多采用高速光藕。整形电路是将滤波后的信号转换为同频的脉冲信号，可选用施密特触发器、比较器等。限幅限流模块主要是为了保护核心控制芯片以及轮速信号处理器件。车辆高速行驶时，轮速传感器的信号幅值随之增大，采取限幅限流保护措施可以为相关器件提供有效保护^[14]。

2.5.3 电磁阀控制单元

皮卡汽车上的制动液压调节多通过电磁阀来完成，因此首先要设计驱动电磁阀的电路，ABS 才可以工作。驱动模块的硬件示意图如图 2-4 所示，主要作用是可以让核心控制芯片通过低输出电压驱动高额定电压的电磁阀，并且可以检测电磁阀的工作状态，是否出现故障等。

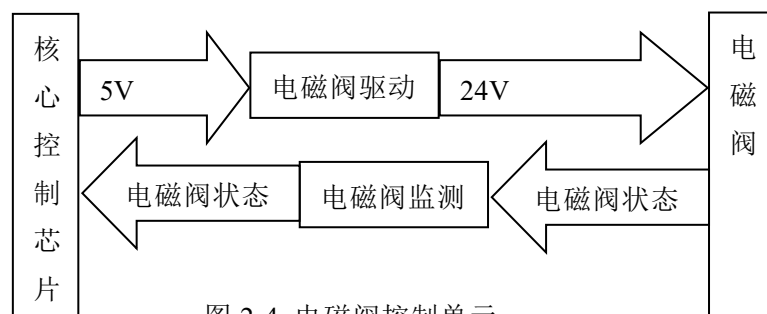


图 2-4 电磁阀控制单元

2.5.4 电源模块

电源模块是为 ABS 控制器以及外围硬件电路设计的。皮卡汽车上的蓄电池电压是+24V，而系统中核心控制芯片及多数器件需要+5 V 电压，因此需要对电路进行电压转换。除了转换电压外，电源模块另一个重要功能是抑制汽车电源中的浪涌，保护控制器。抑制浪涌需要用到 TVS（瞬态抑制二极管）或者压敏电阻。电源模块的最后一项功能是在系统严重故障时协助故障诊断模块对电磁阀断电。电源模块硬件简图如图 2-5 所示。

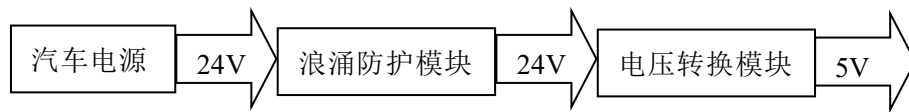


图 2-5 电源模块

2.5.5 故障反馈电路单元

故障反馈电路单元的主要作用是诊断 ABS 是否处于正常工作状态，对出现的故障进行记录，通过诊断仪能对故障信息进行读取、擦除，并能在 ABS 出现严重故障时自动恢复到不具有防抱死功能的常规制动。故障诊断的对象主要是轮速传感器和电磁阀。通过 AD 转换器对轮速传感器进行静态检测，轮胎转动时通过捕获轮速传感器频率对其进行动态检测。对电磁阀的诊断是通过驱动芯片 BTS721L1 进行的。另外 ABS 还具有自恢复常规制动的功能，当控制芯片检测到 ABS 出现严重故障时可以对电磁阀的供电继电器断电，电磁阀断电后相当于 ABS 从常规制动系统中脱离。

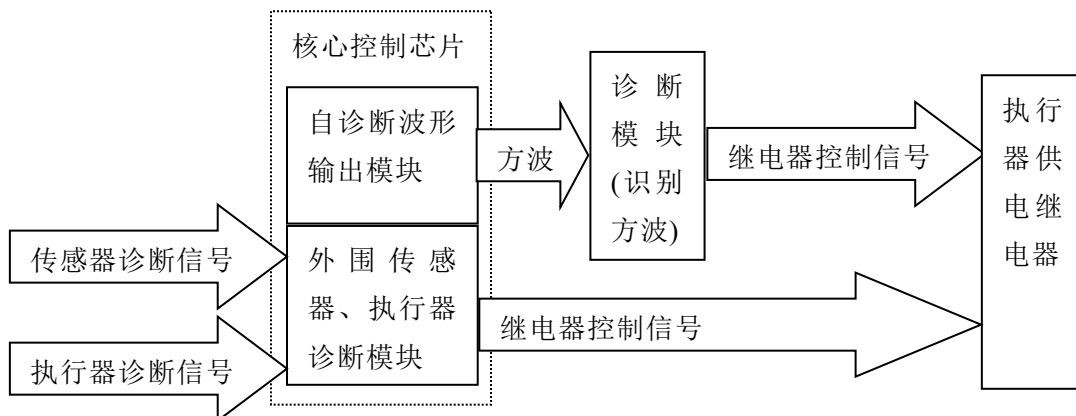


图 2-6 故障反馈电路单元

图 2-6 为 ABS 故障反馈电路单元简图，本次设计 ABS 故障反馈电路单元分为两部分：外围设备（传感器和执行器）诊断保护模块和核心控制芯片诊断保护模块。当核心控制芯片监测到外围设备出现故障时会将故障代码记录，并通过告警灯告知驾驶员，故障严重威胁到驾驶安全时，控制芯片通过输出指令可以使执行器供电继电器断开执行器的电源，从而使制动恢复常规制动。核心控制芯片的自诊断波形输出模块在正常情况下会不间断的输出一定频率、占空比的方波，核心控制芯片诊断模块识别该方波后输出指令使执行器正常供电，当核心控制芯片故障或程序异常时，方波不能继续输出，核心控制芯片诊断模块会输出指令使执行器断电，恢复常规制动。这样的设计可以保证不管在出现硬件故障还是软件跑飞的情况下都能使得执行器断电，恢复常规制动。

2.6 本章小结

本章首先根据 GB/T 13 594-2003《机动车和挂车防抱制动性能和试验方法》以及欧盟 ECE R13《M、N 和 O 类车辆制动系统型式认证的统一规定》制定了控制器的设计需求，然后进行了系统实现，完成了 ABS 的总体设计，包括前向通道、后向通道、控制器的设计。

第 3 章 车辆 ABS 动力学建模与仿真

3.1 引言

车辆动力学建模主要包括两方面内容：一是建立描述车辆动力学性能的微分方程组，即建模；二是采用数值方法解微分方程，即计算。对这两项工作可以采用不同的方法，目前常用的方法是：人工建模和编程计算、计算机自动建模和人工与计算机混合建模^[15]。

本文采用人工与计算机混合建模方法。由于本文主要仿真车辆直线制动防抱死控制逻辑问题，因此对于已经配置 ABS 系统的汽车制动系统来说，其数学模型包括以下几个子模型：车辆模型、制动系统模型、轮胎模型、控制算法模型、车速估计模型、滑移率模型。

本文所需的整车参数如表 3-1 所示。

表 3-1 整车参数

驱动形式	4X4	制动系	前盘后鼓	轴距	3050mm
总质量	2480kg	前轴质量	1100kg	后轴质量	1380kg
最高车速	160km/h	轮胎规格	215/75R15	变速器 I 档传动比	4.048
变速器 V 档传动比	0.81	发动机最大扭矩/转速	217Nm/2900 rpm	发动机最大功率/转速	102kW/4800 rpm

3.2 ABS 控制方法分析

3.2.1 PID 控制算法

PID (Proportional-Integral-Differential)控制，PID 控制是连续系统中技术成熟、应用广泛的一种控制方式^[16]。

PID 控制量 u 和偏差 e 的传递函数关系式为：

$$U(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) E(s) \quad (3-1)$$

式中 $U(s)$ 、 $E(s)$ ——系统控制量 u 和偏差 e 的拉氏变换；

K_p ——比例系数；

T_i ——积分系数；

T_d ——微分系数。

PID 控制器的设计，实际上就是确定比例-积分-微分三个系数。三个系数对系统有不同的影响，通过调整三个系数，使闭环系统得到预期控制效果。增大比例系数可使系统的开环增益加大，进而减小静态误差，但使系统的稳定性下降，以致系统的输出振荡。积分环节的作用是通过积分作用消除稳态误差，对低频分量起较强的调节作用。微分环节的作用是预测误差的变化趋势，根据当前误差曲线的斜率预测未来误差的变化，提高系统的快速性和稳定性，但容易给系统引入高频干扰。

为了进一步提高 ABS 的性能，许多文献都在研究基于滑移率的控制系统，用滑移率作为控制目标容易实现连续控制，从而提高 ABS 在制动过程中的平顺性，并最大限度地发挥它的制动性能。实现连续控制的最简单算法是 PID 控制，采用增量 PI 算法比较容易实现抗积分饱和，稳定性好。实施这一过程采用两个 PID 控制，构成串级控制系统，如图 3-1 所示。内环为压力控制，外环为滑移率控制，要求内环的控制响应要快于外环的响应，才能得到比较好的控制精度及控制稳定性。在不同的条件下，采用不同的 PI 参数，即增益调度，在压力控制中，低压时采用大增量，高压时采用小增量。

PID 控制的最大优点是可以不了解被控对象的数学模型，根据经验进行参数调整，并且实施容易，控制效果良好，在不可能获得被控对象的数学模型或数学模型过于复杂时，宜采用 PID 控制。其缺点是对被控对象的参数变化比较敏感，参数修改不方便，对纯滞后的被控对象控制效果较差。

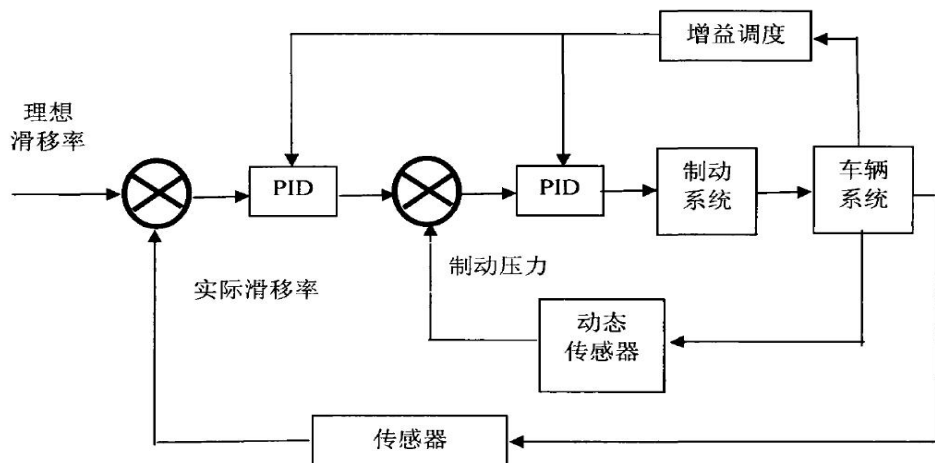


图 3-1 PID 控制原理图

3.2.2 自寻优控制算法

自寻优控制采用的是连续“理解”和连续“测量”的控制设计原理。控制系统设计只需要知道被控对象具有非线性（如极值）特性，而不需要关于被控对象精确的数学模型表达式。

而对于汽车防抱死制动系统，根据纵向附着系数 μ 与滑移率 S 的关系曲线，可以知道：纵向附着系数特性曲线有一个峰值点，且峰值点为最佳滑移率 S_{opt} 所对应的点。

另外，ABS的控制原理是：通过控制制动力矩 M_b 来控制滑移率 S 在最佳滑移率 S_{opt} 附近，从而获得最大的纵向附着力和较大侧向附着力，以防止车轮抱死，达到最好的制动效果。在稳定区， $S < S_{opt}$ ，随着 S 的增大，纵向附着系数 μ 也在增大，制动力矩 M_b 应该增大；在非稳定区， $S > S_{opt}$ ，随着 S 的增大，纵向附着系数在减小，制动力矩 M_b 应该减小。（因此我们也把稳定区称为增压区，非稳定区称为减压区）。综上所述，ABS的控制满足部分自寻优控制的必要条件。但无论是利用纵向附着系数 μ 与滑移率 S 的关系曲线，还是利用地面制动力 F 与滑移率 S 的关系曲线（ $F = \mu * N$ ，因为 N 可视为常数，所以 F 的变化反应 μ 的变化）

车轮附着力矩 M_g 为：

$$M_g = \mu NR \quad (3-2)$$

式中 N ——车轮所受压力（N）；

R ——车轮滚动半径（m）。

由于 R ， N 都不变，且均为正值。所以车轮附着力矩的变化反映了附着力的变化，也反映了纵向附着系数 μ 的变化。

$$\text{又由于：} \quad M_g = I\dot{\omega} + M_b \quad (3-3)$$

式中 I ——车轮转动惯量；

$\dot{\omega}$ ——车轮角加（减）速度；

M_b ——车轮制动力矩。

若知道前一时刻的制动力矩 M_b 和当前时刻的角加（减）速度 $\dot{\omega}$ ，我们就可以根据式(4-3)得到当前的 M_g 值。

因此，可以用车轮附着力矩 M_g 与滑移率 S 的关系曲线代替地面制动力 F 与滑移率 S 的关系曲线对ABS进行自寻优控制。若 M_b 增大时， M_g 增大，说明曲线在稳定区（增压区）， M_b 还应继续增大；若 M_b 增大时， M_g

减小，说明曲线在不稳定区（减压区）， M_b 需要减小； M_b 减小，滑移率 S 减小，因而 M_g 的大小也相应地发生变化， M_g 开始逐渐增大，此时曲线仍在不稳定区。因此， M_b 仍要减小；当过了最优点即峰值点时， M_g 又随着滑移率 S 的减小而减小，所以当 M_b 减小时， M_g 也减小时，说明控制曲线已经处在增压区，这时 M_b 又要增大。这样系统便不断重复进行周期性的搜索，直到找到最优控制力矩，并在其附近循环工作。

自寻优控制方法的优点是考虑了控制过程中状态变化的历程而使控制过程平稳；缺点是控制效果的优劣主要依赖于系统的数学模型，控制质量难以准确把握。

3.2.3 逻辑门限控制算法

逻辑门限控制是一种比较经典的控制算法，它是以车轮角速度为控制对象，并附加一些辅助门限，它并不涉及具体系统的数学模型，这对于非线性系统是一种有效的控制方法，具有控制简单，计算量小，便于实现的优点。采用这种控制方法的 ABS 已发展为成熟的产品，并在各种车辆上得到应用。但是，逻辑门限控制法虽简单实用，调试却很困难，不同的车辆门限值也各不相同，需要通过大量的道路试验加以验证得出数据。从理论角度讲，ABS 存在两类防抱死逻辑，即预选条件（P 条件）为判断车轮是否有抱死倾向的标准；而复选条件（R 条件）为判断车轮抱死倾向是否避免的标准。当满足 P 条件时，车轮有抱死的倾向，应降低制动压力，制动踏板出现抖动，以增加车轮转速。当满足 R 条件时，此时车轮避免了抱死的倾向，制动压力会再次升高，而不同的 P，R 条件组合会产生不同的控制逻辑 [17]。

3.2.4 滑动模态变结构控制算法

滑动模态变结构控制法是一种特殊的非线性控制方法。一类变结构系统，其特殊之处在于，系统的控制有切换，而且在切换面上系统会沿着固定的轨迹产生滑动运动。这类特殊的变结构系统，叫滑动模态变结构控制系统。它是以经典的数控理论为基础，增强了系统的不确定性及控制器抗外部干扰的能力，具有较强的内在自适应性。滑动模态变结构控制可由两部分运动来描述，一部分是正常运动阶段，即状态从切换线以外的状态空间到达切换线的运动；另一部分是滑模运动段，即状态轨迹在到达切换线后，沿切换

线滑动到目标点的运动。该系统由受控对象和一个变结构控制器组成。滑动模态变结构控制系统设计的目标主要有：所有轨迹于有限的时间内达到切换面；切换面存在滑动模态区；滑动运动是渐近稳定的，并具有良好的动态品质。对汽车防抱死制动系统而言，其制动过程的本质就是把车轮的滑移率控制在附着系统的峰值点 S_{opt} ，滑动模态变结构控制属于一类特殊的非线性控制系统，其结构是根据系统当时的状态、偏差及其导数值，在不同的控制区域，以理想开关的方式切换控制量的大小和符号，使系统在滑移率曲线很小的领域内沿滑移率曲线滑动的控制方法。

取制动力矩为控制变量 U ，切换条件为：

$$U = M_b^- \quad m > 0 \quad (3-4)$$

$$U = M_b^+ \quad m < 0 \quad (3-5)$$

其中 $m = \dot{e} + c_1 e$

$$e = S - S_{opt}$$

式中 M_b^- ——系统决定的制动力矩减小；

M_b^+ ——系统决定的制动力矩增大；

m ——切换函数；

e ——实际滑移率相对目标点的差值。

它的缺点主要是在切换线附近切换时，由于系统的惯性，在滑动运动中叠加有一个抖动，但这比逻辑门限控制中车辆角速度幅度要小得多。

3.2.5 模糊控制算法

模糊控制是一种基于经验规则的、并列型的开关控制，与系统本身的模型无关，便于利用人的经验知识，具有很好的鲁棒性和控制规则的灵活性，可较好地适应动态变化工况非线性时变系统（车辆控制过程）；它又是一种逻辑的控制，可以利用规则库中的控制规则应付各种异常及特殊情况；同时它又是语言型控制，使设计者清楚理解控制器的内涵，了解控制器的控制过程，将人的思维特点赋予控制器，所以模糊控制可适用于 ABS 控制系统。Guy Kokes 和 Tarunraj 较早地将自适应模糊控制应用于 ABS 中，Jeffery 提出了自学习模糊控制器在 ABS 中的应用，主要是控制规则的自学习^[18]。

基于理论研究的 ABS 模糊控制有两种控制方法，一种是估计出最大的轮胎与路面附着系数处的滑移率，并使制动过程中轮胎滑移率保持在最佳值附近很小的范围内，研究表明，此方法在不同路面、工况都能获得最大的制动减速度，因此制动距离最短，但同时因为需要调整最佳滑移率，使系统的稳定性降低，抗干扰性差。另一种方法是对所有路面及工况，滑移率都设定为固定值，这种控制方法稳定性好，由于最佳滑移率设为固定值，因此在制动过程中，对路面的适应能力差，当设定值太小时，制动距离增加；当设定值太大时，系统可能会工作于非稳定区而失去对系统的控制。

但模糊控制没有有效通用的算法，调试、标定控制参数比较困难，无理论可言，基本上是靠试凑的方法。实际开发 ABS 产品时，设计者需要根据经验进行大量的实车试验，以获得满意、完整的控制规则库。

3.2.6 耗散功率控制算法

这种控制方法的提出是基于汽车在减速制动的过程中实质上是将汽车的平动动能转化为其它形式能量的耗散过程。在强烈制动时一般安装摩擦式制动器的汽车的平动动能将主要通过两处摩擦力做功的方式转化为热能耗散掉，其一是通过路面与轮胎之间做功的方式，其二是通过制动器摩擦力做功的方式。为了提高汽车的制动性能，则应设法使上述二者的摩擦力功率（或称耗散功率）之和为最大。据此推理，如果取制动器的摩擦力功率最大为 ABS 的控制目标，则有可能兼顾制动稳定性和制动效能。取目标函数（泛函）为制动器平均制动耗散功率^[19]：

$$\frac{J(t_0, t_0+T)}{T} = \frac{1}{T} \int_0^{t_0+T} p \omega dt \quad (3-6)$$

由于 T 固定，将 $J(t_0, t_0+T)$ 视为目标函数，预确定 $u(t_0, t_0+T) \in [DEC, INC]$ ，使目标函数 $J(t_0, t_0+T)$ 取极大值，采用 GA 算法直接求解这个最优化问题。式中， p 为制动力矩； DEC, INC 分别为制动力矩上升与下降速度的极限值， ω 为车轮转速。

此方法与门限值方法相比较具有制动稳定性好、效能高、对路面适应性强和控制特征明显。但与常规的 ABS 控制方法相比，采用以制动器耗散功率最大为目标的控制方法需要使用压力传感器测量各分泵的制动压力，导致硬件成本高于常规的 ABS 系统。

3.2.7 神经网络控制算法

神经网络控制是一种新发展起来的一种方法，它模拟人脑的并行处理工作方式，是解决非线性问题强有力的工具之一。神经网络最早主要用于系统参数辨识，之后在控制领域也有了一定程度的应用。人工神经网络不需要具体的数学模型，只要有学习样本（输入数据）就可以完成学习功能，并在学习完成后得到神经网络模型，根据此模型就可以对系统进行辨识及控制。

将人工神经网络应用于 ABS 控制时，神经网络首先对有代表性的教师样本（试验数据）进行学习，将各种工况下的控制策略确定下来。在制动过程中控制制动压力，使实际滑移率与期望滑移率尽量接近。但也存在计算时间长、耗费系统资源多、实时性差的缺陷^[20]。

上述控制方法各有特点，它们之间互相结合不失为一种有效的方法，如滑模+PI，滑模+模糊等，只要选择好它们之间的切换条件就可以使它们之间互相补充，充分发挥它们之间的优势。随着现代控制方法和电子技术的不断发展和成熟，各种专用芯片的不断出现，如模糊芯片、神经芯片等。速度传感器的精度大幅提高而成本大幅降低，则以上这些控制方法在 ABS 上的应用将会有广阔的前景。

3.3 车辆动力学模型

车辆动力学模型可以采用牛顿力学建立各个刚体的运动学方程，由于应用的目的不同，各种模型的繁简程度也不相同。目前，经常采用的车辆模型主要有一般车辆模型、四轮车辆模型、双轮车辆模型以及单轮车辆模型^[21]。本次建模应用双轮车辆进行建模。

在对车辆建立运动方程前，作如下假设：

- （1）路面是水平光滑且平整的，不考虑汽车的垂直和横向运动。
- （2）忽略车辆侧倾的影响，忽略轮胎的滚动阻力和车辆风阻。
- （3）不考虑制动过程中零部件的变形和振动及由此引起的法向载荷的变化。

在此基础上，将车辆的左右两轮合并为一个车轮，实际上是一个摩托车模型。此模型把整个汽车看成一个刚体，忽略轮胎及悬架的弹性和阻尼，同时也不考虑底盘部分与车身连接的所有弹性与阻尼，并把汽车看作一个质量与受力沿纵轴线对称，且质量与受力都集中在该平面内的模型。这种模型

常用来模拟直线制动和驱动问题，研究车辆制动时的轴荷转移、防抱死控制逻辑问题^[22]。

建立的双轮车辆模型如图 3-2 所示。

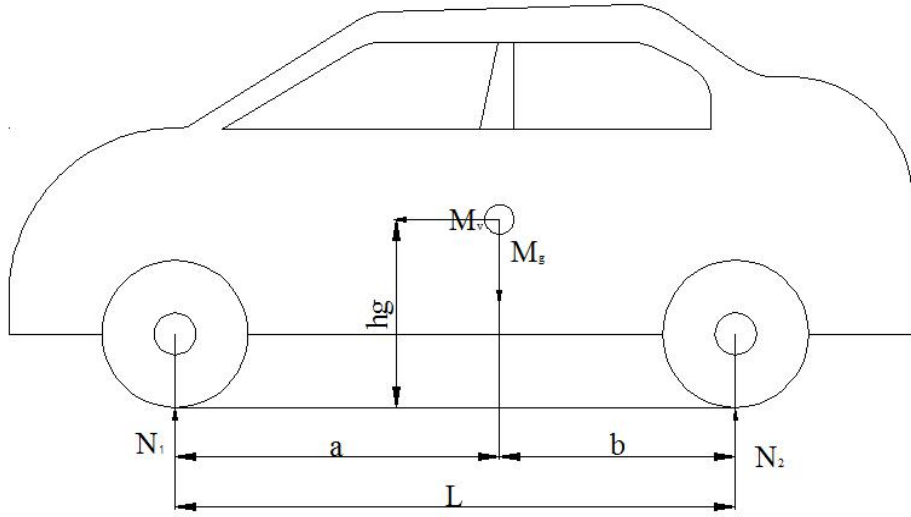


图 3-2 双轮车辆模型

由此建立一个双轮运动模型如下：

$$\text{前轴: } J_1 \dot{\omega}_1 = M_{b1} - \mu_1 N_1 R_1 \quad (3-7)$$

$$\text{后轴: } J_2 \dot{\omega}_2 = M_{b2} - \mu_2 N_2 R_2 \quad (3-8)$$

$$\text{前轮对地面正压力: } N_1 = [Mgb + Mv h_g] / L \quad (3-9)$$

$$\text{后轮对地面正压力: } N_2 = [Mga - Mv h_g] / L \quad (3-10)$$

对于整车而言最大制动力：

$$M\dot{v} = \mu_1 N_1 + \mu_2 N_2 \quad (3-11)$$

把式(5-3)、(5-4)代入式(5-5)得：

车辆最大制动减速度：

$$\dot{v} = g(\mu_1 b + \mu_2 a) / [L + h_g(\mu_2 - \mu_1)] \quad (3-12)$$

当制动器制动力小于地面附着力时，此时车轮制动力等于制动器制动力，忽略轮胎变形的影响，则有：

$$\dot{v} = (M_{b1} + M_{b2}) / MR \quad (3-13)$$

式中 J_1 ——前轮转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) ;

J_2 ——后轮转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) ;

ω_1 ——前轮角速度 (rad/s) ;

ω_2 ——后轮角速度 (rad/s) ;

M ——汽车质量 (kg) 。

a ——重心距前轴距离 (m) ;

h_g ——汽车质心高度 (m) ;

b ——重心距后轴距离 (m) ;

μ_1 ——前轮路面附着系数;

μ_2 ——后轮路面附着系数;

M_{b1} ——前轮制动器制动力矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$) ;

M_{b2} ——后轮制动器制动力矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$) ;

依据上式在 Simulink 中建立的模型如图 3-3 所示。

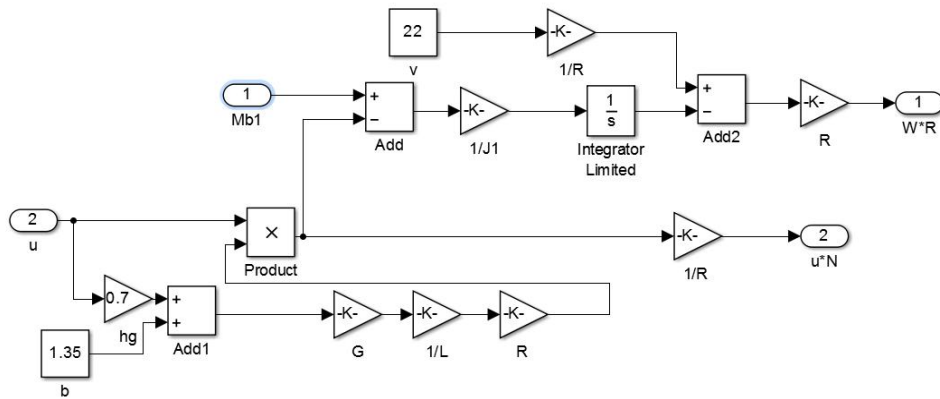


图 3-3 车辆动力学简化仿真模型模块

3.4 车轮轮胎模型

汽车运动依赖于轮胎所受的力，例如，纵向制动和驱动力、侧偏力和侧倾力、回正力矩及翻转力矩等，所有这些都是滑移率、侧偏角、侧倾角、垂直载荷、道路摩擦系数和汽车运动速度的函数。轮胎模型一般分为两种，一种是物理模型（理论模型），即通过对轮胎结构和形变机制的数学描述，建立剪切力和回正力矩与相应参数的函数关系。与理论模型相对应的是经验公

式和半经验公式，它是通过对大量的轮胎力特性的实验数据进行分析，将轮胎力特性通过含有拟合参数的公式有效地表达出来^[23]。常用的经验和半经验公式是魔术公式和双线性公式。其中双线性模型公式物理意义明确，拟合精度较高，较适合计算机模拟仿真，基于本论文研究的实际情况，本文采用双线性模型模拟各种路面的 μ - S 曲线，并应用于防抱死制动系统的仿真模型中。

如图 3-4 所示，在一些情况下为了获得一种解析解，采用双线性模型来简化轮胎模型。根据图 3-4，推导出轮胎的双线性模型表达式为^[24]：

$$\begin{cases} \mu = \frac{\mu_h}{S_{opt}} S \\ \mu = \frac{\mu - \mu_g S_{opt}}{1 - S_{opt}} - \frac{\mu_h - \mu_g}{1 - S_{opt}} S \end{cases} \quad (3-14)$$

式中 S_{opt} ——最佳滑移率；

S ——车轮滑移率；

μ_g ——滑移率为 100%时的纵向附着系数；

μ_h ——峰值纵向附着系数；

μ ——纵向附着系数。

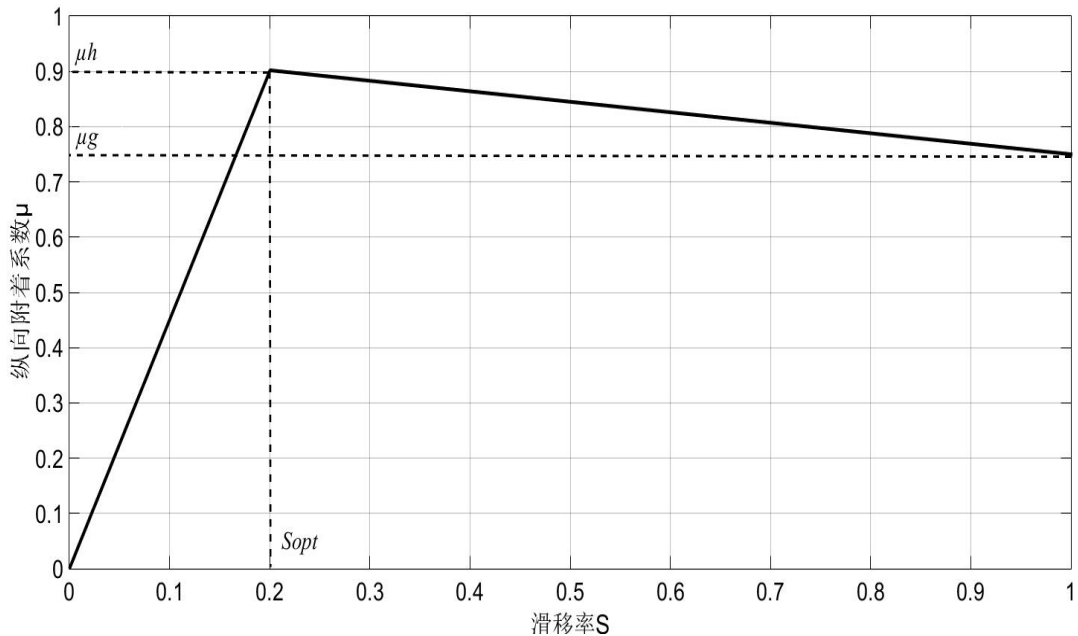


图 3-4 双线性模型

基于本课题的研究目的，本文采用双线性模型分别模拟四种典型路面的 μ - S 曲线，并选取其中两种应用于汽车防抱制动系统的控制仿真模型中（参数^[25]表 3-2 所示）。

表 3-2 典型路面参数值

典型路面	S_{opt}	μ_h	μ_g
干燥混凝土	0.2	0.9	0.75
湿泥土	0.36	0.4565	0.45

根据表 3-1 的参数，分别建立了四种典型路面的双线性模型：

$$\text{干燥混凝土: } \begin{cases} \mu = 4.5S \cdots \cdots S \leq 0.2 \\ \mu = 0.94 - 0.19S \cdots \cdots S > 0.2 \end{cases} \quad (3-15)$$

$$\text{湿泥土路面: } \begin{cases} \mu = 1.27S \cdots \cdots S \leq 0.36 \\ \mu = 0.46 - 0.01S \cdots \cdots S > 0.36 \end{cases} \quad (3-16)$$

依据上式在 Simulink 中建立的模型如图 3-5 所示。

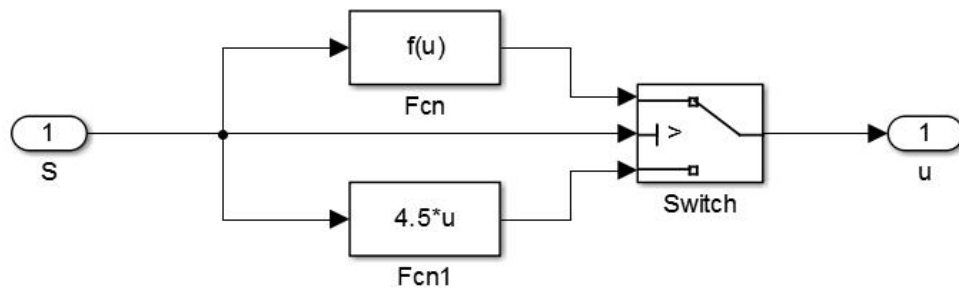


图 3-5 双线轮胎简化仿真模型模块

3.5 制动系统模型

制动系统包括传动机构和制动器两部分。因此，对制动系统的建模也应该包括传动机构建模和制动器建模两部分。

3.5.1 液压模型

制动系统的建模主要为液压传动部分，液压部分的建模主要包括电磁阀和液压缸模型，但考虑到建立该物理模型往往比较复杂，不适合在计算机进行模拟仿真。为了使模拟结果更为理想化，而且保证实验的顺利进行，可以假设电磁阀的电磁动作的压力差不变，根据流体力学原理可以建立系统流量压力方程，又因为液体的传动和电磁阀的电磁动作的滞后的存在，考虑到

制动系统为一个带迟滞的一阶系统，用一个一阶环节来模拟，这样电磁阀的流量与电磁阀控制信号的关系就可以简化成一个一阶环节，此时将液压传动系统简化为一个电磁阀环节，输入是电磁阀的控制信号，输出是通过电磁阀的流量^[26]，其传递函数为：

$$\frac{K}{T_k s + 1} \quad (3-17)$$

一个典型一阶惯性环节的弹簧阻尼系统传递函数为：

$$\frac{K}{Ts + 1}$$

一个积分环节：

$$\frac{1}{s}$$

由流量方程得出压力和流量是一个积分的关系，因此可以推出液压部分的传递函数为：

$$G(s) = \frac{K}{s(Ts + 1)} \quad (3-18)$$

又因为电磁阀的时间常数 T_k 远远小于弹簧阻尼系统的时间常数 T ，因此本次论文课题仿真时将电磁阀的环节忽略不计以计算，而电磁阀的响应时间一般小于或等于 10ms，故仿真时惯性环节的参数分别取 T 为 0.01，同时取 $K=100$ 。根据上面所述，最终整个液压系统的简化模型传递函数为：

$$G(s) = \frac{100}{s(0.01s + 1)} \quad (3-19)$$

在一般的制动动态过程中，制动系统这一模型可以通过系统的动态性反映出来。

3.5.2 制动器模型

制动器模型指制动器力矩与制动系统液压力之间的关系模型。制动缸部分的模型输入是进入或流出制动缸的流量，输出是制动缸所产生的压力。制动时摩擦力矩由制动器提供，在实际制动过程中，制动器的制动力矩由多种因素决定。因此，在进行建模仿真时假设制动器是理想元件，认为其为非线性特性较弱并忽略了其滞后带来的影响^[27]。制动力矩可以表达为：

$$M_b=0 \quad P(t) < P_m \quad (3-20)$$

$$M_b = K_p(P(t) - P_m) \quad P(t) > P_m \quad (3-21)$$

式中 K_p —制动器效能因数（N·m/kPa）；

M_b —制动器制动力矩（N·m）；

$P(t)$ —制动缸压力（kPa）；

P_m —克服制动缸中弹簧所需压力，即制动初始延迟（kPa）。

最终作用到汽车车轮上的制动转矩可以表示液压缸压力函数为：

$$M_b = K_p P(t) \quad (3-22)$$

依据上面两部分在 Simulink 中建立的模型如图 3-6 所示。

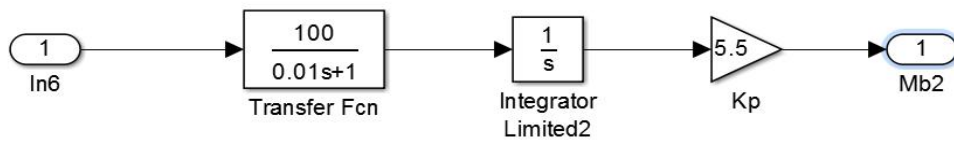


图 3-6 制动系统简化仿真模型模块

3.6 滑移率模型

附着系数的值的大小主要受到路面的状况、道路的材料、胎面花纹、轮胎的结构、材料以及车速等因素的影响^[28]。因此对于不同的路面来说，附着系数与滑移率的关系是不同的，根据滑移率定义式建立 Simulink 轮胎滑移率模型如图 3-7 所示。

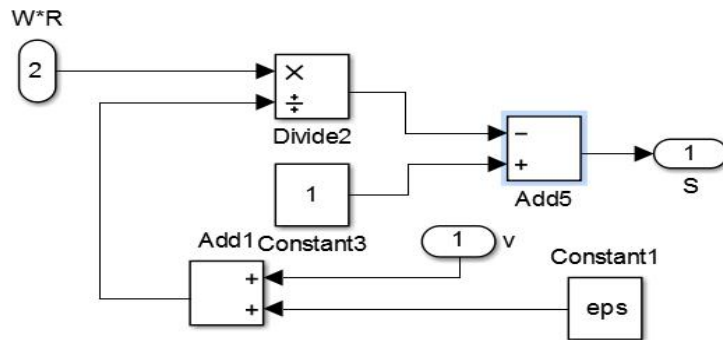


图 3-7 轮胎滑移率仿真模型模块

3.7 双轮车辆模型车速计算模型

根据双轮车辆模型，求得双轮车辆模型的车速计算模块如图 3-8 所示。

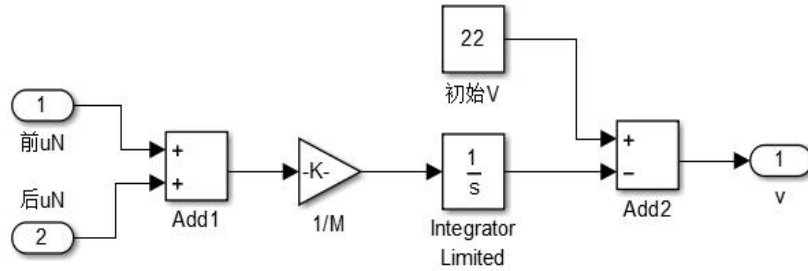


图 3-8 双轮车辆模型的车速计算仿真模块

3.8 PID 控制算法模型

本课题所设计的 PID 控制器是以期望滑移率 S_0 与实际滑移率 S 之差为输入：

$$e = \Delta S = S_0 - S \quad (3-23)$$

PID 的控制规律为^[29]：

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3-24)$$

我们采用仿真实验加试凑的方法，根据 ABS 的动态特性，确定不同路面条件下 K_p 、 T_i 和 T_d 参数如表 3-3 所示。

表 3-3 不同路面条件的 PID 控制参数

典型路面	K_p	T_i	T_d
干燥混凝土	510	12.22	2.4
湿泥土	80	12.24	2.4

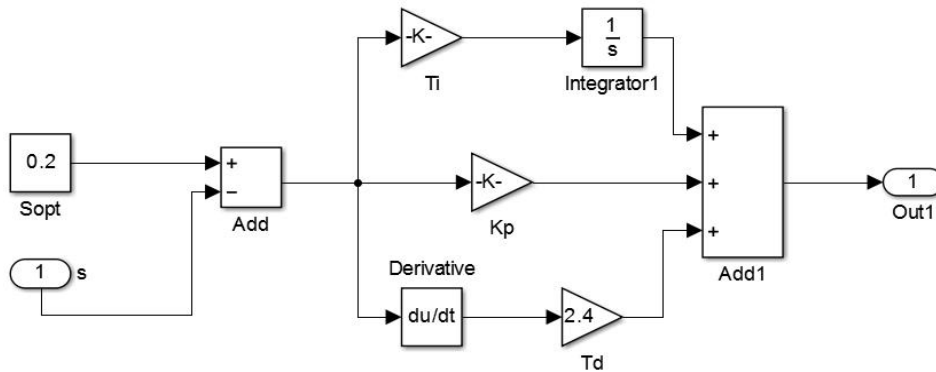


图 3-9 PID 控制器的仿真模型模块

另外，我们假设不同路面条件下的最佳滑移率 S_{opt} 已知，且设定的期望滑移率 S_0 等于最佳滑移率 S_{opt} 。汽车防抱制动系统 PID 控制器的仿真模型如图 3-9 所示。

3.9 无 ABS 系统的整车模型

制动系统模块接收制动信号、输出制动力矩，轮胎模块接收滑移率、输出附着系数，车辆模块接收制动力矩和附着系数、输出轮速和 μN ，滑移率模块接收轮速、输出滑移率，车速计算模块接收 μN 、输出车速。将上述车辆模型、制动系统模型、轮胎模型、车速计算模型、滑移率模型复合后得到无 ABS 系统的整车模型如图 3-10 所示。

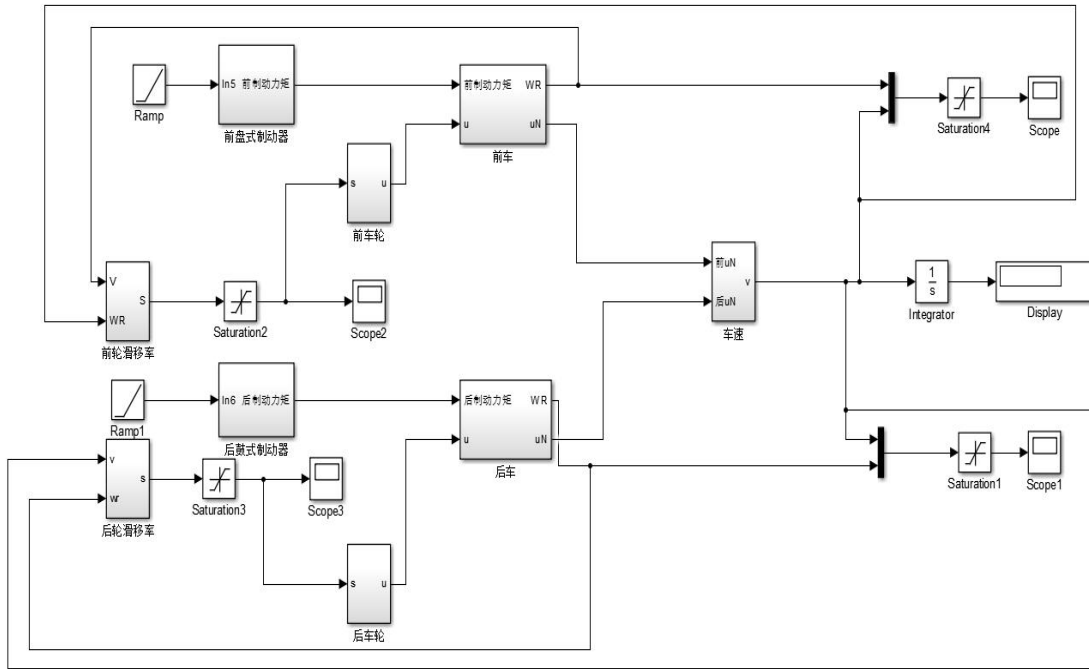


图 3-10 无 ABS 系统的整车模型

3.10 PID 控制的 ABS 系统的整车模型

PID 控制算法接收滑移率、输出制动系统控制信号。将无 ABS 系统的整车模型添加 PID 控制算法模块后得到 PID 控制的 ABS 系统的整车模型如图 3-11 所示。

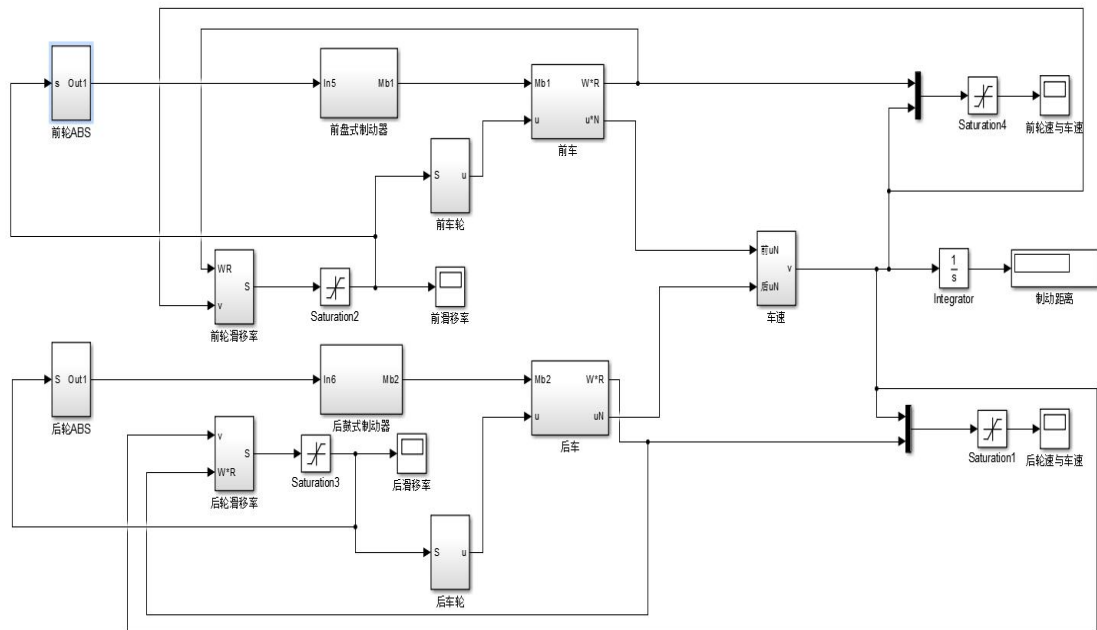
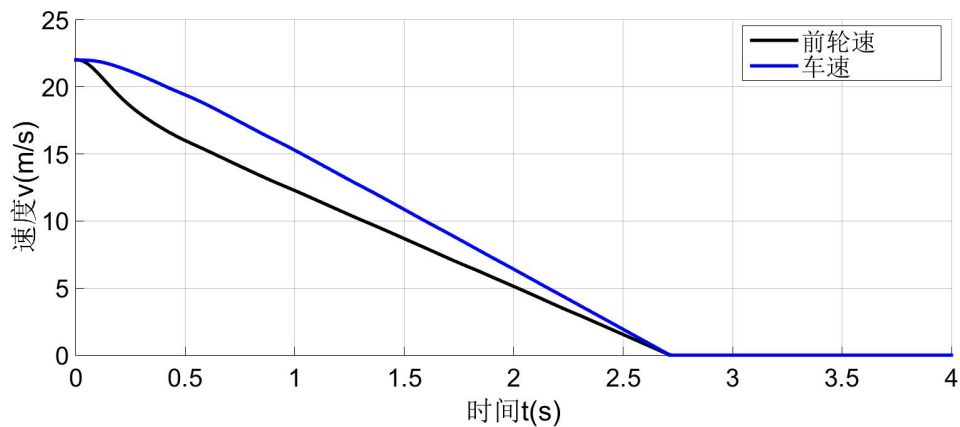


图 3-11 PID 控制的 ABS 系统的整车模型

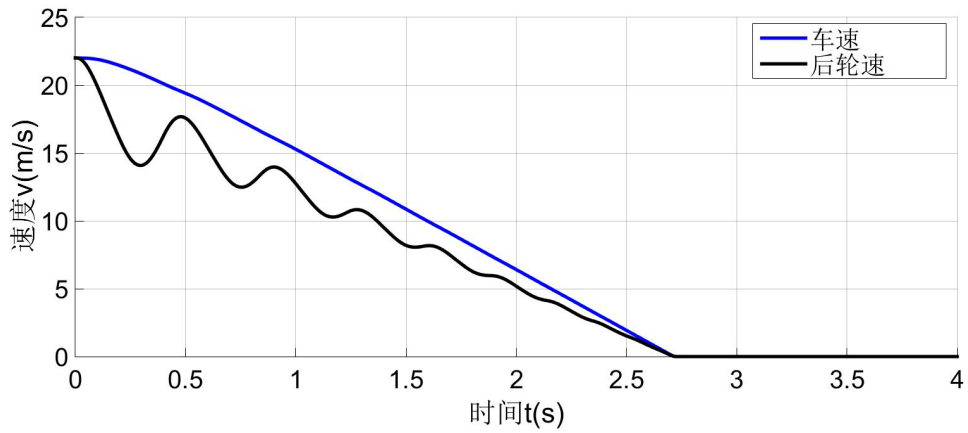
3.11 ABS 仿真结果与数据分析

3.11.1 干燥混凝土路面时 ABS 仿真结果

干混凝土路面最佳滑移率 $S_{opt}=0.2$ ，其他参数如表 3-2、表 3-3。车身初速度 $v_0=22\text{m/s}$ ，采样时间为 0.001s ，仿真时长 4s ，仿真后轮速、车速与时间的关系如图 3-12 所示，前、后轮滑移率与时间关系如图 3-13 所示。

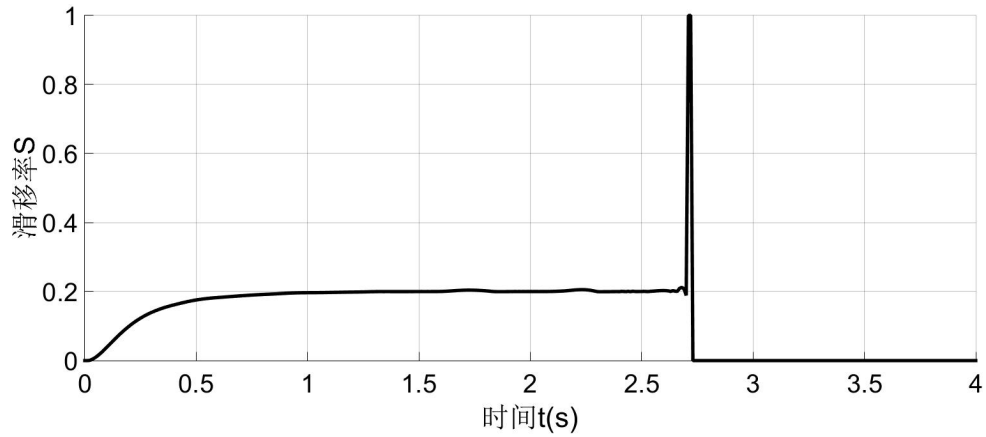


(a)前轮速、车速与时间的关系

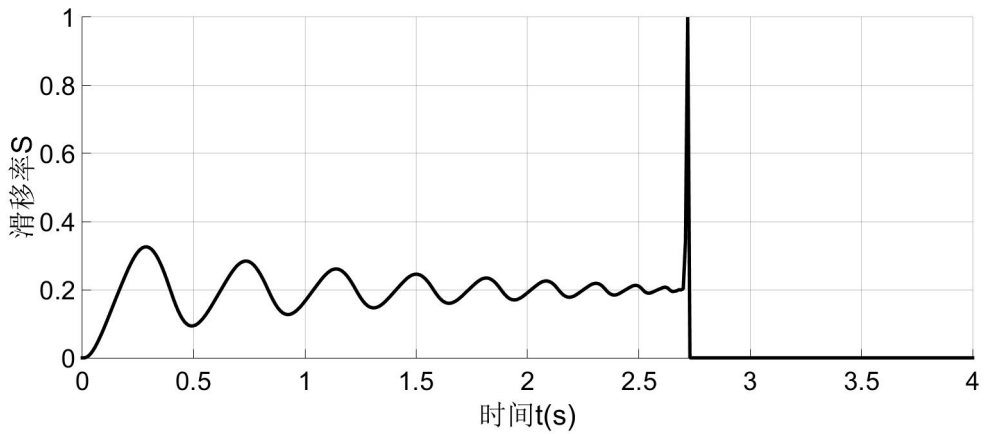


(b)后轮速、车速与时间的关系

图 3-12 PID 控制的 ABS 皮卡车辆前后轮速、车速与时间关系曲线



(a)前轮滑移率与时间关系



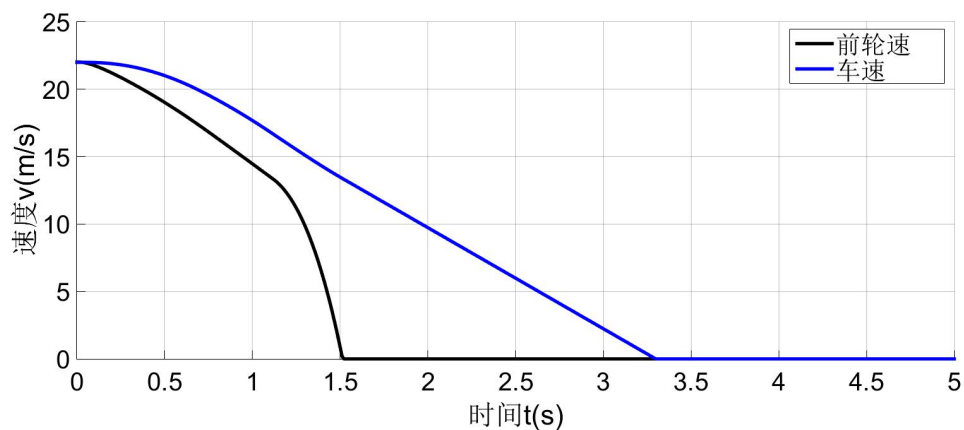
(b)后轮滑移率与时间关系

图 3-13 PID 控制的 ABS 皮卡车辆前后轮滑移率曲线

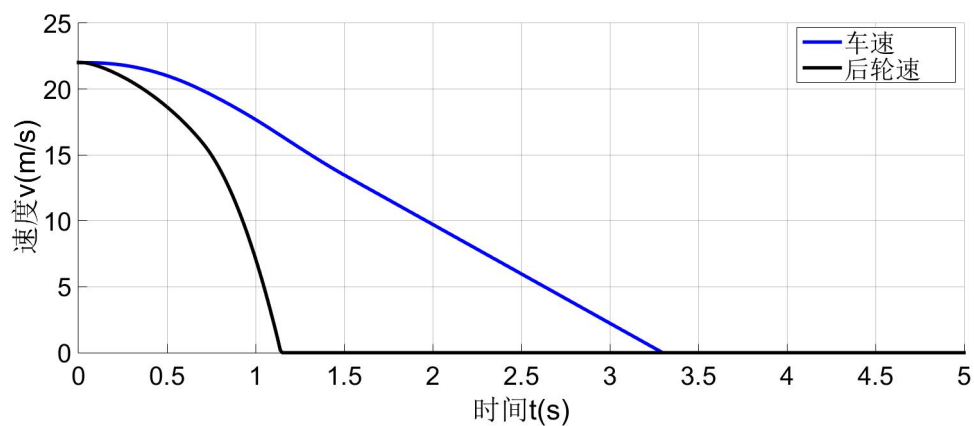
仿真结果为前、后轮均未发生抱死现象，车辆于 2.7s 结束制动，制动

距离为 32.29m。前、后轮滑移率均保持在最佳滑移率 $S_{opt}=0.2$ 左右。

干燥混凝土路面常规制动仿真时长 5s，结果如图 3-14、图 3-15 所示。

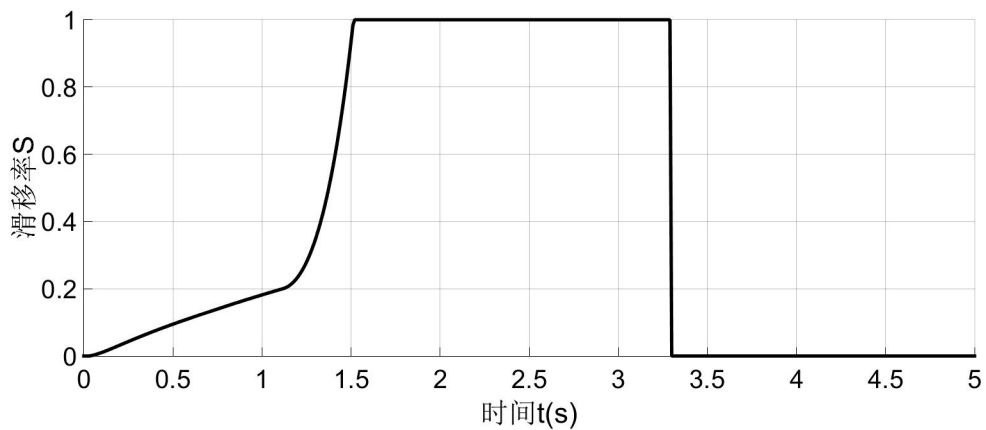


(a)前轮速、车速与时间关系

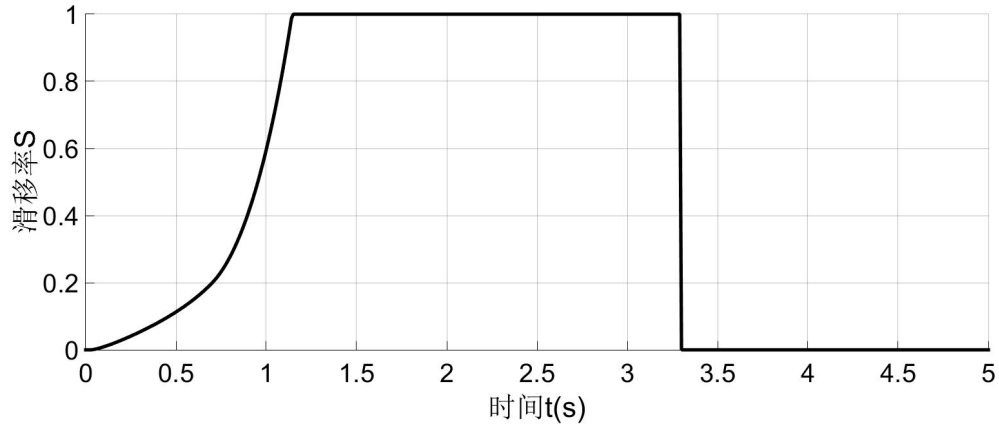


(b)后轮速、车速与时间关系

图 3-14 常规制动时皮卡车辆前后轮速、车速与时间关系曲线



(a)前轮滑移率与时间关系



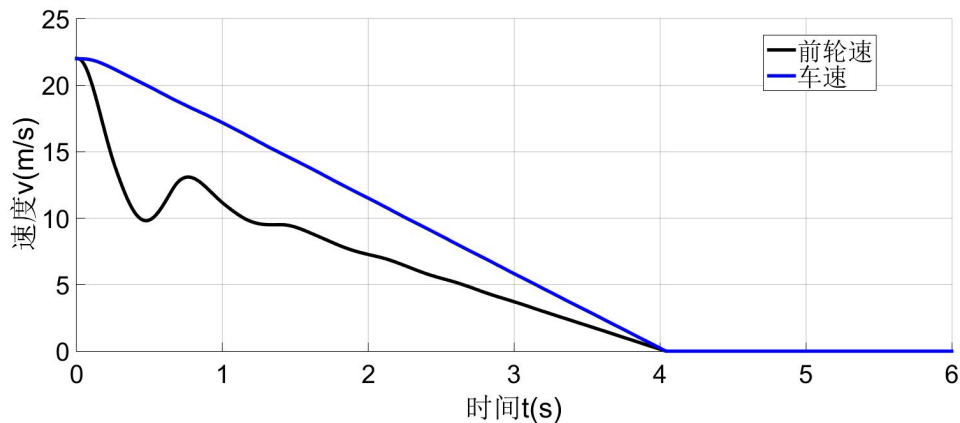
(b) 后轮滑移率与时间关系

图 3-15 常规制动时皮卡车辆前后轮滑移率曲线

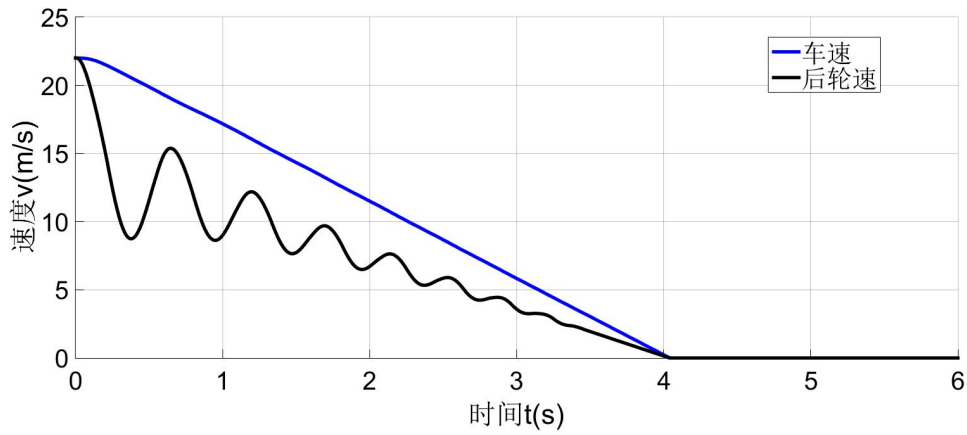
由图可知，无 ABS 的车辆在干燥混凝土路面上常规制动过程中前轮在 1.5s 时抱死拖滑，后轮在 1.2s 时抱死拖滑，后轮比前轮先抱死，车辆出现后轴侧滑。车辆在 3.3s 时停止，制动距离为 40.48m。前轮在 1.5s 时抱死滑移率为 1，后轮在 1.2s 时抱死滑移率为 1。

3.11.2 湿泥土路面时 ABS 仿真结果

根据表 3-2 及表 3-3，湿泥土路面最佳滑移率 $S_{opt}=0.36$ ， $\mu_h=0.4565$ ， $\mu_g=0.45$ ；湿泥土路面 PID 控制器的参数 $K_p=80$ ， $T_i=12.24$ ， $T_d=2.4$ 。车身初速度 $v_0=22\text{m/s}$ ，采样时间为 0.001s，仿真时长 6s。仿真后得到的轮速、车速与时间的关系如图 3-16 所示，前、后轮滑移率与时间关系如图 3-17 所示。

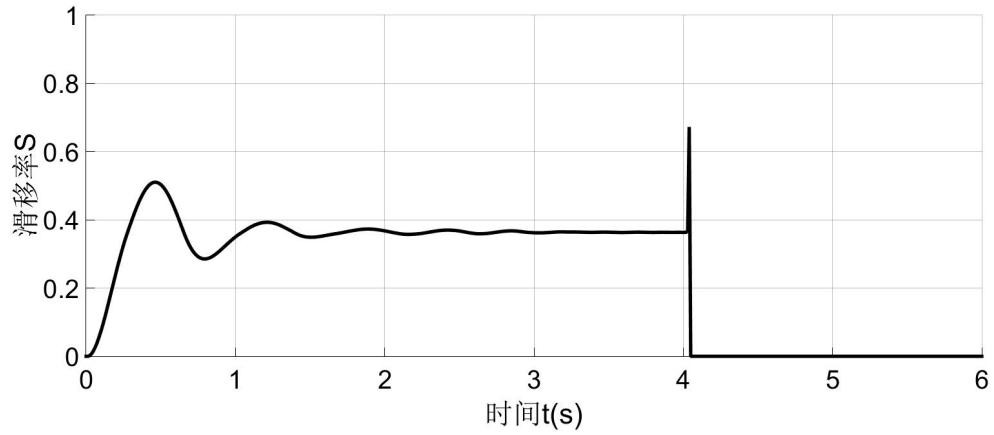


(a) 前轮速、车速与时间关系

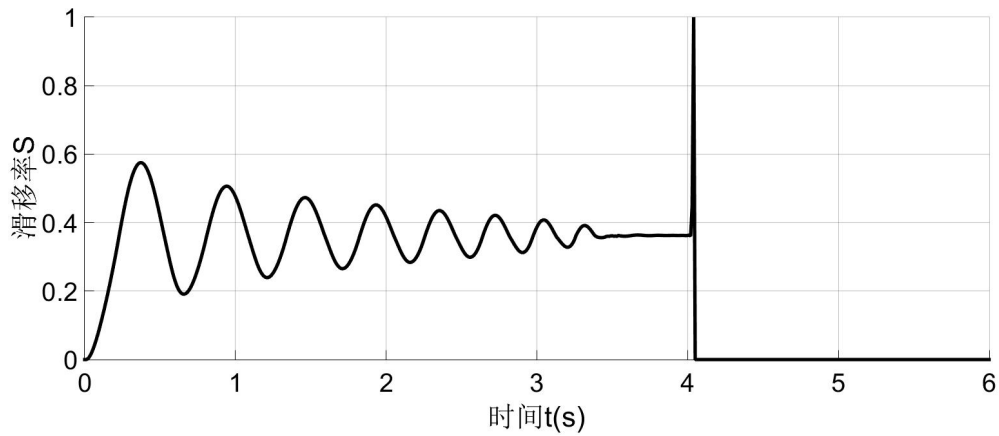


(b)后轮速、车速与时间关系

图 3-16 PID 控制的 ABS 皮卡车辆前后轮速、车速与时间关系曲线



(a)前轮滑移率与时间关系



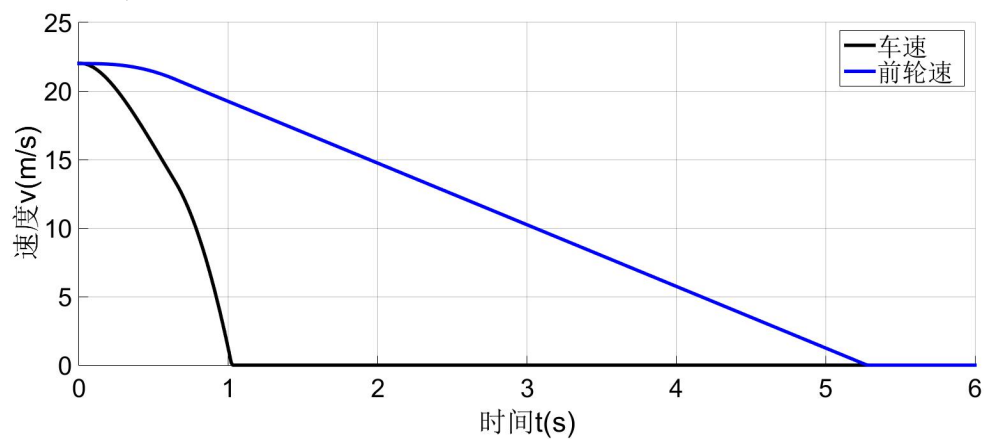
(b)后轮滑移率与时间关系

图 3-17 PID 控制的 ABS 皮卡车辆前后轮滑移率曲线

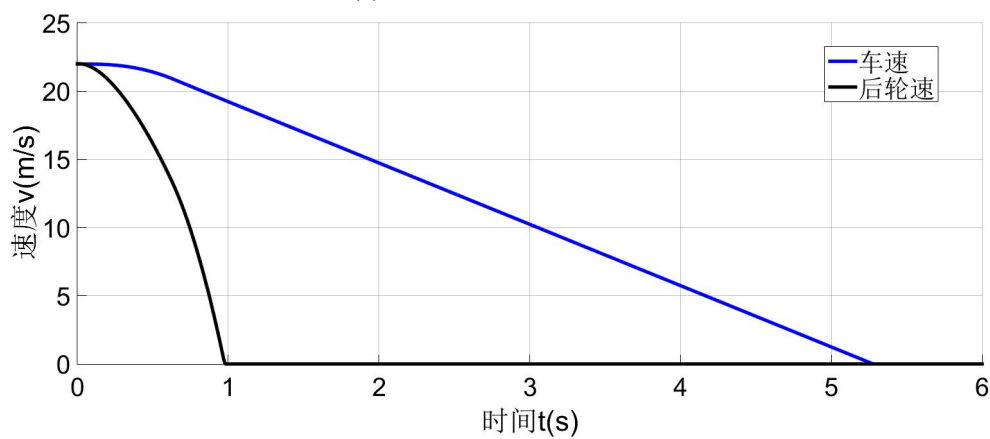
仿真结果为前、后轮均未发生抱死现象，车辆于 4.1s 结束制动，制动

距离为 45.75m。前、后轮滑移率始终保持在最佳滑移率 $S_{opt}=0.36$ 左右。

湿泥土路面上常规制动的结果如图 3-18、图 3-19 所示。

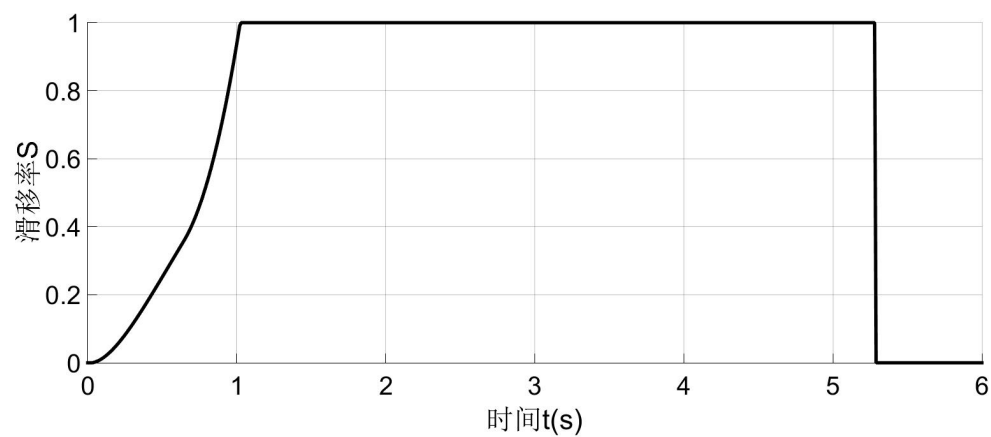


(a)前轮速、车速与时间关系

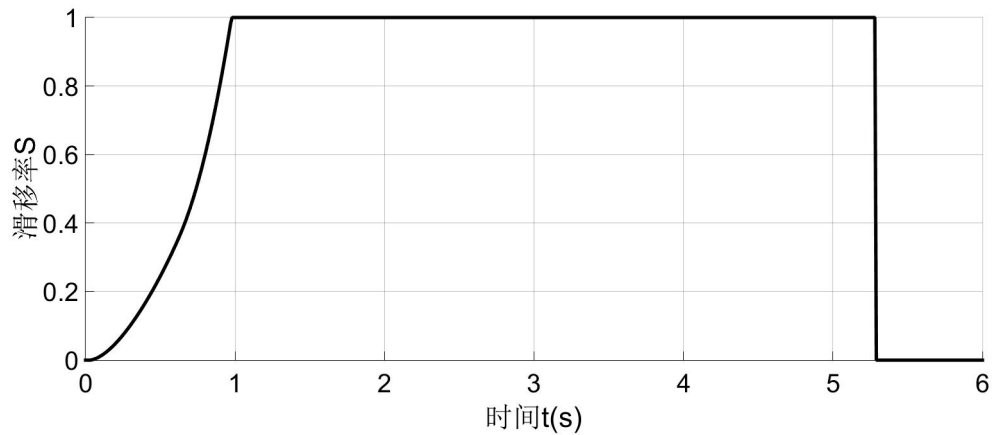


(b)后轮速、车速与时间关系

图 3-18 常规制动时皮卡车辆前后轮速、车速与时间关系曲线



(a)前轮滑移率与时间关系



(b)后轮滑移率与时间关系

图 3-15 常规制动时皮卡车辆前后轮滑移率曲线

由图可知，前轮在 1.1s 时出现抱死，后轮在 1.0s 时出现抱死，滑移率为 1，车辆在 5.2s 时停止，制动距离 62.23m。

3.11.3 PID 控制 ABS 制动性能分析

根据前面的仿真数据，如果不考虑硬件条件，本课题仿真的 PID 控制器在两种典型路面下的汽车 ABS 性能均比常规制动时有所提高。主要表现在：汽车制动过程中不出现抱死现象；汽车制动时间和制动距离均比常规制动时少；制动时滑移率很快就达到最佳滑移率，除了前面一小段时间的超调外，均维持在最佳滑移率上，滑移率控制平滑稳定。但同时，本课题仿真的 PID 控制器也是在假设已经知道最佳滑移率的前提下。如果没有这个前提，简单的 PID 控制器将不能满足 ABS 全工况的使用要求，因为 PID 算法只有在系统模型参数为非时变的情况下，才能获得理想的结果，否则就可能出现系统性能变差甚至不稳定的情况。车辆工况的多变和轮胎的非线性将会导致 PID 最佳参数匹配的困难。因此，要在实际 ABS 系统中应用 PID 控制，就必须提高道路识别技术，并实现 PID 参数的在线自整定。

3.12 本章小结

本章简述了车辆动力学建模的方法和模型概况，并建立了汽车 ABS 系统各个模块的数学模型和 MATLAB/SIMULINK 仿真模型。选取了 PID 控制算法对有无 ABS 的车辆模型进行了制动仿真研究和分析，验证了 PID 控制算法的可行性和有效性。

第 4 章 前轮盘式制动器的设计与计算

4.1 引言

汽车制动系应满足如下要求^[30]。

- （1）应能适应有关标准和法规的规定。
- （2）具有足够的制动效能，包括行车制动效能和驻车制动效能。
- （3）工作可靠。
- （4）制动效能的热稳定性好。
- （5）制动效能的水稳定性好。
- （6）制动时的汽车操纵稳定性好。
- （7）制动踏板和手柄的位置和行程符合人一机工程学要求。
- （8）作用滞后的时间要尽可能短，包括从制动踏板开始动作至达到给定制动效能水平所需的时间（制动滞后时间）和从放开踏板至完全解除制动的的时间（解除制动滞后时间）。
- （9）制动时不应产生振动和噪声。
- （10）与悬架、转向装置不产生运动干涉，在车轮跳动或汽车转向时不会引起自行制动。
- （11）制动系中应有音响或光信号等警报装置，以便能及时发现制动驱动机件的故障和功能失效；制动系中也应有必要的安全装置。
- （12）能全天候使用。
- （13）制动系的机件应使用寿命长，制造成本低；对摩擦材料的选择也应考虑到环保要求。

4.2 制动器的设计与计算

4.2.1 制动器的结构形式选择

浮钳式盘式制动器只在制动盘的一侧装油缸，结构简单，造价低廉，

易于布置，结构尺寸紧凑，能将制动器进一步移近轮毂，同一组制动块可兼用于行车和驻车制动。浮动钳由于没有跨越制动盘的油道或油管，减少了油液的受热机会，单侧油缸又位于盘的内侧，受车轮遮蔽较少，冷却条件较好。另外，单侧油缸的活塞比两侧油缸的活塞要长，增大了油缸的散热面积，因此制动油液温度比固定钳式低 $30^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$ ，气化的可能性较小。

综上所述，本次设计皮卡汽车的前轮选用滑动钳式盘式制动器。其他整车参数见表 3-1。

4.2.2 制动力与制动力分配系数的计算

本设计中，假设地面附着系数 $\varphi=0.75$ ，则前、后轮同时抱死即前、后轴车轮附着力同时被充分利用时前、后轴车轮的制动器制动力分别为：

$$F_{f1} = \varphi F_{Z1} = \frac{\varphi G}{L} (L_2 + \varphi h_g) \quad (4-1)$$

$$F_{f2} = \varphi F_{Z2} = \frac{\varphi G}{L} (L_1 - \varphi h_g) \quad (4-2)$$

式中 G ——汽车重力（N）；

L ——汽车轴距（m）；

h_g ——质心高度（m）；

φ ——地面附着系数；

L_1 ——重心距前轴距离（m）；

L_2 ——重心距后轴距离（m）；

F_{Z1} ——汽车前轴受到的法向反作用力（N）；

F_{Z2} ——汽车后轴受到的法向反作用力（N）。

经过计算得 $F_{f1}=11434.4\text{N}$ ， $F_{f2}=7165.6\text{N}$ 。以前制动器制动力 F_{f1} 与汽车总的制动器制动力 F_f 之比称为汽车制动器制动力分配系数 β ，即：

$$\beta = \frac{F_{f1}}{F_f} \quad (4-3)$$

将 $F_{f1}=11434.4\text{N}$ ， $F_{f2}=7165.6\text{N}$ 带入得 $\beta=0.62$ 。

4.2.3 同步附着系数的选择

现在的道路条件大为改善，汽车行驶速度也大为提高，因而汽车因制

动时后轮先抱死的后果十分严重。由于车速高，它不仅会引起侧滑甩尾甚至会发生掉头而使汽车丧失操纵稳定性，因此后轮先抱死的情况是最不希望发生的，所以各类轿车和一般货车的 φ_0 均有增大趋势。根据设计经验，满载时的 φ_0 ：轿车取 $\varphi_0 \geq 0.6$ ；货车取 $\varphi_0 \geq 0.5$ 。

本次设计取 $\varphi_0 = 0.65$ 。

4.2.4 制动强度和附着系数利用率的计算

在本设计中， $\varphi = 0.75$ ， $\varphi_0 = 0.65$ 。当 $\varphi > \varphi_0$ 时，可能得到的最大总制动器制动力取决于后轮刚刚首先抱死时的条件。

$$q = \frac{L_1 \varphi}{L_1 + (\varphi - \varphi_0) h_g} \quad (4-4)$$

$$\varepsilon = \frac{L_1}{L_1 + (\varphi - \varphi_0) h_g} \quad (4-5)$$

经过计算得到 $q = 0.72$ ， $\varepsilon = 0.96$ 。

4.2.5 制动器最大制动力矩的计算

制动器的最大制动力矩是在汽车的附着质量被完全利用的条件下获得的。制动器所产生的制动力矩，受到车轮的计算力矩制约：

$$T_{f1} = F_{f1} r_e \quad (4-6)$$

$$T_{f2} = F_{f2} r_e \quad (4-7)$$

本设计中， $\varphi = 0.75$ ， $\varphi_0 = 0.65$ ， $\varphi > \varphi_0$ ，为了保证汽车在该路面上能够制动到后轴车轮与前轴车轮先后抱死拖滑，前、后轴的车轮制动器所能产生的最大制动力矩为：

$$T_{f1\max} = F_{z1} \varphi r_e = \frac{G}{L} (L_2 + \varphi h_g) \varphi r_e \quad (4-8)$$

$$T_{f2\max} = \frac{1-\beta}{\beta} T_{f1\max} \quad (4-9)$$

计算得 $T_{f1\max} = 4002.1 \text{ N} \cdot \text{m}$ ， $T_{f2\max} = 2452.9 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。一个制动器的最大制动力矩应为上述值得一半。

4.2.6 利用附着系数与制动效率的计算

下面分别求出前轴车轮或后轴车轮提前抱死时，前、后轴的利用附着系数。设汽车前轮刚要抱死时或前、后车轮同时刚要抱死时产生的减速度为

$\frac{du}{dt} = qg$ ，则：

$$F_{f1} = F_{xb1} = \beta \frac{G}{g} \frac{du}{dt} = \beta Gq \quad (4-10)$$

又因为：

$$F_{Z1} = \frac{G}{L} (L_2 + qh_g) \quad (4-11)$$

可以得到前轴车轮的利用附着系数为：

$$\varphi_1 = \frac{F_{xb1}}{F_{Z1}} = \frac{\beta q}{\frac{1}{L} (L_2 + qh_g)} \quad (4-12)$$

计算得 $\varphi_1=0.73$ 。同理，可以求出后轴车轮的利用附着系数 φ_2 。

$$F_{xb2} = (1 - \beta) \frac{G}{g} \frac{du}{dt} = (1 - \beta) Gq \quad (4-13)$$

$$F_{Z2} = \frac{G}{L} (L_1 - qh_g) \quad (4-14)$$

故求得后轴车轮的利用附着系数为

$$\varphi_2 = \frac{F_{xb2}}{F_{Z2}} = \frac{(1 - \beta) q}{\frac{1}{L} (L_1 - qh_g)} \quad (4-15)$$

计算得 $\varphi_1=0.7$ 。通常还用制动效率来衡量地面附着条件的利用程度，并说明实际制动力分配的合理性。制动效率定义为车轮不抱死的最大制动减速度与车轮和地面间摩擦因数之比值。亦即车轮将要抱死时的制动强度与被利用的附着系数之比，即：

$$E = \frac{q}{\varphi} \quad (4-16)$$

汽车前轴车轮的制动效率为：

$$E_1 = \frac{q}{\varphi_1} = \frac{L_2 / L}{\beta - \varphi_1 h_g / L} \quad (4-17)$$

汽车后轴车轮的制动效率为：

$$E_2 = \frac{q}{\varphi_2} = \frac{L_1 / L}{(1 - \beta) + \varphi_2 h_g / L} \quad (4-18)$$

经过计算 $E_1=0.98$ ， $E_2=0.99$ 。

4.2.7 制动器因数的计算

制动器因数 BF 表示制动器的效能，因此又称为制动器效能因数。其实

质是制动器在单位输入压力或力的作用下所能输出的力或力矩，用于比较不同结构型式的制动器的效能。制动器效能因数可以定义为在制动盘的作用半径上所产生的摩擦力与输入力之比，即：

$$BF = \frac{T_f}{PR} \quad (4-19)$$

式中 T_f ——制动器的摩擦力矩（N·m）；

R ——制动盘的作用半径（m）；

P ——输入力，一般取加于两制动块的压紧力的平均值为输入力(N)。

对于钳盘式制动器，设两侧制动块对制动盘的压紧力均为 P ，则制动盘在其两侧工作面的作用半径上所受的摩擦力为 $2fP$ ，此处 f 为盘与摩擦衬块间的摩擦系数，于是钳盘式制动器的制动器因数为：

$$BF = \frac{2fP}{P} = 2f \quad (4-20)$$

取 $f=0.6$ ，则 $BF=1.2$ 。

4.2.8 盘式制动器主要参数确定

（1）**制动盘直径 D** 制动盘直径选择为轮辋直径的 70%-79%，如果制动盘的直径大些，制动盘的有效半径就得以增大，就可以降低制动钳的夹紧力，降低摩擦衬块的单位压力和工作温度。但是，制动盘的直径 D 又受轮辋直径的限制。本设计中前制动盘直径取 $D=300\text{mm}$ 。

（2）**制动盘厚度 h** 制动盘的厚度直接影响着制动盘质量和工作时的温升。为了使制动盘的质量不太大，制动盘厚度应取得小些；为了降低工作时的温升，制动盘厚度又不易过小。制动盘可以做成实心的，或者为了散热通风需要在制动盘中间铸造出通风孔道。一般实心制动盘厚度可以取 10-20mm，通风制动盘可以取 20-50mm，采用较多的是 20-30mm。本设计中前制动盘采用实心盘设计，取 $h=16\text{mm}$ 。

（3）**摩擦衬块内半径 R_1 与外半径 R_2** 推荐摩擦衬块的外半径 R_2 与内半径 R_1 的比值不大于 1.5。若比值较大，工作时摩擦衬块的外缘与内缘的圆周速度相差较大，磨损会不均匀，接触面积减小，最终会导致制动力矩变化较大。本设计中取 $R_2=147\text{mm}$ ， $R_1=98\text{mm}$ 。

（4）**摩擦衬块工作面积 A** 推荐根据制动摩擦衬块单位面积所占有的汽车质量选定在 $1.6\sim 3.5\text{kg/cm}^2$ 范围内。本文选取 $A=88.6\text{cm}^2$ 。

4.2.9 摩擦衬块的磨损特性计算

制动器的能量负荷是用它的比能量耗散率作为评价指标的，比能量耗散率又称为单位功负荷或能量负荷，它表示单位摩擦面积在单位时间内耗散的能量。

双轴汽车的单个前轮制动器和单个后轮制动器比能量耗散率分别为：

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= \frac{\delta m_a (v_1^2 - v_2^2)}{4tA_1} \beta \\ e_2 &= \frac{\delta m_a (v_1^2 - v_2^2)}{4tA_2} (1 - \beta) \end{aligned} \right\} \quad (4-20)$$

式中 δ ——汽车回转质量换算系数；

m_a ——汽车总质量（kg）；

v_1, v_2 ——汽车制动初速度与终速度（m/s）；计算时轿车取 $v_1=100\text{km/h}$ （27.8m/s）；总质量 3.5t 以下的货车取 $v_1=80\text{km/h}$ （22.2m/s）

t ——制动时间(s)；按下式计算：

$$t = \frac{v_1 - v_2}{j}$$

j ——制动减速度（m/s²），计算时取 $j=0.6g$ ；

A_1, A_2 ——前、后制动器衬片（衬块）的摩擦面积（cm²）；

β ——制动力分配系数。

在紧急制动到 $v_2=0$ 时，并可近似地认为 $\delta=1$ ，则有：

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= \frac{m_a v_1^2}{4tA_1} \beta \\ e_2 &= \frac{m_a v_1^2}{4tA_2} (1 - \beta) \end{aligned} \right\} \quad (4-21)$$

盘式制动器的比能量耗散率应不大于 6.0W/mm²。经过计算得 $e_1=0.9\text{W/mm}^2 < 6.0\text{W/mm}^2$ ，符合要求。

4.2.10 制动器主要零部件的结构设计

（1）制动盘材料：珠光体灰铸铁；

制动盘形状：礼帽形，其圆柱部分长度取决于布置尺寸；

制动盘两侧表面不平行度 $<0.0008\text{mm}$ ；

制动盘表面粗糙度 $<0.06\text{mm}$

（2）制动钳材料：球磨铸铁 QT400-18；

活塞材料：钢，表面镀铬处理

（3）制动块背板材料：钢；

摩擦衬块厚度：16mm

（4）摩擦材料：粉末冶金摩擦材料；

摩擦系数： $f=0.4$

4.3 本章小结

本章分析了对制动系统的一般要求，完成了前轮盘式制动器设计方案。首先确定了盘式制动器的结构形式，然后确定了制动器制动力分配系数，同步附着系数等制动系参数，进而计算出符合制动性能要求的制动器各零部件尺寸，使得整套制动系统能够满足制动性能要求。

第 5 章 前轮盘式制动器的三维建模

5.1 引言

CATIA 是法国 Dassault System 公司的 CAD/CAE/CAM 一体化软件，居世界 CAD/CAE/CAM 领域的领导地位，广泛应用于航空航天、汽车制造、造船、机械制造、电子\电器、消费品行业，它的集成解决方案覆盖所有的产品设计与制造领域，其特有的 DMU 电子样机模块功能及混合建模技术更是推动着企业竞争力和生产力的提高。CATIA 源于航空航天业，但其强大的功能以得到各行业的认可，在欧洲汽车业，已成为事实上的标准。

5.2 摩擦衬块 CATIA 三维建模的过程

本节根据前摩擦衬块的 CATIA 三维模型的建造过程，展示本次设计三维建模零部件的过程。

5.2.1 草图设计

草图设计是三维设计的起点，其实质是二维绘图设计。三维建模的过程都是从草图设计开始，通过施加尺寸和几何约束生成草图特征，再应用尺寸驱动技术自动生成零件的三维实体模型。如图 5-1，先根据第 4 章的计算结果在草图界面做出前摩擦衬块的二维草图。

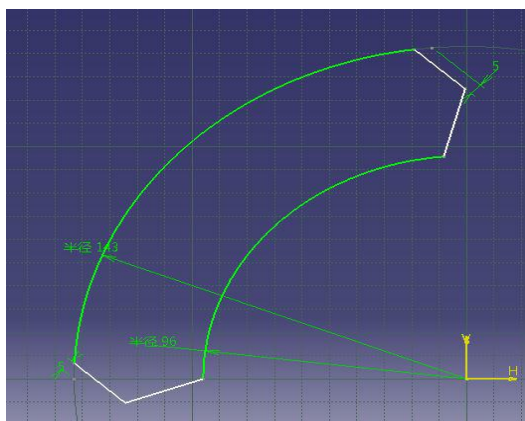


图 5-1 前摩擦衬块的草图

5.2.2 生成三维零件毛坯

CATIA V5 具有很强的三维实体建模的功能，当用户在绘图平面绘制二维图形后，进入零件设计(Part Design)模块，在保证具有较好的结构树的前提下，可以通过拉伸、旋转、放样、混成、拔模等方法生成所需的三维零件毛坯。在设计过程中，CATIA V5 提供的各项具体功能使得三维模型的设计更类似于生产的加工过程。

如图 5-2，退出草图界面，选择凸台命令，可得到摩擦衬块凸台毛坯。

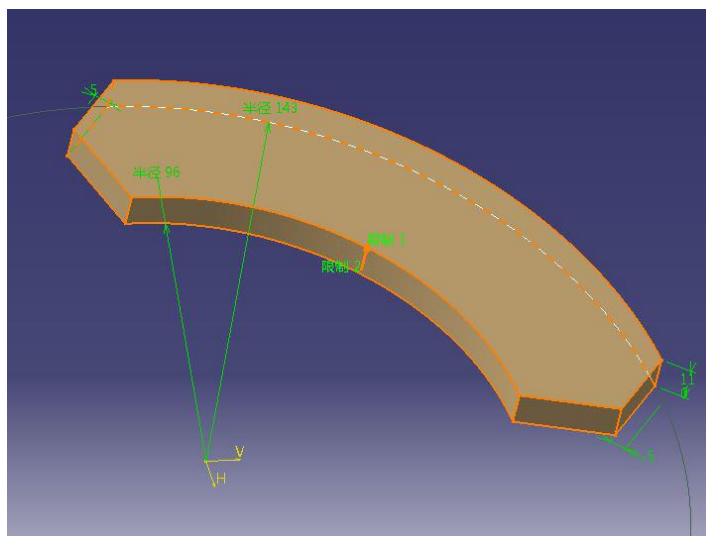


图5-2 摩擦衬块凸台毛坯

同理，可得到，摩擦衬块底板的毛坯，如图 5-3。

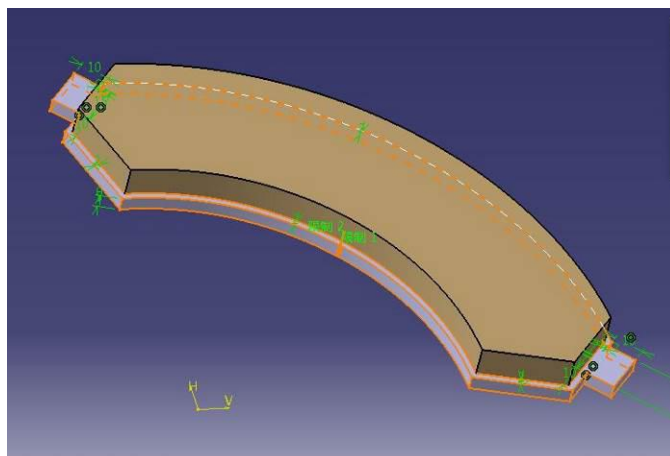


图5-3 摩擦衬块底板的毛坯

5.2.3 完成三维造型

由于 CATIA V5 提供基于特征的设计，即将特征作为设计单元，将产品视为特征的有机结合，通过由类到对象的逐步描述来实现具体的形状设计的目的。所以在生成三维零件毛坯后，可利用打孔、开槽、抽壳、倒角、加工螺纹等工具对毛坯进行“加工”，最终完成零件的实体构造。

如图 5-4，通过在摩擦衬块中央开槽以及倒角命令，可得到摩擦衬块的最终三维模型。

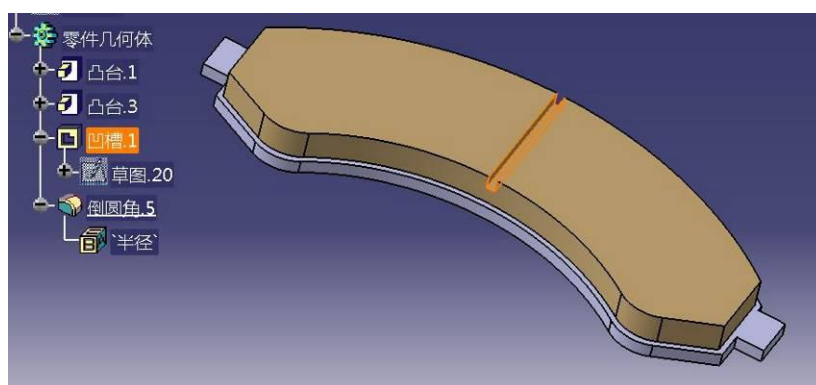


图 5-4 摩擦衬块的最终三维模型

5.3 制动器零部件 CATIA 三维模型展示

依照以上步骤，分别构建出前后制动器各零部件的 CATIA 三维模型，如下所示。

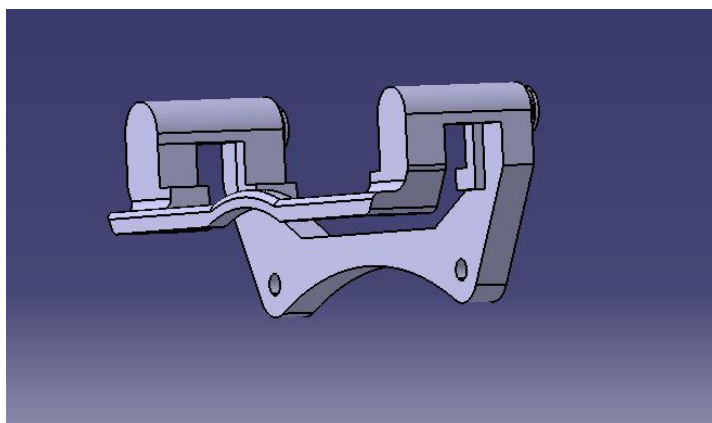


图5-5 前卡钳支座

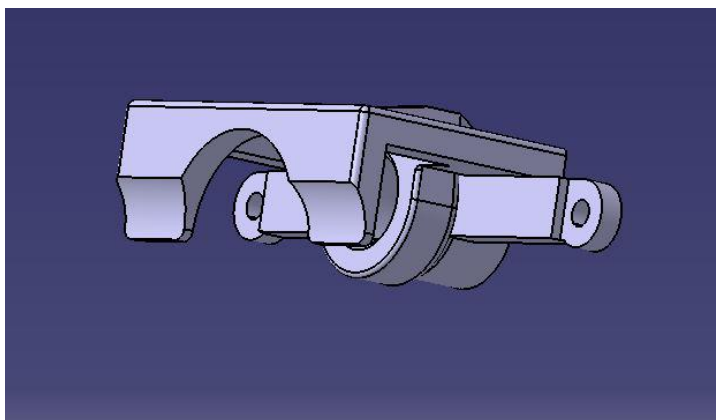


图5-6 前卡钳钳体

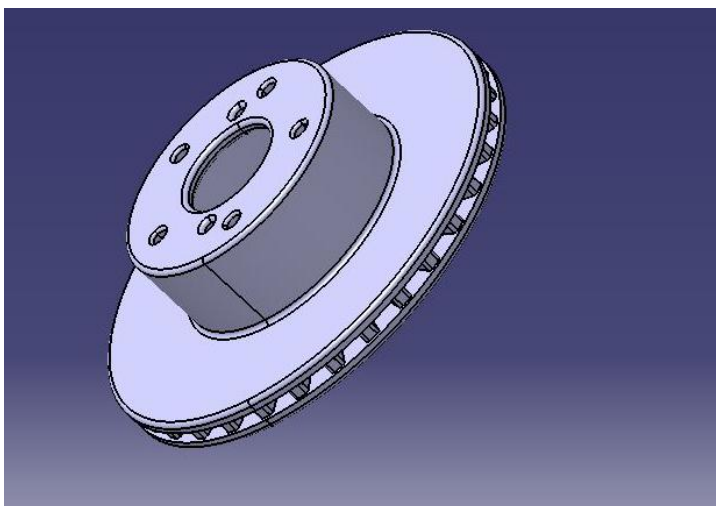


图5-7 前制动盘

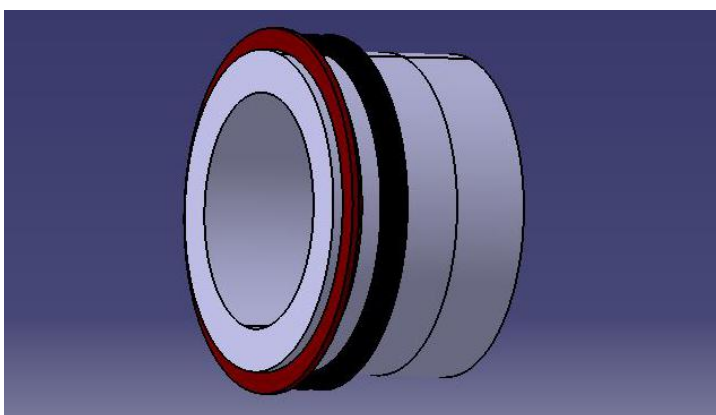


图5-8 前轮缸活塞

5.4 制动器零部件的装配

新建一个装配文件，插入已有的零件（其中螺栓等零件可在 CATIA 的目录浏览器里找到），对某个元件（比如制动盘）施加固定约束，在零件件之间设置约束关系，使用 Compass 罗盘移动已加上了约束的元件，检查元件是否会根据加上的约束作出预计的反应。点击更新按钮，即可得到所需的零件装配图。如图 5-9 为前盘式制动器的装配图。

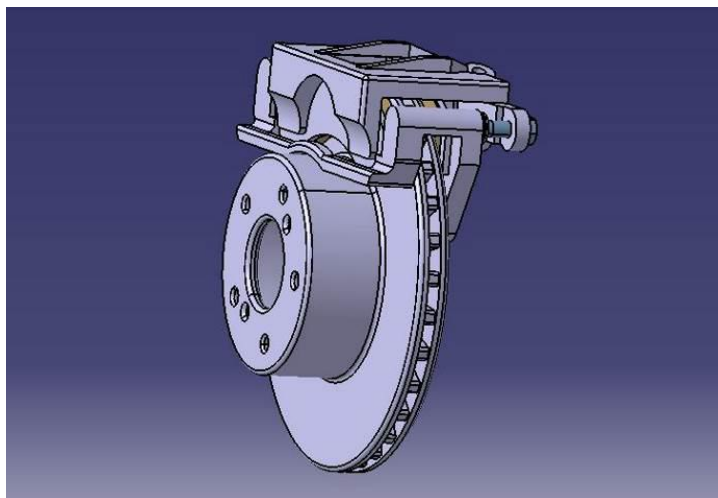


图5-9 前制动器的装配图

5.5 本章小结

本章根据CATIA三维建模的一般过程建立了滑动钳盘式制动器制动钳各零部件的三维实体模型，并通过约束与固定条件对零部件进行了装配，得到了前后制动器的装配模型。

在设计过程中，通过上一章的计算结果，首先完成了制动盘的零件设计，然后根据制动盘尺寸依次设计出摩擦衬块、制动钳支座、钳体的三维模型设计。设计过程中遇到了零件互相干涉等问题，通过优化零件结构解决了问题，并终利用 CATIA 软件，完成了制动器各零件的设计和装配。

结 论

本次毕业设计对皮卡汽车 ABS 系统进行了总体设计，分为前向通道、后向通道、ECU、常规制动系统。随后分析了不同的 ABS 系统控制算法的优缺点，并重点对 PID 控制的 ABS 进行了 Matlab/Simulink 建模仿真，设计了在不同路面条件下的模型。之后对此皮卡汽车的前轮盘式制动器进行了设计和计算，并将盘式制动器的主要组成部件采用 CATIA 软件进行了零件设计，最后进行了盘式制动器的装配。主要有以下结论：

（1）设计出了 ABS 系统的各部分组成结构以及功能，并分析了其工作过程。

（2）分析了 ABS 的不同控制方法的优缺点，PID 适用于被控对象的数学模型过于复杂时；自寻优适用于路面条件经常变化时；逻辑门限可以不涉及具体系统的数学模型；模糊算法可较好地适应动态变化工况非线性时变系统等。

（3）PID 控制的皮卡汽车 ABS 系统能够有效地在干燥混凝土路面以及湿泥土路面上提高皮卡汽车的制动性，缩短制动距离和制动时间，防止前、后车轮抱死，维持前、后轮滑移率在最佳滑移率附近。

（4）设计出前轮盘式制动器，制动性能及磨损特性等满足国家标准。

此外，在毕业设计过程中主要有以下创新点：

（1）总体设计过程中创新性地将汽车防抱死制动系统分类成四个不同的部分，再对部分内部组成单元进行设计，利用了模块化的思想。

（2）摒弃了传统 ABS 仿真的单轮车辆模型，根据所设计的 X 型管路布置方式使用精确性更高的双轮车辆模型进行 ABS 系统的仿真；

（3）创新性地依据双轮车辆数学模型建立了双轮车辆模型的车速计算仿真模型，使用前后轮的两个输出参量 μN 作为车速计算的依据。并且其仿真结果符合要求。

若今后有机会在本研究方向进一步深入，首先将会有意向建立汽车的四轮模型来用于 ABS 制动系统的仿真以求得到汽车转向制动过程中的运动情况，并分析不同控制方法在转向制动中的不同效果；其次有意向研究电动汽车的防抱死制动系统，目前对其的资料掌握情况还不够。

致 谢

衷心感谢导师崔胜民教授对本人的精心指导。他的言传身教将使我终生受益。在本文选题、课题研究以及论文撰写过程中，老师都给予了大量的指导与鼓励。感谢崔老师不曾放松对我的要求，崔老师严谨的治学态度令我受益匪浅。感谢老师为我提出过的每个问题与错误，不论是课程设计还是毕业设计，这些问题与错误都将使我的成果更加完善，使我养成更良好的习惯。感谢老师能够不辞辛劳、细心地解答我的疑问，让我由心而发地对崔老师尊敬起来。

此外，我还要感谢汽院全体老师，没有他们的辛勤教导与培养，就没有我今天的这些成果，我也不会辜负老师的厚爱与期望，继续努力，祝福各位老师身体健康，万事如意。感谢车辆三班的兄弟姐妹们，祝愿车辆三班同学前程似锦。

感谢我的家人，是他们背后默默地付出，才让我能够无忧无虑地坐在课堂里学习。

最后，感谢所有为我们答辩的老师，感谢你们百忙之中抽出时间为我们评审论文。

参考文献

- [1] 张新. 汽车液压防抱死制动系统(ABS)的理论与实践. 长沙: 中南大学出版社, 2005: 12-20.
- [2] 刘颖姣, 王贵勇, 韩继光. 汽车 ABS 技术的发展趋势研究. 重型汽车, 2006(06): 15-30.
- [3] 张元才, 余卓平, 熊璐. 制动系统发展现状及趋势. 汽车研究与开发, 2005, 09: 12-15.
- [4] 田永君. 汽车制动系统行业市场分析以及 MS 公司发展战略研究. 天津大学学报, 2012: 120-150.
- [5] 张国强. 车辆制动系统的发展现状及趋势浅析. 农业与技术, 2009, 03: 161-163.
- [6] 宋健, 李永. 汽车防抱死制动系统控制方法的研究进展. 公路交通科技, 2012(12): 140-145.
- [7] Hossein Mirzaeinejad, Mehdi Mirzaei. A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems. Control engineering practice, 2010, 18(8): 918-926.
- [8] 上海汽车制动系统有限公司. MK20-I 防抱死制动系统(ABS). 汽车研究与开发, 2007(3): 23-25.
- [9] 于东. 汽车防抱死制动系统(ABS)控制方法仿真研究与控制器设计. 山东大学学报, 2007: 14-44.
- [10] 郭玉平. 某载货汽车制动系统的设计. 吉林大学, 2011: 15-35.
- [11] 韩建云, 曾恒, 杨建伟. 重载汽车制动系统设计与试验分析. 拖拉机与农用运输车, 2011, 01: 35-39.
- [12] 袁旭亮. 汽车液压制动系统设计. 轻型汽车技术, 1998, Z1: 8-13.
- [13] 刘惟信主编. 汽车制动系的结构分析与设计计算. 北京: 清华大学出版社, 2004: 42-88.
- [14] 赖锋. 重型汽车制动系统结构分析及其设计方法研究. 武汉理工大学, 2006: 34-78.
- [15] Yan Shirong, Lin Zhiwei. Study on a new safety control method for a vehicle//Proceedings of the IEEE Inter-national Conference on Automation and Logistics. Piscataway, USA: IEEE, 2009: 592-595.

- [16] 王汝成. 轿车制动系统结构分析与设计计算研究. 长安大学, 2009: 34-58.
- [17] Black.T.A, Fine.C.H, Sachs.E.M. A method for systems design using precedence relationship : an application to automotive brake systems, 1990: 120-125.
- [18] Dr.R.Udayakumar. Computer Aided Design and Analysis of Disc Brake Rotors for Passenger Cars 2013, Page(s): 1-5.
- [19] Ma Xun, Zhang Jiwei. Numerical simulation and analysis for transient thermal field of a drumbrake based on the test 2010, Page(s): V1-123-V1-127.
- [20] 伟峰. 汽车防抱制动逻辑门限控制算法研究. 长沙: 国防科学技术大学, 2013: 23-46.
- [21] Ioan Ursu, Felicia Uisu. Airplanes ABS control synthesis using fuzzy logic. Journal of Intelligent &Fuzzy Systems, 2005, 16: 23-32.
- [22] 王纪森, 杨旭东. 汽车防抱制动系统的自寻最优控制. 汽车工程, 2014(3): 299-301.
- [23] L.Austin, Systems D.Money. Recent Advances in Antilock Braking Systems and Traction Contro. Proc Instn Mech Engrs, 2000, 214(4): 625-639.
- [24] Hossein Mirzaeinejad, Mehdi Mirzaei. A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems. Control Engineering Practice, 2010(8): 56-60.
- [25] 陈炯, 王会义, 宋健等. 基于滑移率和减速度的 ABS 模糊控制仿真研究. 汽车工程, 2006, 28(6): 148-152.
- [26] 白欣, 黄博. 基于模糊控制的汽车 ABS 双模控制研究. 机床与液压, 2007(01): 45-78.
- [27] Song Minwang. Personal computer design software for magnetic analysis and dynamic simulation of a two-valve solenoid actuator, 2012: 92-95.
- [28] 孙蛟. 车辆制动系统的研究与 CAD. 同济大学, 2006: 23-46.
- [29] Jeonghoon Song. Performance evaluation of a hybrid electric brake system with a sliding mode controller. Mechatronics, 2005, 15: 339-358.
- [30] 何宇平. 汽车制动性能的研究. 北京理工大学学报, 1995 (4): 419-426.