

分类号_____

学号 M200973296_____

学校代码 10487_____

密级_____

華中科技大學

硕士学位论文

电子机械制动系统的夹紧力 控制策略研究

学位申请人：张绿原

学 科 专 业：水利水电工程

指 导 教 师：何保华 副教授

答 辩 日 期：2012 年 1 月

**A Thesis Submitted in Partial of the Requirements for the Degree of
Master of Engineering**

**The Clamping Force Control Strategy Research for
Electro-Mechanical Braking System**

Candidate: Zhang Lvyuan

**Major : Water Resources and Hydropower
Engineering**

Supervisor : Associate Prof. He Baohua

Huazhong University of Science and Technology

Wuhan, Hubei 430074, P. R. China

Jan., 2012

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除文中已经标明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期： 年 月 日

学位论文版权使用授权书

本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，即：学校有权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，允许论文被查阅和借阅。本人授权华中科技大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本论文属 ☐ 保密， ☐ 在_____年解密后适用本授权书。
不保密 ☐。

（请在以上方框内打“√”）

学位论文作者签名：

指导教师签名：

日期： 年 月 日

日期： 年 月 日

摘 要

电子机械制动系统是一种用电动机来驱动制动钳块实现车辆制动功能的新型制动系统。它具有结构紧凑简单、制动性能好、高效环保的优点，并且能够很好地与 EBD、ABS 等电控系统融合进行协同控制，因此它最终将取代传统的制动系统。

一般情况下，电子机械制动系统需要安装夹紧力传感器，但该传感器成本高，安装不方便。为此，本文提出了基于模糊 PID 控制的无夹紧力传感器的新型控制方案。在制动过程中，控制器根据车轮实际滑移率与目标滑移率的偏差，调整电动机转矩的大小，从而使滑移率维持在目标滑移率附近。在两种典型路面状况下用 1/4 车辆模型和 1/2 车辆模型对设计的控制方案进行了仿真验证，结果表明系统响应速度快，超调量小，稳态误差较小，控制效果比较理想。在需要进行制动力分配的 EBD 工作区域，“滑移率—附着系数”曲线单调递增，利用滑移率和附着系数的一一对应关系，制动力分配控制器参照理想制动力分配曲线（I 线）依照前轮滑移率对后轮进行目标滑移率分配。利用 1/2 车辆模型在两种典型路况下对这种制动力分配策略进行了验证，结果表明实际制动力分配曲线（ β 线）始终处在 I 线的下方，并且 β 线接近于 I 线，满足前后轮制动力分配的要求。

因此，提出的新型控制方案达到了预期的制动效果，同时该方案去掉了夹紧力传感器，降低了系统的成本，减小了系统硬件故障的风险。这些都对今后的电子机械制动系统研发有较大的指导意义。

关键词：电子机械制动系统 电子制动力分配 模糊 PID 传感器 夹紧力

Abstract

Electro-Mechanical Braking System (EMB) is a new kind of braking system which uses electric motor to drive actuator generates braking force. Because it has the advantage of compactly structure, high efficiency, environmentally friendly, well braking performance and well working with EBD, ABS electronic control system for coordinated braking, so it will eventually replace the conventional braking system eventually.

In traditional control structure, EMB needs to install the clamping force sensor, but the sensor is relatively expensive and its installation is not convenient. For this reason, a control strategy of non-clamping force sensor based on the parallel Fuzzy and PID for Electro-Mechanical Braking System is proposed in this paper. During braking, the controller adjusts the torque of the motor according to the deviation of actual wheel slip ratio and target slip ratio, so that keep the actual slip ratio around the target slip ratio. The new control strategy is validated by 1/4 and 1/2 vehicle braking model in two typical road conditions. Simulation results show that the system response speed is fast, overshoot is small and steady-state error is also small, which means the control results are ideal. In the EBD working area, slip ratio-adhesion coefficient curve is increasing monotonically, so the slip ratio and adhesion coefficient is one-to-one mapping and the main controller could set rear wheel target slip ratio in accordance with the front wheel actual slip ratio with reference to I-curve. The braking force distribution strategy is validated by 1/2 vehicle braking model in two typical road conditions. Simulation results show that β - curve is always below I- curve and closer to I- curve, this means the front and rear wheels braking forces meet the distribution requirements.

So the proposed control strategy achieved the desired braking effects. Compared with traditional control strategy, this strategy eliminates the clamping force sensor and decreases the cost of the sensor installation at the same time. These will lay a good foundation for future research.

Keywords: EMB EBD Fuzzy PID Sensor Clamping Force

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
1 绪论.....	1
1.1 研究的背景和意义	1
1.2 电子机械制动系统的研究概况.....	2
1.2.1 国外研究概况	2
1.2.2 国内研究概况	6
1.3 EMB 的原理和关键技术.....	7
1.4 本章小结	8
2 电子机械制动系统的建模	9
2.1 电动机的物理建模	9
2.1.1 电动机的选型	9
2.1.2 无刷直流电动机的工作原理	10
2.1.3 无刷直流电动机的建模与控制	12
2.2 车辆模型的建立	14
2.2.1 1/4 车辆制动模型	14
2.2.2 1/2 车辆制动模型	16
2.3 本章小结	18
3 EMB 控制策略的设计与仿真	19
3.1 整体控制架构的设计	19
3.2 无夹紧力传感器的 1/4 车辆控制.....	19
3.2.1 PID 控制	21
3.2.2 模糊控制	23
3.2.3 模糊 PID 控制	28

3.3 无夹紧力传感器 1/2 车辆控制	30
3.3.1 1/2 车辆仿真平台搭建	30
3.3.2 控制方案设计	32
3.4 本章小结	36
4 无夹紧力传感器控制方案的效能分析	38
4.1 有夹紧力传感器的控制方案	38
4.2 制动力分配的结果验证	41
4.3 本章小结	42
5 总结和展望	44
致 谢	46
参考文献	47
附录 仿真中使用的参数	51

1 绪论

1.1 研究的背景和意义

随着人们对汽车安全性能要求的日益提升，传统的车辆制动系统已不能满足人们对车辆安全性能的需求。因此，近年来欧美等发达国家掀起了对车辆线控系统（x-by-wire）的研究热潮，专家学者们展开了对车辆线控制动系统（BBW，brake-by-wire）——电子液压制动系统（EHB，Electro-hydraulic Brake）和电子机械制动系统（EMB，Electro-Mechanical Brake）的研究。

与传统的制动系统相比较，BBW 使用电子元件代替了部分机械元件，是机电一体化的制动系统，它克服了传统制动系统的气体或液体传输管路长，制动速度慢，易产生制动滞后等缺点。BBW 在电控单元中预置了相应程序，可以精确控制各个车轮上制动力的大小，实现制动力的分配^[1]，从而可以将防抱死制动系统(ABS，Anti-locked Braking System)、电子制动力分配技术(EBD，Electric Brakeforce Distribution)等功能完美融入到制动系统中，实现车辆安全制动的最佳性能。

目前，博世、天合、德尔福、大陆特威斯等公司相继开发出了类似的 EHB 系统，并于 2000~2002 年前后获得了一系列的专利^[2]。一些中高级轿车上已经使用了 EHB^[3]，国外对 EHB 的研究起步较早，技术上已基本趋于成熟。对于 EMB，国外仍处于研制阶段，并未进入批量生产阶段^[4]。

EMB 和 EHB 的最大区别在于 EMB 不再使用制动液及液压部件，制动力矩完全由安装在四个车轮上的电动机驱动执行机构实现。与 EHB 相比，EMB 存在如下优点：

- (1) EMB 由电动机来提供驱动力的，因此响应速度快，制动效能高；
- (2) EMB 去掉了液压系统，从而使 BBW 的结构大大简化、降低了装配和维护的难度；
- (3) EMB 用电动机取代了液压泵，消除了液压油对环境的污染。

因此，EMB 属于一种环保型的制动系统。随着全球能源危机的进一步加剧，电动汽车将得到进一步推广和应用，EMB 直接使用电力驱动，能够提高能源的利用效率。因此，EMB 是未来汽车制动系统的发展方向。

据统计，2010 年，我国汽车产销双双超过 1800 万辆，分别达到 1826.47 万辆和

1806.19 万辆，同比分别增长 32.44%和 32.37%，稳居全球产销第一，12 月份，汽车产销分别为 186.48 万辆和 166.67 万辆，环比分别增长 6.27%和下降 1.79%；同比分别增长 22.30%和 17.90%^[5]。作为汽车生产和拥有大国，现有可应用到汽车上的 BBW 都是进口产品，且国外厂家也为数不多，国内尚无一家成熟的产品面世。

我国的 EHB 研究与国外相关科研机构相比，尚处于起步阶段，将研究 BBW 的重点放在 EHB 上，不仅无法与国外几近成熟的 EHB 产品竞争，而且还会延误 EMB 开发的良好时机。因此，国内在 BBW 研究上应该将重点放在 BBW 的最终产品 EMB 的研制上，同时借鉴国外现有技术和成果，利用后发优势，尽快掌握 EMB 研发的核心技术，赶超国际先进水平，形成具有自主知识产权的 EMB 产品。

1.2 电子机械制动系统的研究概况

1.2.1 国外研究概况

从 20 世纪 90 年代起，一些著名的汽车电子零部件厂商陆续开始了与 EMB 相关的研究，从发表的论文和专利来看，国外相关机构对 EMB 的开发尚未进入生产阶段，目前只进行了关键技术的研究和模型开发，对 EMB 的相关技术进行了在环仿真试验和研究^[4]。

国外对车用 EMB 的研究最早回溯到 20 世纪 80 年代，1983 年前后，美国的 Richard Shemanske 等人介绍了电子机械制动的一般原理，阐述了电子机械制动系统的弹簧集电释放制动器操作原理，对工作电路进行了设计。同时，他们计算了制动器的散热能力，并提出了电子制动系统组合的一般尺寸要求，还通过统计计算得到单轴的平均力矩需求，进而计算了制动所需时间^[6]。

20 世纪 90 年代起，一些著名的汽车电子零部件厂商陆续开始了与 EMB 相关的研究。1995 年前后，Continental AG 开始研发 EMB，开发的重点是研究制动执行电动机的控制。Christof Maron 等人建立了针对 EMB 控制算法开发的测试标准，系统地阐述了一个带硬件在环实验的仿真系统，该系统主要由座位仓、踏板单元、执行器和基于 PC 的电控单元组成。在研究中，Christof Maron 等人研究了电子控制单元的开发、执行器建模、制动力控制、制动间隙管理、ABS 功能实现等问题，并通过仿真测试结果证明了在车辆制动中使用 EMB 是可行的。因为制动系统对行车安全有很大影响，并且研究人员需要充分地掌握车辆控制工程知识，因此完整的 EMB 系统的实现面临着一个巨大的技术挑战。这就需要投入较高的开发费用来保障系统运行

的安全可靠性^[7]。

21 世纪最初几年，EMB 的研究主要集中在控制架构和算法的设计上面。James Scobie 等人对 EMB 所需功能结构进行一个详细地描述，并简要概述了 EMB 开发过程中所使用的分析技术。James Scobie 等人认为，一个完整的 EMB 应该包括如 ABS，牵引力控制系统和车辆动态控制以及车辆的制动功能等基本功能。但是，由于 EMB 可能没有传统的机械备份设计，无法完全保证 ABS 等系统安全运行。因此，开发的 EMB 必须具备容错功能，即使在系统故障时也能提供有限的操作。

James Scobie 等人指出传统的双冗余架构，通常用于检测运行故障，一般不能识别出故障源，这种不足限制了在故障发生时确保系统安全运行应选择处理方式。对制动系统的基本要求是：即使在定义的大量故障存在时（即容错状态），系统必须能够持续运行。但是，系统上层的部件有可能在运行中出现问题，上层部件存在的任何故障都将导致制动系统失效。因此，James Scobie 等人认为对于 EMB 系统来说，并非需要设计完整的容错操作体系，该体系只须在必要的地方设计容错，在其它地方则只须设计故障安全保障。例如，EMB 系统基本输入数据来自驱动程序的刹车踏板，这个数据是基本的制动功能的需要，它必须被感应并且以容错方式分配，所以在架构中使用了三重冗余刹车踏板传感器，这一数据是通过踏板节点直接传递到复用总线。踏板节点正常运行也是制动操作顺利实现的基本要求，因此踏板节点必须具有容错功能，并且该节点应设计成与网络和总线连接的独立冗余单元。项目的开发和测试工作是通过摩托罗拉公司开发的机电制动器的线控架构实现的。测试结果表明，James Scobie 等人提出的新的架构和算法提高了系统的可靠性，平衡了架构的容错性与可靠性的需求矛盾，同时控制了车载系统的成本^[8]。

Chris Line 等人在深入进行 EMB 控制架构和算法的设计研究过程中，发现 EMB 实现过程中的最大问题是夹紧力的控制问题。一般情况下，串联控制机构需要电动机的电流、转速和制动钳夹紧力的测量反馈进行闭环控制，这些反馈可以通过电动机的电流传感器、电动机编码译码器和测压元件（或压变计）得到，因此对电动机的控制效果比较良好。但是 EMB 电动机的控制问题不一样，在该电动机的工作范围内存在一个大范围变化的非线性的负载干扰，该干扰的大小很大程度上由库仑摩擦力决定，负载越大非线性干扰越大。

考虑到这些，就不能直接观察由串联的夹紧力、速度和电流环组成的控制系统的控制效果。为了解决这个问题，Chris Line 等人建立并验证了用于 EMB 控制策略

设计和仿真的模型，还阐述了 EMB 典型的性能需求。在制动执行上，采取了夹紧力环作为外环的串联 PI 控制架构，设计出来的控制器的增益选择避免了电动机转速最大饱和、电源最大能力饱和，以及电动机电流安全饱和。实验结果表明，当夹紧力在大的范围变化时，有夹紧力环的运动控制架构对夹紧力命令的响应比较满意，但是当夹紧力在小的范围变化时，控制器的响应性能比较保守（研究还表明，通过建立增益表，控制器性能可能进一步优化）。同时实验结果表明，建立在准确摩擦模型基础上的前馈补偿调制技术能明显改善夹紧力的稳定水平。因此，Chris Line 等人认为 EMB 的串联 PI 控制机构是可行的^[9]。

2008 年，Chris Line 等人在前期研究的基础上发现，单一的固定增益不能在整个操作范围内达到满意地效果，同时，由于负载依赖摩擦，在细微的制动操作时，系统的性能有所下降。因此，Chris Line 等人将研究的重点放在了如何调整控制的最佳增益。在搭建的 EMB 模型和设计的控制系统的基础上，Chris Line 等人研究了 PI 增益的调整问题以及控制架构的改进（采用反向增益调度，摩擦补偿，反馈线性化技术的非线性执行器），改进后的控制架构在执行器原型上测试，发现控制效果有所提高。改进后的控制器使用了一个模型预测控制（MPC，Model Predictive Control）的执行结构。它通过其提前预测能更好地利用有效的电机转矩，因此在性能上得到了进一步改善。MPC 的约束表现在仿真中，在实际执行时，通过放宽后实施动态限制的无约束 MPC 减少了 EMB 嵌入式控制器的计算能力的需求，实验结果证明了这种新的控制方案具有连续控制和修正的性能^[10]。

制动力的控制在 EMB 中确实是一个具有挑战性的任务，这个挑战性还体现在夹紧力传感器的使用上。如果夹紧力传感器放的太靠近制动片，它需要承受摩擦制动产生的高温，这将带来传感器的温度漂移。为了克服这个问题，传感器可嵌入制动钳深处，然而，这导致了夹紧力被错误感知的滞后效应，这个滞后效应是由于感应位置和制动片之间的摩擦造成的。此外，夹紧力传感器还是一个相对昂贵的组件，使用时需要在线校准。考虑到在 EMB 系统中使用夹紧力传感器造成的一系列问题，Stephen Saric 等人认为从系统中省去这个组件是非常可取的，例如可以通过使用制动钳位移传感器的输出创建一个估计夹紧力的虚拟传感器。Stephen Saric 等人之前的研究已经尝试使用刚度曲线或者特征曲线，来估算刹车线控系统夹紧力，但这些方法仍有缺点。于是 Stephen Saric 等人提出了一种新的方法来模拟热影响下特性曲线的参数值变动的基本原理，这个新的方法以预测制动盘的温度和使用这些数据适当的

调整特征曲线参数值为中心。Stephen Saric 等人得到了实验的验证方法、开发模型和在类似的研究领域提供物质材料支持的实验数据。Stephen Saric 等人的方法去掉了夹紧力传感器的使用，但是需要使用热电偶形式的两个温度传感器，但是这些传感器的使用仍然能带来成本上的节约，因为 EMB 的夹紧力传感器昂贵得多。随着未来的继续发展，可在汽车 BBW 系统中实现涉及夹紧力传感器省略的潜在的成本节约，Stephen Saric 等人的研究为汽车 BBW 系统夹紧力估计提出的新方法奠定了基础，对日后拓展有实际意义^[11]。

在去夹紧力传感器的夹紧力的估计问题上，Chihoon Jo 等人也开展过系统地研究，他们从实验中发现，夹紧力中产生的螺纹摩擦力在整体摩擦中起着重要作用。于是，他们提出了夹紧力控制算法和一个考虑摩擦特性和夹紧力估计的行星齿轮减速式电子机械制动器架构，得到了一个考虑电机驱动元件的摩擦特性和螺丝运动部件的行星齿轮减速式 EMB 动态模型，夹紧力摩擦模型与实验结果相吻合。针对夹紧力的控制，他们提出了使用夹紧力和电机的旋转角之间的关系估计夹紧力的建议。从实验中，Chihoon Jo 等人获得了包含滞后的三阶多项式方程，还提出了电机转矩（电流）的梯度变化基础上的盘片初始间隙距离控制算法，该算法也是夹紧力估计的重要组成部分。除了夹紧力的估计和间隙控制，Chihoon Jo 等人还提出了 EMB 夹紧力的自适应 PID 控制。实验结果发现在跟踪目标夹紧力以及保持制动盘和制动片所需的制动间隙方面，夹紧力估计和间隙控制表现比较满意。最后，Chihoon Jo 等人还对模拟仿真结果与试验结果进行了比较讨论^[12]。

综上所述，国外对 EMB 的研究大致是这样一条技术路线：最初时候提出 EMB 的基本结构、阐述了其一般原理、对 EMB 的技术参数要求进行了初步的调查研究（如散热能力要求，各个部件组合的一般尺寸要求，制动过程中的制动力矩需求，制动时间限制等）。在此基础上，研究人员开始进行 EMB 的在环仿真实验，这一阶段，研究人员将研究的重点放在支持硬件在环的仿真系统开发以及论证使用 EMB 技术解决车辆制动方案的可行性上。在在环仿真系统开发的基础上，研究人员将研究的重点放在了控制架构和算法的设计上面，这一阶段考虑更多的是 EMB 系统运行的安全性问题。在此之后，研究人员发现，EMB 系统精确控制的最大问题之一来自于夹紧力的控制，由于系统存在摩擦和非线性问题，夹紧力传感器在使用过程中面临着摩擦造成的高温带来的温度漂移问题，因此，夹紧力控制问题解决的好坏直接制约着 EMB 系统开发的水平，夹紧力的控制也就成为了当前研究的热点。

1.2.2 国内研究概况

国内对 EMB 系统的研究起步较晚,从查阅的文献和专利来看,目前仅有部分高校开展过对 EMB 系统的研究,研究的方向也各不相同。

江苏大学的何仁等人主要针对 EMB 的开发进行了基础性的研究。何仁等人运用 Matlab/Simulink 仿真软件,建立了 EMB 的数学模型和汽车制动动力学模型(平直路面上的),通过系统仿真结果证明了 EMB 的制动效果明显优于传统的液压(HB, Hydraulic Braking)制动器^[13]。南京航空航天大学的汪洋和南京理工大学的赵春花等人主要研究了 EMB 的机械执行机构,他们对执行机构的总体布置方案和机械设计进行了研究,分别借助软件进行了车辆的整车动力学分析和机械机构的静力学分析,从动力学和静力学角度对车辆制动系统的进行了比较透彻的分析研究^{[14][15]}。武汉理工大学的曲万达等人针对汽车 BBW(EHB 和 EMB)的硬件系统展开了研究,系统地分析了 BBW 的原理和结构^[16]。

清华大学的刘刚,宋健等人着重开展了 EMB 硬件在环仿真试验台搭建方法的研究,初步探讨了试验台的总体结构设计、机械系统设计、控制电路设计和仿真模型建立^[17]。吉林大学的杨坤、李幼德等人重点对 EMB 的控制方案进行了研究,根据建立的模型设计验证了 EMB 电动机的控制方法^[18]。之后,杨等人将电子制动力分配(EBD)运用到 EMB 中,实现了汽车前后轴间制动力分配,并提出了基于 EMB 的制动防抱死控制算法^[19]。

综上所述,国内对 EMB 的研究起点较低,仍处于基础性的研究阶段,各个研究机构研究的重点也不相同。南京航空航天大学 and 南京理工大学偏向于机械设计,研究的主要是 EMB 机械执行机构的设计、建模和分析。清华大学和吉林大学研究的是 EMB 的在环仿真和控制策略的设计,研究的重点偏向于电路和控制。其它研究机构的研究内容多倾向于在理论上对 EMB 进行简单介绍,或将 EMB 与传统制动系统(或 EHB)比较证明其优越性。参考国外的 EMB 研究的技术路线,我国的 EMB 研究仍处于起步阶段,与国外的研究有一定差距,尤其是对于国外现在的研究动向——EMB 夹紧力的控制研究,我国尚无研究机构对其开展过系统研究。通过国内外对 EMB 研究状况的对比分析,国内在 EMB 的研究中开展夹紧力的控制研究十分迫切而且有重大意义。

1.3 EMB 的原理和关键技术

电子机械制动系统主要由总控制器和四个车轮上的 EMB 制动器组成。总控制器的作用是给四个 EMB 制动器分配合适的目标制动力，控制四个 EMB 制动器协同工作，确保汽车制动时的稳定性，实现最佳的制动性能。EMB 制动器主要由控制器、伺服电动机、减速机构、制动钳块、制动盘组成。一般情况下，对电动机的控制采用的是位置环、速度环和电流环串联的控制架构。在 EMB 制动器中，为实现对制动钳动态性能的控制，通常使用图 1-1 所示的压力环来代替位置环，实现对 EMB 制动的夹紧力控制^[9]。EMB 制动系统开始工作后，总控制器（运算器）根据路面状况，计算得到目标制动力 F^* ，同时控制单元根据传感器反馈的制动力 F 、不断校正，将制动力控制在目标制动力 F^* ，目标制动器由总控制器提供。

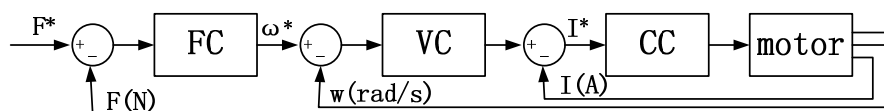


图 1-0-1 具有压力环、速度环和电流环的电动机串联控制架构

图中： F^* 为目标制动力，N； ω^* 为目标转速，rad/s； I^* 为目标电流，A。 F 为实测制动力，N； ω 为实测转速，rad/s； I 为实测电流，A。FC 为制动力控制器；VC 为转速控制器；CC 为电流控制器。

EMB 制动系统良好性能的实现，离不开制动过程中根据夹紧力传感器的反馈对电动机实施的闭环控制。其中夹紧力传感器是十分重要的部件，它将夹紧力及时反馈给控制器，使制动力精确达到目标值。但是，夹紧力传感器是相对昂贵的部件，一方面是由于它的成本的单价较高；另一方面是由于它高度集成，处理小的容差的装配程序比较复杂，因此成本费用显著增加。此外，在 EMB 系统中使用夹紧力传感器还面临着在制动过程中承受 800°C 高温造成的温度漂移的工程挑战，若将夹紧力传感器植入制动钳深处来避免，则会带来滞后效应，导致了夹紧力测量失真^[20]。

考虑到成本问题以及夹紧力传感器使用时技术上的复杂性，亟需在 EMB 系统中消除夹紧力传感器。文献[20]省略掉了夹紧力传感器，它在信号层次上用传感器融合的方法提出了两种方法来估算夹紧力。第一种方法是通过从内部求解器得到的信号使用动力-刚度的关系模型来估算夹紧力；第二种方法是在电动机内部电流传感器和内部求解器的力矩平衡的方法的基础上用模型来估计夹紧力。同时，文献[20]中还使用在线技术来调整由于两个模型磨损造成的参数变化。这两个独立模型的输出用极

大似然估计融合以提供一个优化的夹紧力估计。但是这种算法较为复杂，汽车制动时间很短，这对处理器的性能要求较高。针对夹紧力传感器工作时的热效应，文献[11]提出了一种用来模拟热效应影响下特性曲线的参数值变动基本原理的新方法，该方法以预测制动盘的温度和使用这些数据以适当的方式调整特征曲线参数为中心。但是，这种新的方法需要使用两个温度传感器，增加了系统硬件故障的风险。文献[11][20]从不同角度提出了 EMB 制动中夹紧力控制问题的解决方案，都取得了一定的效果，但是外加其它传感器会增加系统硬件故障的风险，精确的求解算法需要大量的实验来进行数据的测定和拟合，实施起来较为复杂。

文献[21][22]提出了制动过程中路面附着系数 μ 的观测方法，它存储了大量的不同路面下滑移率 S 和附着系数 μ 之间的对应关系，在制动时通过实时观测纵向滑移率 S 和当前路面附着系数 μ 并计算当前滑移斜率 S 来识别最大路面附着系数 μ_{\max} 。文献[23]提出一种基于归一化轮胎模型理论的路面附着系数观测算法，该算法的观测收敛速度及精度和稳定性均有较大提高。基于这些路面辨识技术的发展，本研究从车辆制动的整个过程考虑，提出了基于滑移率的模糊 PID 的无夹紧力传感器的新型控制方案。在制动过程中，控制器根据车轮的实际滑移率与目标滑移率的偏差，调节电动机的转矩，从而调整制动钳的夹紧力使滑移率维持在目标滑移率附近。这就实现了用滑移率环取代文献[9]中控制电动机的压力环，省去了制动过程中对夹紧力的测定。在 EBD 工作区域内，滑移率—附着系数曲线单调递增，它存在反函数，通过其正反函数的联合求解，总控制器参照 I 线（理想制动力曲线）依照前轮滑移率对后轮进行目标滑移率分配，从而实现了用车轮角速度传感器取代夹紧力传感器的无夹紧力传感器的控制方案。

1.4 本章小结

本章介绍了电子机械制动系统研究的背景和意义，介绍了 EMB 的优点，指出 EMB 是未来汽车制动系统的发展方向，具有广阔的市场前景。同时指出了国内对 EMB 的研究尚处于起步阶段，需要重点展开对 EMB 的研制工作。接着介绍了 EMB 的国外研究概况，将国内研究状况与国外进行了对比，最后结合 EMB 的工作原理指出了夹紧力的控制是 EMB 研究的关键技术，也是当前国外 EMB 研究的热点。夹紧力的控制问题解决的好坏直接制约着 EMB 系统的开发水平，然而在国内尚无研究机构对该问题开展过系统研究，因此本课题开展夹紧力的控制研究具有重大意义。

2 电子机械制动系统的建模

EMB 制动器主要由提供制动力的电动机、控制制动系统的控制器、传递制动力并执行制动功能的执行机构等组成。根据国内外的研究状况,本研究主要针对夹紧力的控制展开,着重对电动机进行了选型和建模,对控制系统进行了设计和优化,同时为了验证控制系统的制动效果,还建立了 1/4 车辆模型和 1/2 车辆模型。

采用了 Matlab/Simulink 平台搭建系统的仿真模型。Matlab 是美国 MathWorks 公司出品的大型商用数学软件,它提供的高级计算语言和灵活的人机交互为用户进行算法的设计与开发、数据分析处理计算及可视化提供了一个良好的平台^[24]。作为 MATLAB 最重要的组件之一 Simulink,它将部分程序进行了封装,使其模块化,用户在该环境中几乎不用书写代码,只用鼠标进行简单的连线和参数设置,就能构造出自己所需的系统。Simulink 的模块化的仿真平台,使系统的结构清晰明了,也使系统的搭建更加灵活,为研究人员进行系统的修改和深化提供了极大的便利^[25],也使研究人员可将更多的精力放在系统开发上来。

2.1 电动机的物理建模

2.1.1 电动机的选型

EMB 制动器安装在一个狭小的空间内,要求制动开始时消除制动片和制动盘间隙的过程中电动机响应速度快,制动片和制动盘接触后电动机能够提供足够大的力矩且能够承受较长时间堵转。同时,由于 EMB 的制动性能事关行车安全,因此对电动机的可靠性能要求较高,一般电动机无法满足 EMB 的这一特性需求。

选用了在工业应用上技术较为成熟的无刷直流电动机(BLDCM, Brushless Direct Current Motor)。它将有刷直流电机的机械换向器用电子换向电路取代,因此, BLDCM 既保留了有刷直流电机结构简单、易于调速等良好性能,又克服了有刷直流电机换向时易产生火花,换向机构需要定期维护更换的缺点。同时,由于 BLDCM 的电子换相系统使永磁转子的磁场轴线落后于导通的通电绕组的合成磁场轴线,无论启动时转子在什么位置, BLDCM 总能产生较大的转矩,因此不必要附加其它绕组协助启动^[26]。总体来看, BLDCM 体积小、重量轻、功率大、惯性小、动态特性好,可以满足 EMB 的动力要求^[16]。

2.1.2 无刷直流电动机的工作原理

BLDCM 主要由电动机转子和定子、转子位置传感器、电子换相线路组成^[27], 如图 2-1 所示。转子位置传感器和电子换相电路相配合, 起到类似机械换相的作用。BLDCM 工作的时候, 转子位置传感器检测转子的位置并产生位置信号, 该信号被输入控制部, 控制部根据转子位置信号产生驱动电子换相电路工作的驱动信号, 使定子绕组产生旋转的磁场, 旋转的磁场继而驱动嵌有永磁体的转子旋转^[28]。

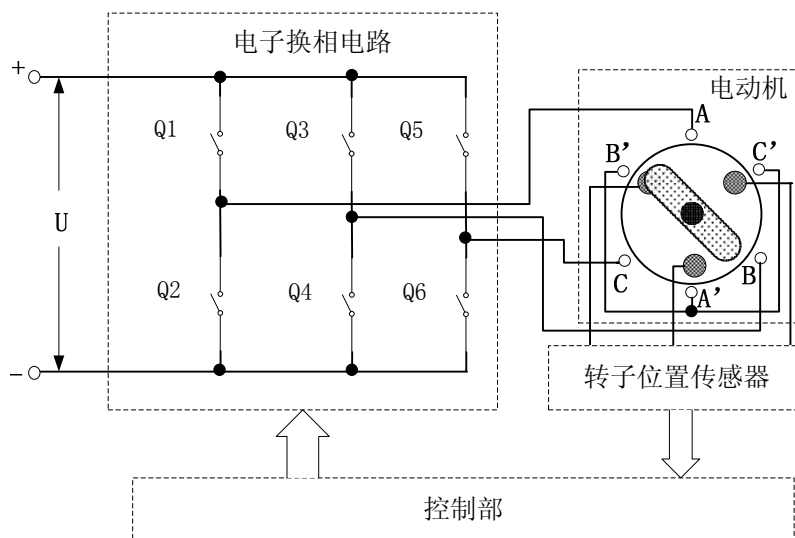


图 2-1 无刷直流电机和控制电路

BLDCM 主要有两种驱动方式, 一种是正弦波驱动, 一种是方波驱动。在正弦波驱动方式中, 需要光电编码器等高分辨率的位置传感器, 控制电路相对复杂, 成本也较高。方波驱动相对较简单, 成本较低, 适合于在大多数场合中的应用^[29]。考虑到技术上的可靠性和 EMB 的成本控制, 采用方波驱动 BLDCM。

在研究中, BLDCM 采用的是两相导通星形三相 6 状态工作方式。这种工作方式采用三相全控电路, 与三相半控电路相比较, 电动机的合成转矩增大了 $\sqrt{3}$ 倍, 在运行过程中转矩的波动也大大减小。在一个 360° 电角度的周期中, 每隔 60° 换相一次, 每次换相一个功率管, 每个功率管导通 120° 电角度, 整个周期中, 每个绕组通电 $2/3$ 周期。

方波驱动的 BLDCM 的气隙磁场和定转子之间的互感以及反电动势都是非正弦分布的, 而 d-q 方程适应于气隙磁场正弦分布, 因此将 BLDCM 的三相方程变换为 d-q 方程是比较困难的。此外, 若采用多坐标参考理论将电感变换或仅取其基波进行变换, 分别会造成计算复杂和误差太大的后果。因此, 使用 BLDCM 的原有相变量

建立 BLDCM 的数学模型^[28]。

在建立数学模型前做如下假设：

- (1) 忽略铁心饱和，不计涡流和磁滞损耗，忽略转子上的库伦摩擦力；
- (2) 转子上没有阻尼绕组，永磁材料的电导率为零；
- (3) 相绕组中的感应电动势波形是平顶宽度为 120° 电角度的梯形波；
- (4) 三相绕组星型连接，各相的自感都等于常数 L ，相间绕组的互感都等于常数 M ，两者都与转子位置无关^{[29][30]}。

根据无刷直流电机的原理，三相绕组的电压平衡方程可以表示为：

$$\begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R & 0 & 0 \\ 0 & R & 0 \\ 0 & 0 & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L & M & M \\ M & L & M \\ M & M & L \end{bmatrix} P \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_a \\ e_b \\ e_c \end{bmatrix} \quad (2-1)$$

式中： u_a, u_b, u_c 为定子相绕组电压， i_a, i_b, i_c 为定子相绕组电流， e_a, e_b, e_c 为定子绕组感应电动势， L 为每相绕组的自感， M 为每两相绕组间互感， P 为微分算子。

电磁转矩方程为：

$$T_e = \frac{e_a i_a + e_b i_b + e_c i_c}{\Omega} \quad (2-2)$$

式中： T_e 为电动机的电磁转矩， $N \cdot m$ ； Ω 为电动机转子机械角速度， rad/s 。

机械运动方程：

$$T_e - T_m = J \frac{d\Omega}{dt} \quad (2-3)$$

式中： T_m 为电动机的负载转矩， $N \cdot m$ ； J 为电动机的转动惯量， $kg \cdot m^2$ 。

此外，转子位置角，机械角速度和转子电角速度有如下关系：

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega = p\Omega \quad (2-4)$$

式中： θ 为转子位置角， rad ； ω 为电动机转子电角速度， rad/s ； p 为电动机的极对数，无量纲。

定子绕组感应电动势：

$$e_j = K_e \omega \phi_j, \quad (j=a, b, c) \quad (2-5)$$

式中： e_j 为电动机 a, b, c 三相定子绕组感应电动势， V ； K_e 为电动机的反电动势常数， Vs/rad ； ϕ_j 为如图 2-2 所示反电动势的梯形波，无量纲。

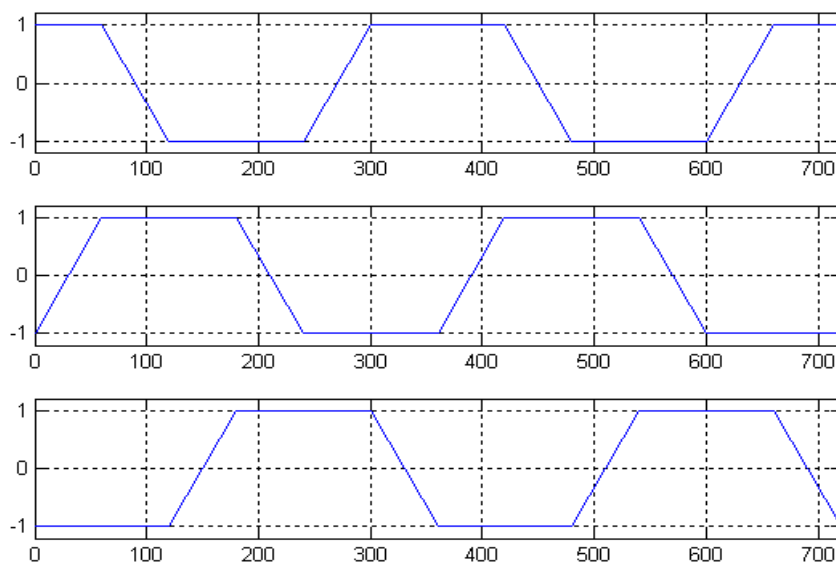


图 2-2 a、b、c 三相反电动势的梯形波(自上至下)

2.1.3 无刷直流电动机的建模与控制

在 Matlab7.11 中 Simulink 的 SimPowerSystem 工具箱中提供了三相永磁同步电机模块 (PMSM, Permanent Magnet Synchronous Machine), 该模块有正弦波和梯形波反电动势两种模式, 用梯形波反电动势模式搭建 BLDCM 模型^[31]。

Matlab7.11 的 PMSM 梯形波反电动势模型假设转子和定子铁芯是无饱和线性磁路, 转子和定子之间产生三个梯形波反电动势, 相自感系数 L_s 不随转子位置变化。该模型允许选择轴上的负载转矩或者转子转速作为模块上的信号输入。EMF 在工作过程中有消除制动间隙和电动机堵转两个工作状态, 选择轴上的负载转矩输入可进行消除制动间隙的仿真, 选择转子转速输入可进行消除制动间隙的仿真。

选择 Back EMF waveform 下的梯形波反电动势模式——trapezoidal。此时, PMSM 的输入为负载转矩 T_m (或转子转速 ω) 和 A、B、C 三相电压, 输出的量较多, 通过 Bus Selector 模块选择转子位置、电动机电磁转矩、转速、转角等有效信号, 如图 2-3 所示:

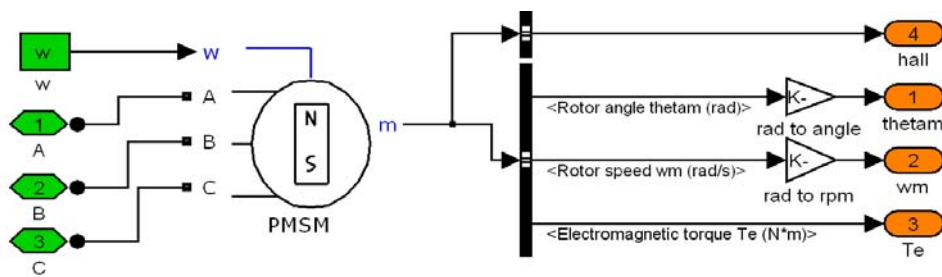


图 2-3 Simulink 提供的 PMSM 模块

BLDCM 采用的是三相六状态工作方式，相应地感应转子位置的传感器 ha、hb、hc 也取用 6 个有效的组合状态。反电动势波形为平顶宽度为 120° 电角度的梯形波，如图 2-2 所示。电子换相电路采用 SimPowerSystem 模块库里自带 Universal Bridge 模块，Universal Bridge 的三相全桥式逆变器有六个控制信号输入端口，三个导通输出端口，输入端口的控制信号由控制部提供，输出端口控制 A、B、C 三相的导通次序。控制部将 PMSM 的转子位置传感器输出的三路转子位置信号（ha、hb、hc）转变为三相逆变器的六路控制信号（Q1、Q2、Q3、Q4、Q5、Q6）。控制部的输入输出信号的逻辑关系如表 2-1 所示：

表 2-1 控制部的输入输出信号的逻辑关系

序号	相位角度	ha	hb	hc	Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6
1	0 60	1	0	0	1	0	0	0	0	1
2	60 120	1	1	0	0	0	1	0	0	1
3	120 180	0	1	0	0	1	1	0	0	0
4	180 240	0	1	1	0	1	0	0	1	0
5	240 300	0	0	1	0	0	0	1	1	0
6	300 360	1	0	1	1	0	0	1	0	0

采用脉冲宽度调制法(PWM, Pulse Width Modulation)控制 BLDCM，它通过改变脉冲的占空比来调节电压，实现对电流的控制。PWM 波形一般用 20-50kHz 频率的锯齿波与 PWM 斩波电压控制信号 U 合成产生^[32]。PWM 技术简单、灵活、动态响应好，能够满足制动力快速变化的需求，一般采用半桥斩波的方法对三相桥式电路进行驱动^[33]。在搭建的模型中，Universal Bridge 的上三路信号采用 PWM 波信号，下三路采用正常的高低电平信号，搭建完成后与 BLDCM 的控制部一起封装成为图 2-4 所示的总控制模块（Main Controller）。模块的输入为 PMSM 转子位置传感器提供的三路转子位置信号 hall（含 ha、hb、hc），BLDCM 控制器提供的占空比信号 U，输出为三相全桥式逆变器提供的 A、B、C 三相输出电压信号等。

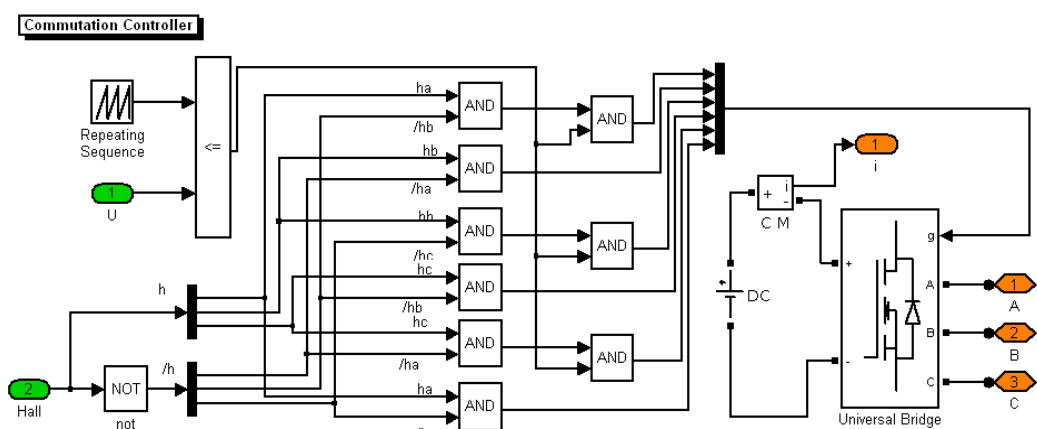


图 2-4 总控制模块（Main Controller）

为了方便整个系统的建模与仿真，将搭建完毕的总控制模块（Main Controller）和三相永磁同步电机模块 PMSM 模块封装成图 2-5 所示的驱动器模块（Actuator）。该模块的输入为占空比控制信号 U ，输出为电动机电磁转矩 T_e 、转速 ω_m 、转角 θ_{em} 等信号。

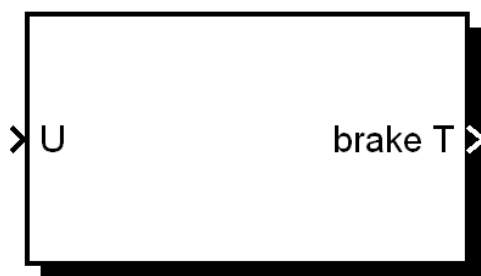


图 2-5 驱动器模块（Actuator）

2.2 车辆模型的建立

车辆模型有 1/4 车辆模型，1/2 车辆模型，整车车辆模型。1/4 车辆模型简单实用，主要用来描述车辆的制动性能^[34]，基于该模型可方便进行系统控制策略的分析与设计，并对策略的有效性和科学性进行验证。1/2 车辆模型主要用来研究车辆制动过程中前后轮的制动力分配控制，通过设定不同的路面状况，可方便进行前后轮制动力分配控制策略的分析与设计。

2.2.1 1/4 车辆制动模型

在车辆制动过程中，车轮主要受到电动机带动传动机构加载给制动器的制动力

矩 T_b 以及地面对车轮的附着力 F_f ，忽略空气阻力和滚动阻力，在平直路面上，1/2 车辆制动过程中的动力学方程如下：

$$J \frac{dw}{dt} = F_f r - T_b \quad (2-6)$$

$$F_f = \mu mg \quad (2-7)$$

$$m \frac{dV}{dt} = -F_f \quad (2-8)$$

$$S = \frac{V - \omega r}{V} \times 100\% \quad (2-9)$$

式中， m 为 1/4 车辆质量，kg； J 为车轮的转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ； ω 为车轮旋转的角速度，rad/s； V 为 1/4 车辆行驶速度，m/s； F_f 为地面的附着力，N； r 为车轮半径，m； μ 为地面附着系数，无量纲； T_b 为作用于车轮的制动力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ； S 为滑移率，无量纲。

一般情况下，地面对轮胎的纵向附着系数 μ 与滑移率 S 有图 2-6 所示关系^[35]，当滑移率在 0.2 附近时，地面附着系数达到最大值，但该值会随路面状况的不同发生变化。

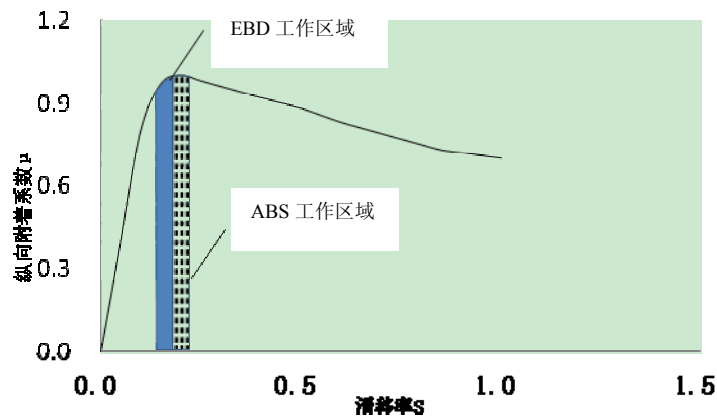


图 2-6 纵向附着系数 μ 与滑移率 S 关系

在 SIMULINK 中建立了如图 2-7 所示 1/4 车辆模型，brake T 为输入的制动力矩，它由 BLDCM 提供，电动机转矩和制动力矩通过减速机构和丝杆来传递，但建模过程处在 EMB 研制的前期阶段，还不具备机械构件的制造条件，因此它们的关系用一个简单的放大增益来实现；输出为车轮的转速、车辆的参考车速、制动距离和实际滑移率。图 2-6 所示的地面附着系数 μ 和滑移率 S 的关系用查表的方式（Lookup Table）来实现。模型完成后封装成为 1/4 车辆模型（1/4 vehicle model）。

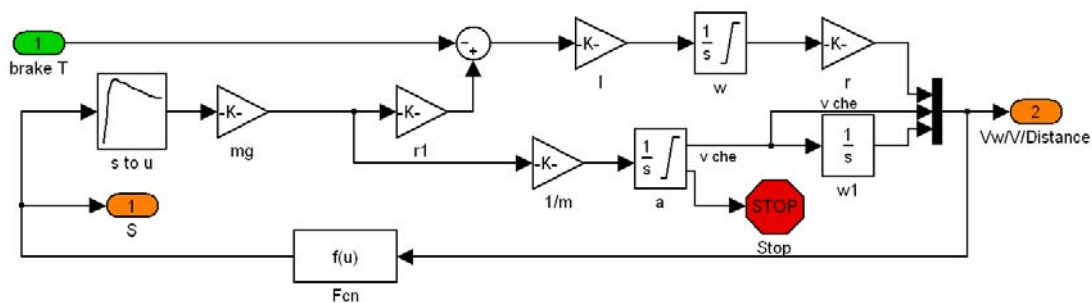


图 2-7 1/4 车辆模型 (1/4 vehicle model)

2.2.2 1/2 车辆制动模型

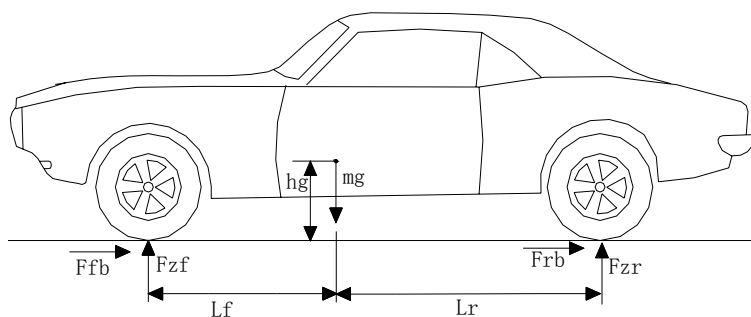


图 2-8 1/2 车辆制动过程中受力分析图

忽略空气阻力与滚动阻力，在平直路面上，1/2 车辆在制动过程中受力分析如图 2-8 所示，其动力学方程如下：

前轮和后轮受到的地面反作用力

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{mg}{L}(L_r + zh_g) \end{cases} \quad (2-10)$$

$$\begin{cases} F_{zr} = \frac{mg}{L}(L_f - zh_g) \end{cases} \quad (2-11)$$

其中， $z = \frac{1}{g} \frac{dV}{dt}$ 称为制动强度。

制动时前后轮车轮滑移率

$$\begin{cases} S_f = \frac{V - r\omega_f}{V} \times 100\% \end{cases} \quad (2-12)$$

$$\begin{cases} S_r = \frac{V - r\omega_r}{V} \times 100\% \end{cases} \quad (2-13)$$

令

$$\begin{cases} \mu_f = f(S_f) \end{cases} \quad (2-14)$$

$$\begin{cases} \mu_r = f(S_r) \end{cases} \quad (2-15)$$

则前轮和后轮受到的附着力

$$\begin{cases} F_{ff} = \mu_f F_{zf} \\ F_{fr} = \mu_r F_{zr} \end{cases} \quad (2-16)$$

$$\begin{cases} F_{fr} = \mu_r F_{zr} \end{cases} \quad (2-17)$$

前轮和后轮的动力学方程

$$\begin{cases} J_f \frac{dw_f}{dt} = F_{ff} r - F_{bf} r \end{cases} \quad (2-18)$$

$$\begin{cases} J_r \frac{dw_r}{dt} = F_{fr} r - F_{br} r \end{cases} \quad (2-19)$$

1/2 车辆动力学方程

$$m \frac{dV}{dt} = F_{bf} + F_{br} \quad (2-20)$$

式中, m 为整车的质量, kg; L_f 和 L_r 分别为前后轮 to 汽车质心的距离, m; L 为前后轮的轮距, $L=L_f+L_r$, m; m 为整车质量, kg; V 为整车速度, m/s; F_{zf} 和 F_{zr} 分别为制动过程中前后轮的正压力, N; h_g 为质心距离地面的高度, m; J_f 和 J_r 为前后轮的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; ω_f 和 ω_r 为前后轮旋转的角速度, rad/s; r 为车轮半径 (假设前后轮半径相等), m。

在 Simulink 中搭建了如图 2-9 所示的 1/2 车辆模型 (1/2 vehicle model), 该模型主要包括前轮模型 front tire, 后轮模型 rear tire, 纵向车辆动力学模型 Longitudinal Vehicle Dynamics 等。

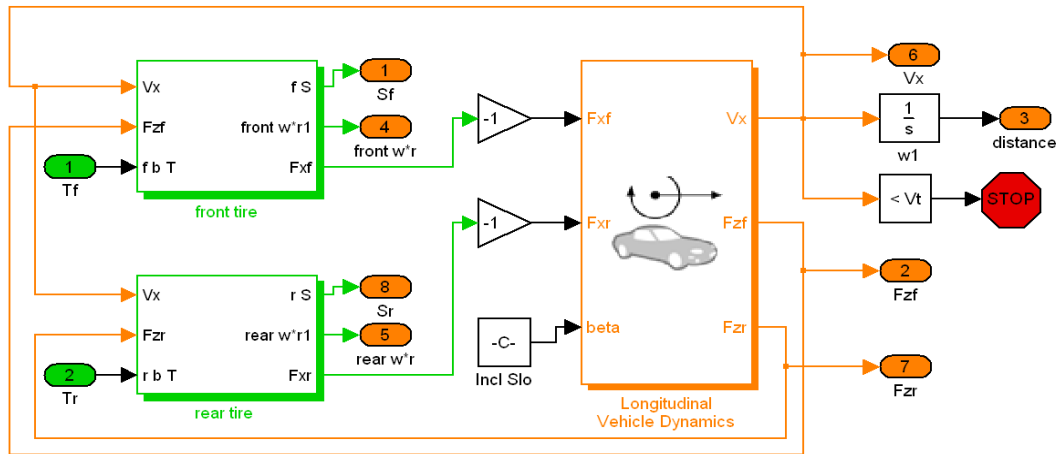


图 2-9 1/2 车辆模型 (1/2 vehicle model)

前轮和后轮采用相同的模型，以前轮模型为例，如图 2-10 所示，该模型根据前轮的制动力 $f_b T$ ，径向车辆动力学模型提供的前轮的正压力 F_{zf} 和 $1/2$ 车辆车速 V_x 计算前轮的车轮转速 $\text{front } w \cdot r_1$ 、地面附着力 F_{xf} 和滑移率 fS 。径向车辆动力学模型由 Simulink 提供，在模型中设置车辆的质量、前后轴距、车辆的重心距地面的高度、有效的正面横截面、空气阻力系数、初始纵向速度后，该模型就能根据路面坡度 Incl Slo 和前后轮的路面附着力 F_{xf} 、 F_{xr} 计算前后轮的正压力 F_{zf} 和 F_{zr} 以及车速 V_x 。模型完成后，封装成为 $1/2$ vehicle model 模块。

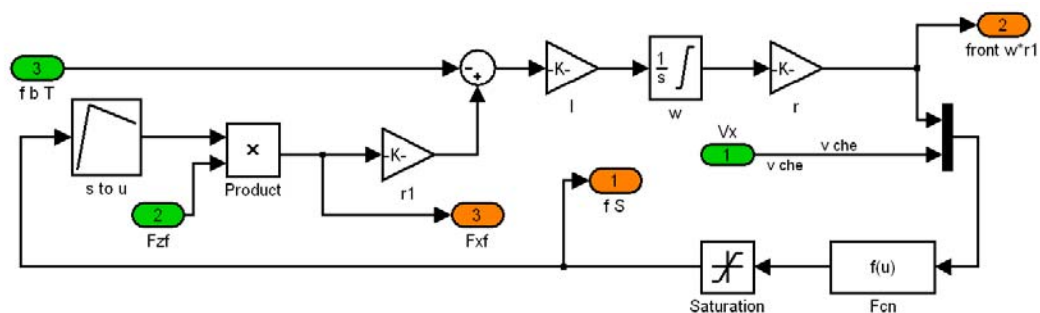


图 2-10 前轮模型

2.3 本章小结

本章用 Matlab/Simulink 平台搭建了电子机械制动系统的模型。根据 EMB 制动器对电动机性能的特殊要求，选用了无刷直流电动机作为制动器的驱动电机。结合 BLDCM 的工作原理，选用了方波驱动的两相导通星形三相六状态工作方对电动机进行了建模，采用脉冲宽度调制法用三相全桥式逆变器调节 BLDCM 的电压，实现对电动机转矩的控制。最后，为了对方便对车辆制动控制策略的设计与验证建立了 $1/4$ 车辆模型，为了方便对前后轮制动力分配控制策略的设计与验证建立了 $1/2$ 车辆模型。

3 EMB 控制策略的设计与仿真

3.1 整体控制架构的设计

在第 1 章已经提到，在串联的控制架构中使用夹紧力传感器有诸多不便，为了实现总控制器和四个 EMB 制动器协同控制的最佳性能，提出了无夹紧力传感器的电子机械制动系统的控制方案，无夹紧力传感器的电子机械制动系统在实施过程中需要解决两个重要问题：首先是如何用车轮角速度传感器得到的滑移率代替夹紧力传感器测得的夹紧力对 BLDCM 进行闭环控制。其次是在前轮抱死前，即在 EBD 工作区域，如何使前后轮制动力分配曲线接近 I 线（理想制动力分配曲线）且始终处在 I 线下方。

为了解决这两个问题，设计的无夹紧力传感器的电子机械制动系统的控制方案的原理和结构如图 3-1 所示。总控制器处在控制架构的上层，它一方面将车辆的参考车速值提供给前后轮 EMB 制动器，另一方面它依据前后轮 EMB 制动器反馈的实测滑移率给前后轮 EMB 分配目标滑移率。前后轮 EMB 制动器处在控制架构的下层，它们从总控制器得到目标滑移率，并以实测的车轮滑移率为反馈，对 BLDCM 实施闭环控制。

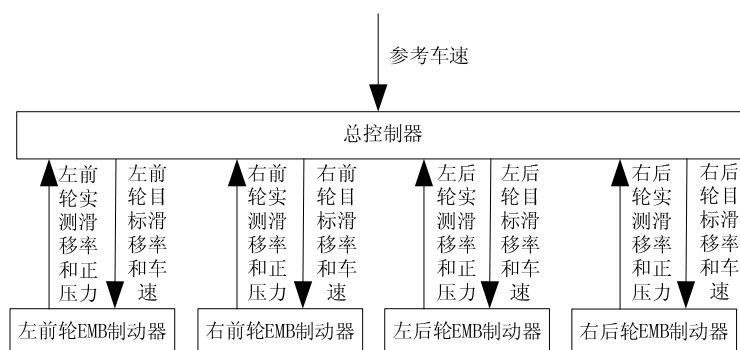


图 3-1 整体控制方案的原理和结构

3.2 无夹紧力传感器的 1/4 车辆控制

采用前向仿真的方法^[36]，根据制动工况要求，设计如下的控制方案：由传感器测得车轮转速，运算器按照公式(2-9)计算车轮滑移率并输入控制器，控制器控制 BLDCM 的输入电压，改变电磁转矩的大小，传动机构将电磁转矩转变为制动力矩，

保证滑移率始终处在目标滑移率附近，达到最佳的制动效能。

为了验证制动间隙消除后，控制器对电动机采取的控制策略的有效性和合理性，建立了 1/4 车辆制动控制模型。它主要由以下几个模块组成：用来设定目标滑移率 S_0 的模块 Target S；目标滑移率 S_0 与实际滑移率 S 的偏差输入到控制策略模块（Strategy Controller）中，它根据此偏差输出 PWM 斩波信号的占空比 U ；占空比控制信号 U 输入到驱动器模块（Actuator）中，它根据信号 U 调整输出制动力矩 $\text{brake } T$ 的大小；制动力矩 $\text{brake } T$ 输入 1/4 车辆模型（1/4 vehicle model）中，制动力矩 $\text{brake } T$ 对车辆产生制动作用，车辆模型输出制动过程中车辆的实际滑移率及参考车速、车轮角速度、制动距离等车辆的运行状态。

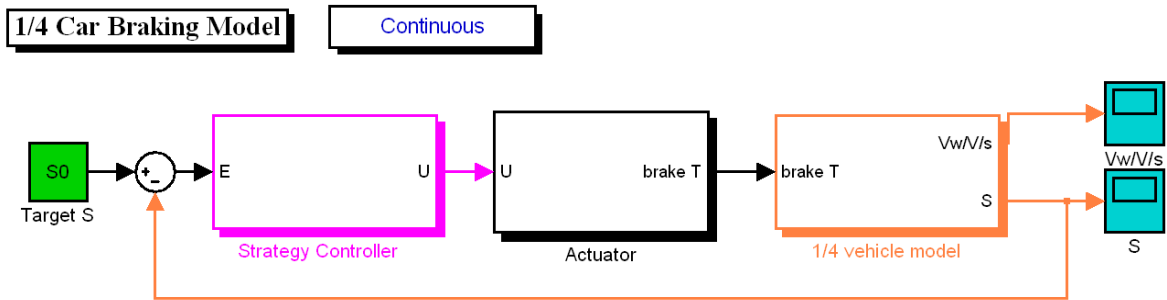


图 3-1 1/4 车辆制动模型

一般情况下，对 BLDCM 采用的是转速、电流的双闭环串联控制，主环为速度环，副环为电流环^[28]。但是在 EMB 中，BLDCM 的电磁转矩决定了制动钳对制动盘的夹紧力的大小，它直接影响着车辆的滑移率。因此对 BLDCM 的转矩的控制是主要的，为了实现对转矩的精确控制，需要安装夹紧力传感器对 BLDCM 闭环控制。

前文已提到安装夹紧力传感器的诸多不便。为此，提出了新型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环控制方案，如图 3-3 所示，它使用了两个控制环，内环使电桥脉冲与电动势同步，外环通过车轮角速度传感器得到的滑移率代替夹紧力传感器测得的夹紧力控制 BLDCM 总线电压来改变电机转矩。在该方案中，车轮被放在外环中，控制器控制 BLDCM 的依据是滑移率的偏差，该偏差来源于总控制器提供的目标滑移率和运算器得到的实际滑移率。

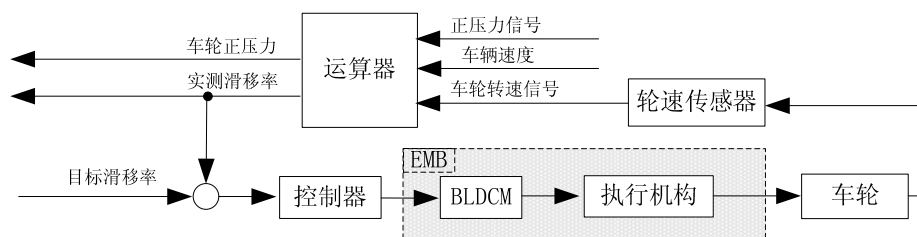


图 3-3 无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环控制方案

由于传动机构和执行机构的摩擦作用和滞后效应，以及滑移率和附着系数的关系模型甚至整个系统本身是非线性的，这使得对系统的控制十分复杂，如何选用合适的控制器对系统进行有效地控制是决定新型无夹紧力传感器的 BLDCM 的控制方案设计成败的关键。在 1/4 车辆模型的基础上，进行无夹紧力传感器的 BLDCM 的控制器选择与设计，选择和设计的依据是控制器能否使滑移率快速达到并维持在目标滑移率。

3.2.1 PID 控制

采用在工业控制中使用较多的 PID 控制器，它发展较早，技术成熟，在工业控制中广泛应用，算法简单、鲁棒性好，可靠性高，尤其适用于可建立精确数学模型的确定性控制系统^{[37][38]}。

在控制过程中，反馈的实际滑移率和目标滑移率比较后得到滑移率偏差值 e ，该偏差 e 被输入 PID 控制器，控制器对滑移率偏差进行比例、积分、微分运算，输出 PWM 占空比信号 U ，执行机构根据该结果对 BLDCM 进行控制。控制流程与结构如图 3-4 所示。

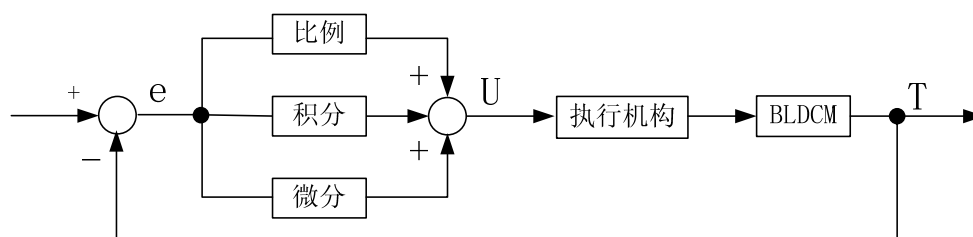


图 3-4 BLDCM 的 PID 控制原理

在图 3-2 所示的 1/4 车辆制动模型的控制策略模块 Strategy Controller 中设计 PID 控制器，如图 3-5 所示。输入量为滑移率的偏差 E ，输出为占空比信号 U 。其中 PID Controller 模块由 Matlab/Simulink 提供。由于 PWM 是用三角波与占空比信号 U 比较大小实现的，三角波取值范围为 $[-4, 4]$ ，因此需要 Saturation 饱和模块限制占空比信

号 U 的大小。

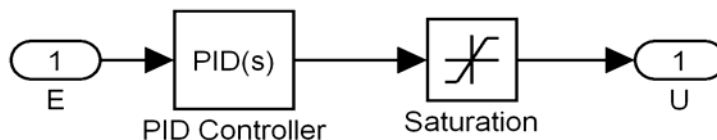


图 3-5 采用 PID 控制时的 Strategy Controller

1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的 PID 控制的难点是如何选取和调整 K_P 、 K_I 、 K_D 三个参数，使 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环系统对目标滑移率的响应速度快，超调量小，稳态误差小。其中：

- (1) 比例控制参数 K_P 用来控制当前，它通过调整系统的开环比例系数，提高 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 闭环系统的稳态精度，加快滑移率响应目标滑移率的速度。若 K_P 过小，控制器控制作用太弱，不利于系统克服扰动，控制质量差，若 K_P 过大，滑移率的超调量增大，系统稳定裕度变小，甚至不稳定，引发振荡。
- (2) 积分控制参数 K_I 用来控制过去，它的输出反映的是实际滑移率和目标滑移率的偏差信号的积累，可以消除或减小实际滑移率和目标滑移率之间的稳态误差，提高无差度，使 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 闭环系统的稳态性能得到改善。但是，积分控制器会影响系统的稳定性，使系统的动态响应变慢。
- (3) 微分控制参数 K_D 用来控制将来，它根据实际滑移率和目标滑移率的偏差变化的速度大小来预计将要出现的情况，提前产生控制作用，可以减少滑移率超调，减少调节时间。但是，在滑移率的实际控制过程中，存在有噪声干扰，微分作用对噪声干扰有放大作用，过强的微分调节，会造成 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 闭环系统的抗干扰能力下降。

设目标滑移率 S_0 为最佳滑移率 0.2，同时为了观测路况改变时，路面最大附着系数对 PID 控制器控制效果的影响，取路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 的两种典型干燥水泥路面进行仿真试验。

首先在路面最大附着系数为 1.0 的情况下进行 K_P 、 K_I 、 K_D 三个参数的选取与调整。根据^{[39][40]}，用试凑法确定调整 K_P 、 K_I 、 K_D 三个参数，当 $K_P=100$ ， $K_I=200$ ， $K_D=0.2$ 时，1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 闭环系统响应速度较快，实际滑移率超调量小，稳态误差较小，达到了理想的控制效果。在 K_P 、 K_I 、 K_D 三个参数不变的情况下，改变路面最大附着系数为 0.8，1/4 车辆模型的无夹紧力传感器

的 BLDCM 闭环系统响应速度较快，实际滑移率稳态误差较小，但是超调量过大，控制效果不够理想。

两种典型路况下的仿真结果如图 3-6 所示，无夹紧力传感器的 PID 控制器不能在两种路况下同时实现其最佳性能，这主要是由于常规的 PID 控制器的 KP、KI、KD 三个参数取值依赖于系统的精确模型，当 1/4 车辆模型的参数改变时，控制器就难以保持其良好性能，所以常规的 PID 控制器不能满足系统对 BLDCM 的控制需求。

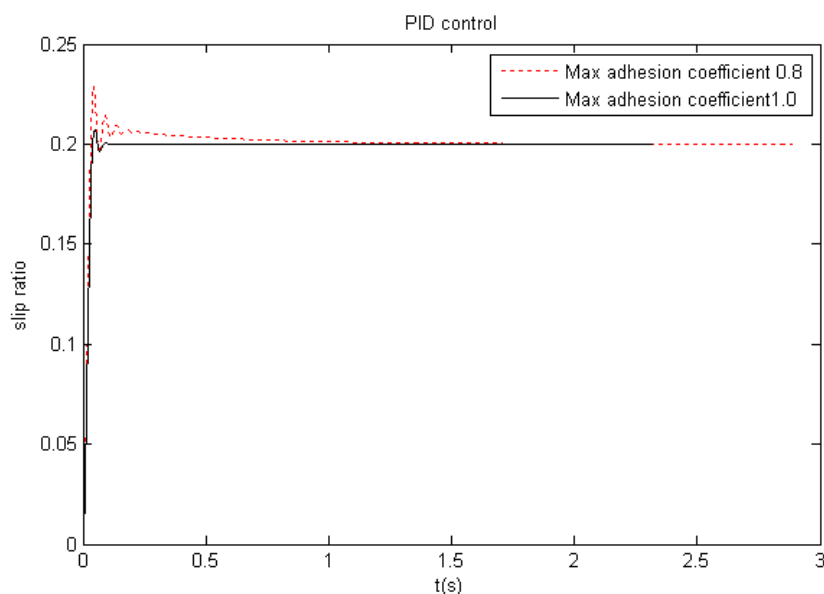


图 3-6 无夹紧力传感器的 PID 控制器控制效果

3.2.2 模糊控制

常规的 PID 控制器不能满足系统对 BLDCM 的控制需求，这就需要一种对控制对象的数学模型没有精确要求的控制器，因此引入了模糊控制器(Fuzzy Control)。它是一种建立在专家经验基础上的控制器，控制时不需要了解控制对象的精确数学模型，凭借的是丰富的实践经验。它采取适当的对策来巧妙地控制一个复杂的过程，响应速度快，超调量小，具有较好的鲁棒性和适应性^{[41][42]}。

1/4 车辆制动模型的模糊控制器采用双输入，单输出结构。输入量为实际滑移率和目标滑移率的偏差 E、偏差变化率（单位时间内偏差变化的大小）EC，输出为 PWM 的占空比信号 U。规定滑移率的偏差：

$$E = S_0 - S, S \in [0,1] \quad (3-1)$$

其中，S 为制动过程中实际滑移率，S₀ 为设置的目标滑移率。

滑移率偏差的取值范围为[-0.8, 0.2]，偏差变化率取值范围为[-4, 4]，电压控制

信号的取值范围为 $[-4, 4]$ ，超出的作为边界值处理。三个量均用负大 (NB)，负小 (NS)，零 (ZO)，正小 (PS)，正大 (PB) 五个状态来描述。

对于滑移率的偏差 E: NB 表示滑移率大于目标滑移率，且偏大很多 (滑移率远大于设定的目标滑移率); NS 表示滑移率大于目标滑移率，并且不是偏大很多，不能将它量化成 NB，同时它又不是接近于目标滑移率，不能把它量化成 ZO; ZO 表示滑移率接近于目标滑移率，且不属于 NS 和 PS; PS 表示滑移率小于目标滑移率，并且不是偏小很多，不能将它量化成 PB，同时它又不是接近于目标滑移率，不能把它量化成 ZO; PB 表示滑移率小于目标滑移率，且偏大很多。偏差变化率 EC，PWM 的占空比信号 U 类似。

隶属函数采用工程中应用较多的三角形隶属函数，它具有较好的灵敏度以及稳定性和鲁棒性^[43]。模糊推理机制制定原则是：当误差较大时，以误差的尽快消除为主；当误差较小时则将系统的稳定性作为首要任务，防止超调的发生^[44]。

模糊推理的形式为: If $E = A_i$ and $EC = B_i$, then $U = C_i$ 。其中 A_i 为目标滑移率和实际滑移率偏差的模糊子集， B_i 为滑移率偏差变化率的模糊子集， C_i 为 PWM 的占空比信号的模糊子集。在 Simulink 模糊控制工具箱中设计的 25 条模糊推理规则如下：

1. If (E is NB) and (EC is NB) then (U is NB);
2. If (E is NB) and (EC is NS) then (U is NB);
3. If (E is NB) and (EC is Z) then (U is NB);
4. If (E is NB) and (EC is PS) then (U is NS);
5. If (E is NB) and (EC is PB) then (U is Z);
6. If (E is NS) and (EC is NB) then (U is NB);
7. If (E is NS) and (EC is NS) then (U is NS);
8. If (E is NS) and (EC is Z) then (U is NS);
9. If (E is NS) and (EC is PS) then (U is Z);
10. If (E is NS) and (EC is PB) then (U is PS);
11. If (E is Z) and (EC is NB) then (U is NB);
12. If (E is Z) and (EC is NS) then (U is NS);
13. If (E is Z) and (EC is Z) then (U is Z);
14. If (E is Z) and (EC is PS) then (U is PS);
15. If (E is Z) and (EC is PB) then (U is PB);
16. If (E is PS) and (EC is NB) then (U is NS);
17. If (E is PS) and (EC is NS) then (U is Z);

18. If (E is PS) and (EC is Z) then (U is PS);
19. If (E is PS) and (EC is PS) then (U is PS);
20. If (E is PS) and (EC is PB) then (U is PB);
21. If (E is PB) and (EC is NB) then (U is Z);
22. If (E is PB) and (EC is NS) then (U is PS);
23. If (E is PB) and (EC is Z) then (U is PB);
24. If (E is PB) and (EC is PS) then (U is PB);
25. If (E is PB) and (EC is PB) then (U is PB).

通过推理机得到的推理结果是一个模糊量，不能直接作为控制量，采用重心法（COG，Central of Gravity）进行反模糊化处理。重心法具有更平滑的输出推理控制，即使对于输入信号的微小变化，输出也会发生变化^[45]。重心法计算公式如公式 3-2 所示^[43]。

$$X_0 = \frac{\sum x_i \int \omega_i(x)}{\sum \int \omega_i(x)} \quad (3-2)$$

其中， x_i 表示规则 i 所产生的蕴涵模糊集合中心， $\int \omega_i(x)$ 表示隶属函数 $\omega_i(x)$ 下的面积， X_0 表示电压控制信号 U 。

控制器设计完毕后，通过曲面观测器显示输入和输出关系如图 3-7 所示，该曲面较平缓光滑，满足设计要求。

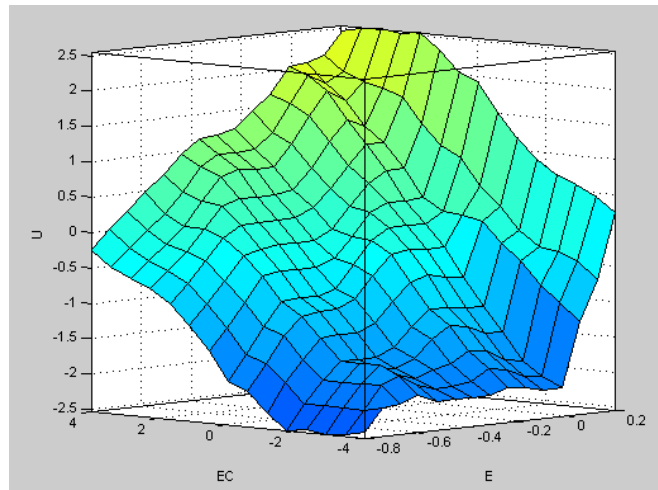


图 3-7 模糊控制器输入和输出整体情况

如上所述，1/4 车辆制动模型的模糊控制器控制流程如图 3-8 所示：

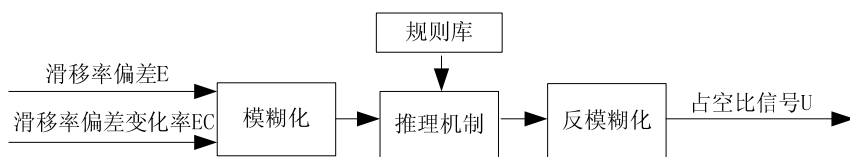


图 3-8 模糊控制器控制流程

在图 3-2 所示的 1/4 车辆制动模型的控制策略模块 Strategy Controller 中设计模糊控制器，如图 3-9 所示。输入量为实际滑移率和目标滑移率的偏差 E 、偏差变化率 EC ，输出为 PWM 的占空比信号 U 。其中 Fuzzy Logic Controller 模块借助 Simulink 工具箱设计实现。为了防止仿真结果发散并提高系统仿真速度，在模糊控制器前加入了零阶保持器 Zero-Order Hold，在模糊控制器后加入了 Saturation 饱和模块^[46]。

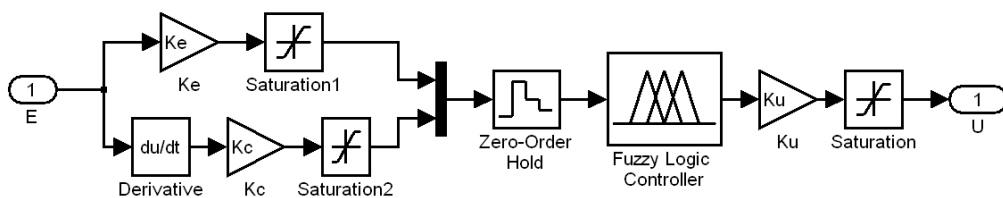


图 3-9 采用模糊控制时的 Strategy Controller

模糊控制器的滑移率的偏差 E 和偏差变化率 EC 各有一个量化因子 K_e , K_c ，它们反映的是模糊控制输入值的取值范围和实际值变化范围的比例关系^[47]。在输出端加入了比例因子 K_u ，它相当于 PID 控制中的增益调节。量化因子和比例因子的引入，实现了变量在基本论域与相应的模糊集论域之间的变换，使得模糊控制算法能对输入变量进行计算，并将计算出的输出量作用于被控对象^[48]。

1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环系统的模糊控制的关键是通过选取和调整 K_e , K_c , K_u 三个参数，使 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器闭环系统对目标滑移率的响应速度快，超调量小，稳态误差小。其中：

- (1) 量化因子 K_e 用来控制实际滑移率跟随目标滑移率的上升速率和调节区间。若 K_e 过小，控制器调节死区变大，实际滑移率上升速率较小，1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环系统的稳态性能降低。若 K_e 过大，实际滑移率会出现大的超调，系统有可能产生震荡，系统的稳定性将会降低；
- (2) 量化因子 K_c 用来控制 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环系统的稳定性，调节系统对路面滑移率变化的抑制能力。若 K_c 过小，PWM 的占空比信号 U 上升速率会增大，实际滑移率可能有较大的超调，甚至会产生振荡。若

K_c 过大, 实际滑移率上升速率会减小, 调节时间增加;

- (3) 比例因子 K_u 用来控制 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环系统的动态性能, 它相当于 PID 控制中的比例增益。若 K_u 过小, 实际滑移率上升速率会减小, 系统响应变慢, 稳态精度降低。若 K_u 过大, 实际滑移率上升速率会增大, 有可能出现较大的超调, 甚至会产生振荡, 严重时将影响无夹紧力传感器闭环系统的稳态工作^[47]。

设目标滑移率 S_0 为最佳滑移率 0.2, 同时为了观测路况改变时, 路面最大附着系数对模糊控制器控制效果的影响, 取路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 的两种典型状况进行仿真试验。

首先在路面最大附着系数为 1.0 的情况下进行模糊控制器 K_e 、 K_c 、 K_u 的三个缩放参数的选取与调整。使用公式法调整效果不太理想, 改用凑试法。根据经验先确定 K_u , K_u 直接关系着输出的敛散性; 再确定 K_e , K_e 直接关系着输出的稳态误差响应; 最后确定 K_c ^[49]。当 K_e , K_c , K_u 三个参数分别取 20, 1, 2 时, 系统响应速度较快, 超调量小, 稳态误差较小, 达到了理想的控制效果。

在 K_e , K_c , K_u 三个参数取值不变的情况下, 改变路面最大附着系数为 0.8, 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器闭环系统响应速度较快, 超调量小, 稳态误差较小, 控制效果也比较理想。两种路况下的系统仿真结果如图 3-10 所示, 路面最大附着系数的改变, 并没有对模糊控制器的控制性能带来大的影响, 模糊控制器能够在两种不同路况下实现其最佳性能。但是, 模糊控制器消除系统稳态误差的性能比较差, 对较小误差的控制方面不如 PID 控制。

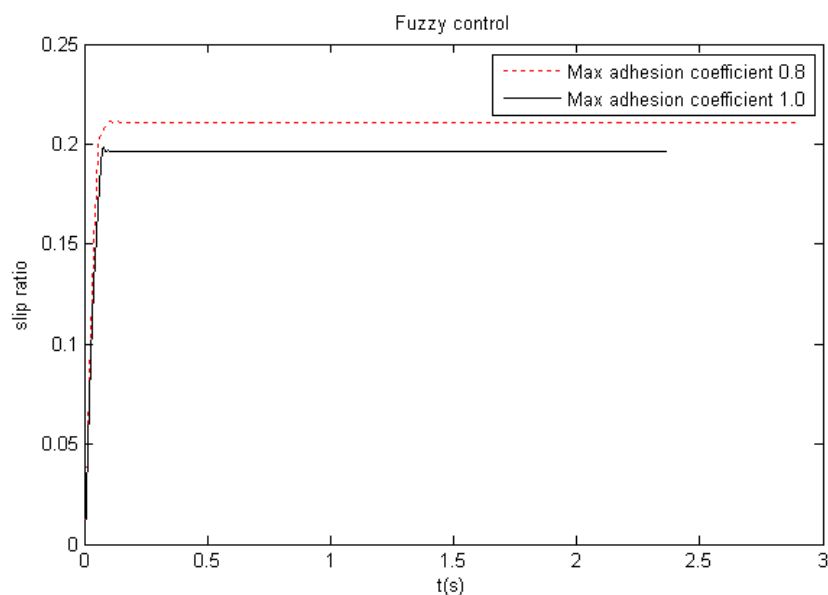


图 3-10 无夹紧力传感器的模糊控制器控制效果

3.2.3 模糊 PID 控制

为了发挥 PID 控制器和模糊控制器各自的优势，在研究中采用了并联模糊 PID 控制，该控制方案如图 3-11 所示。在滑移率偏差较大时 ($e \geq e_0$ ，其中 e_0 为参考阈值) 采用模糊控制，目的是将滑移率偏差稳健地控制在较小的范围内，减小因系统参数改变带来的较大的超调；当滑移率偏差减小到一定值时 ($e < e_0$) 利用采用 PID 控制，目的是减小稳态误差，提高系统控制的精确性。

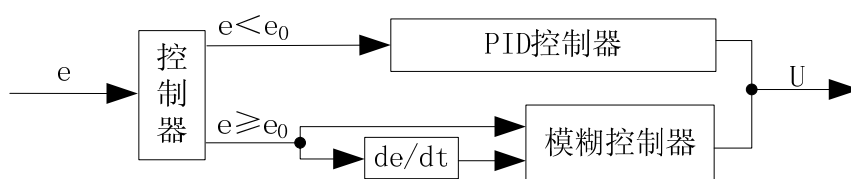


图 3-11 并联模糊 PID 控制器

在图 3-2 所示的 1/4 车辆制动模型的控制策略模块 Strategy Controller 中设计并联模糊 PID 控制器，如图 3-12 所示。输入量为滑移率的偏差 E ，输出为占空比信号 U 。其中 PID Controller 模块如图 3-5 所示，Fuzzy Controller 模块如图 3-9 所示。

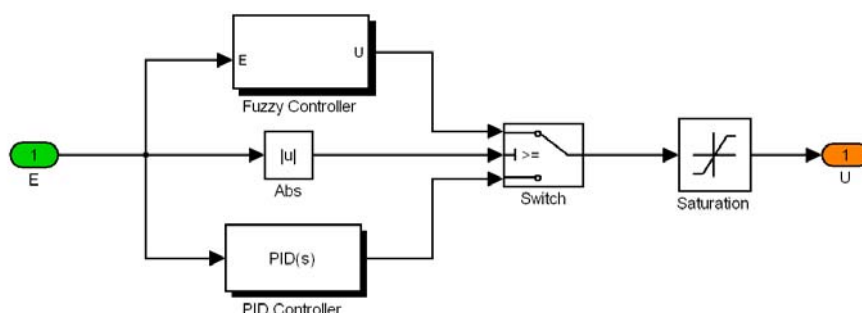


图 3-12 并联模糊 PID 控制器

并联模糊 PID 控制器的控制效果如图 3-13 所示，在两种典型路面状况下，1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环系统响应速度较快，超调量较小，稳态误差较小，控制效果比较理想。因此，在对 1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环控制中选取并联模糊 PID 控制器是比较合理的。

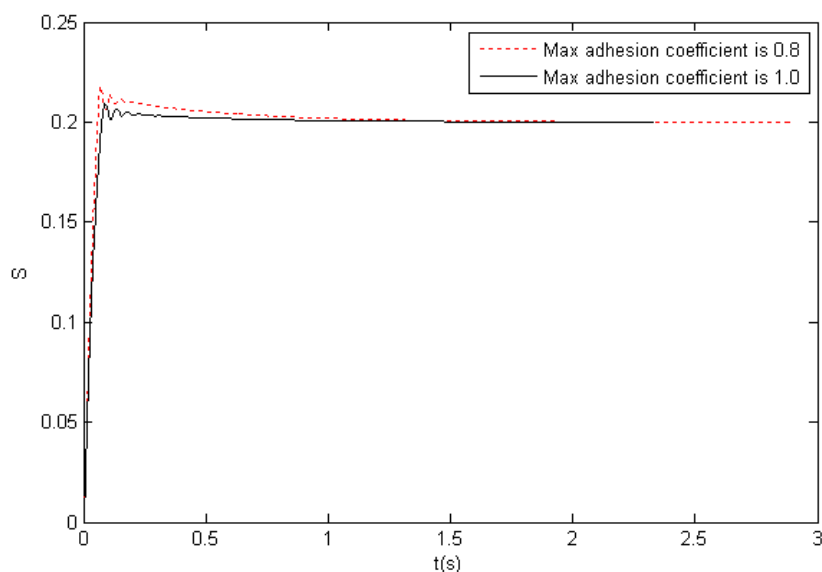


图 3-13 无夹紧力传感器的模糊 PID 控制器控制效果

1/4 车辆模型的无夹紧力传感器的闭环控制系统属于混合系统模型，其中 PMSM 为离散系统模型，1/4 车辆模型为连续系统模型，混合系统的仿真要考虑连续信号和离散信号采样时间之间的匹配问题，采用 Simulink 中的变步长连续求解器可解决该问题，试验中采用 ode23 求解方法。在仿真过程中，为了提高仿真速度，对附着系数 μ 与滑移率 S 曲线进行了线性化，对线性化前后的系统仿真结果对比发现，线性化没有对系统的仿真结果造成大的影响，系统仿真的速度加快较多。

3.3 无夹紧力传感器 1/2 车辆控制

3.3.1 1/2 车辆仿真平台搭建

在装有 EBD+ABS 制动系统的汽车上,制动开始后,EBD 首先开始工作,当车轮有抱死倾向时,ABS 开始工作^[50]。根据文献[51],在 EBD 制动阶段,前后轮制动器制动力按照 I 线(理想制动力分配曲线)进行制动力分配,才能取得理想的制动效果。因此,在 EBD 工作区域如何使前后轮制动器制动力分配曲线接近 I 线且始终处在 I 线下方,也是无夹紧力传感器的 EMB 系统需要解决的重要问题。

由图 2-6 可知,EBD 工作区域(即滑移率 S 小于阈值 S_c 时)为 $S-\mu$ 曲线的单调上升部分,所以在 EBD 工作区域内, $\mu=f(S)$ 存在单调反函数 $S=g(\mu)$ 。制动开始后,EBD 首先工作,通过车轮角速度传感器测得前轮加速度和总控制器提供的 1/2 车速计算得到前轮的滑移率,根据 $\mu=f(S)$ 得到前轮的地面附着系数 μ_f ,由公式(2-16)可得到前轮制动力 F_{bf} ($F_{bf}=F_{ff}$)。

据 I 线,应使前后轮制动器制动力 F_{bf} 和 F_{br} 能同时达到前后轮的附着力 F_{ff} 和 F_{fr} ,此时应满足 $\mu_f=\mu_r=z$,前后轮制动力分别等于其附着力。根据公式(2-10)(2-11)(2-14)(2-15)(2-20)前后轮制动力分配有如下关系^[50]:

$$F_{br} = \frac{1}{2} \left[\frac{mg}{h_g} \sqrt{L_r^2 + \frac{4Lh_g}{G} F_{bf}} - \left(\frac{mgL_r}{h_g} + 2F_{bf} \right) \right] \quad (3-3)$$

由公式(3-3)可计算得到后轮制动力 F_{br} ($F_{br}=F_{fr}$),由于前后轮制动力分配应始终处在 I 线以下^[19],其乘以一个缩放系数 K ($K \leq 1$) 后得到后轮的目标制动力 F_{br}^* ,根据公式(2-17)得到后轮应有的地面附着系数 μ_r ,然后根据图 2-6 所示的 $\mu-S$ 上升段的单调函数关系得到后轮的目标滑移率 S^* 。后轮目标滑移率的计算流程如图 3-14 所示:

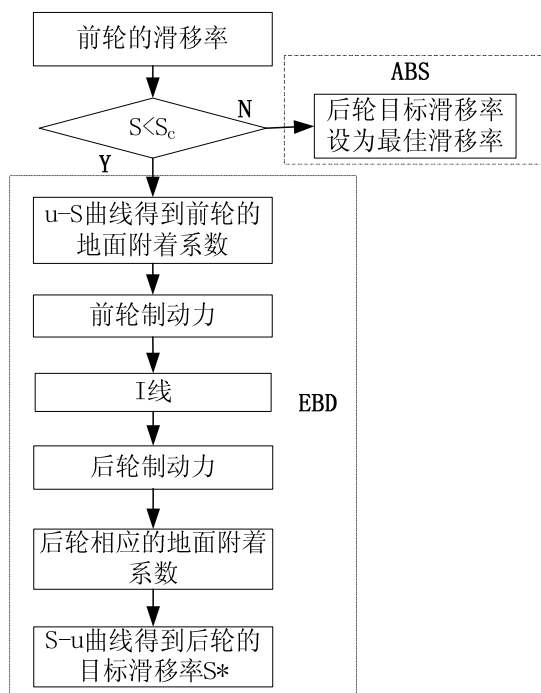


图 3-14 去压力传感器的后轮目标滑移率计算流程

根据以上理论，在 Simulink 中建立去夹紧力传感器的 1/2 车辆模型的 EBD 和 ABS 控制模块 main controller。如图 3-15 所示，它根据前轮的正压力 F_{zf} 、后轮的正压力 F_{zr} 和前轮的实际滑移率 S_f 计算后轮的目标滑移率 target S_r ，目标滑移率 target S_r 为预先设定值。其中， S_c 为 EBD 工作区域的滑移率阈值， S_0 为最佳滑移率， K 为确保前后轮制动力分配始终处在 I 线以下的缩放系数。

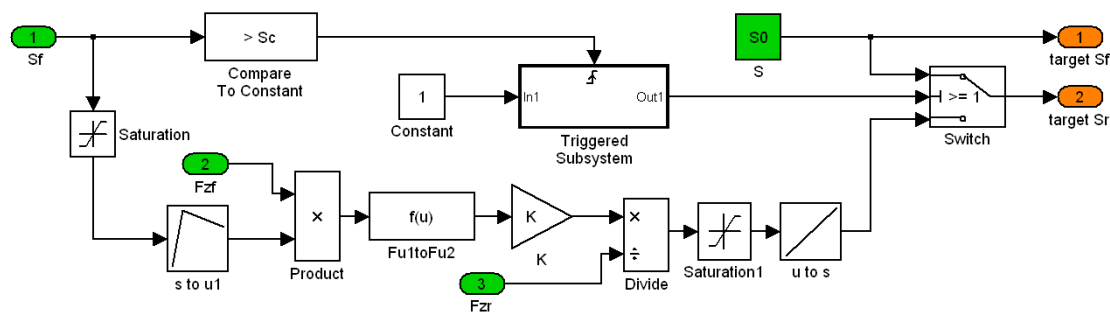


图 3-15 EBD 和 ABS 控制模块 main controller

图 3-16 为 1/2 车辆制动模型，该模型采用前向仿真的方法来验证制动间隙消除后，控制器对前后轮的制动力分配采取的控制策略的有效性和合理性。它主要由以下几个模块组成：在 EBD 和 ABS 制动时用来进行理想制动力分配的总控制模块 main controller，它根据前后轮的正压力 F_{zf} 和 F_{zr} 及前轮的实际滑移率 S_f 计算前后轮的目标滑移率 target S_f 和 target S_r ；前后轮 EMB 控制策略模块 control strategy f 和 control

strategy r，它们根据前后轮目标滑移率 $\text{target } S_f$ 和 $\text{target } S_r$ 与实际滑移率 S_f 和 S_r 的偏差输出相应的 PWM 斩波信号的占空比 U_f 和 U_r ，对于 control Strategy f 和 control Strategy r 依然采用 3.2.3 阐述的并联模糊 PID 控制器；前后轮电子机械制动器模块 subsystem f 和 subsystem r，它们根据控制器的控制信号 U_f (U_r) 调整输出制动转矩 T_f (T_r) 的大小，它们等同于 2.1.3 阐述的 Actuator 模块；1/2 车辆模块 1/2 vehicle model，它根据前一级模块提供的前轮制动转矩 T_f 和后轮制动转矩 T_r ，计算制动开始后 1/2 车辆模型的前后轮的正压力 F_{zf} 和 F_{zr} 、前后轮的实际滑移率 S_f 和 S_r 以及车辆的参考车速、车轮角速度、制动距离等车辆的运行状态。

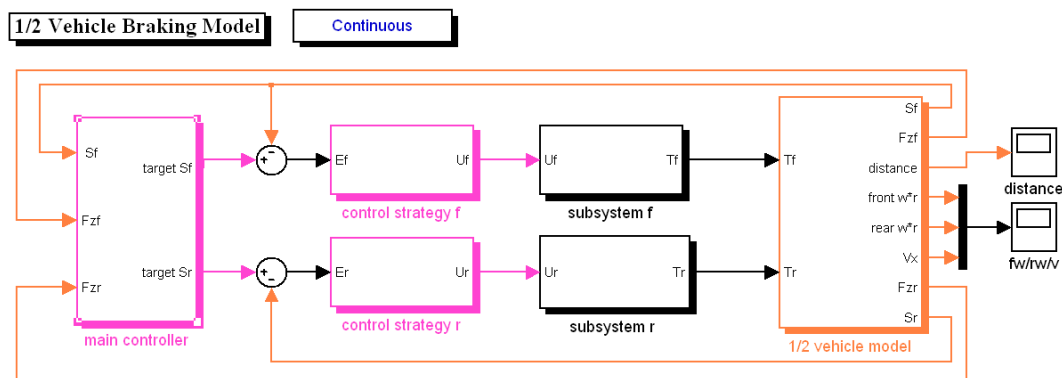


图 3-16 1/2 车辆制动模型

3.3.2 控制方案设计

在 1/2 车辆制动模型的基础上，进行上述制动力分配策略的验证。为了观测路况改变时，上述无夹紧力传感器的前后轮制动力分配方案的有效性，取路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 的两种典型状况进行仿真试验。

图 3-17 和图 3-19 所示的是在路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时制动开始后的目标滑移率随时间变化的仿真结果。图 3-18 和图 3-20 所示的是路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时制动过程中实际滑移率随时间变化的仿真结果。通过图 3-17、图 3-18、图 3-19、图 3-20 可以看到，制动的初始时刻，总控制器根据前文设计的去压力传感器的后轮目标滑移率的计算流程（图 3-14），调整后轮的目标滑移率。两种路况下，分别在 0.06s 和 0.05s 左右，后轮的实际滑移率达到设定的最佳滑移率 0.2，后轮有抱死的倾向时，EBD 制动结束，前后轮都以最佳滑移率为目标滑移率进行 ABS 制动，后轮的目标滑移率变为最佳滑移率 0.2。通过图 3-18 和图 3-20 可以看到，3.2.3 设计的并联模糊 PID 控制器在 1/2 车辆模型中的控制效果比较理想，在两种不同的

路况下系统的响应速度较快，超调量较小，稳态误差较小。

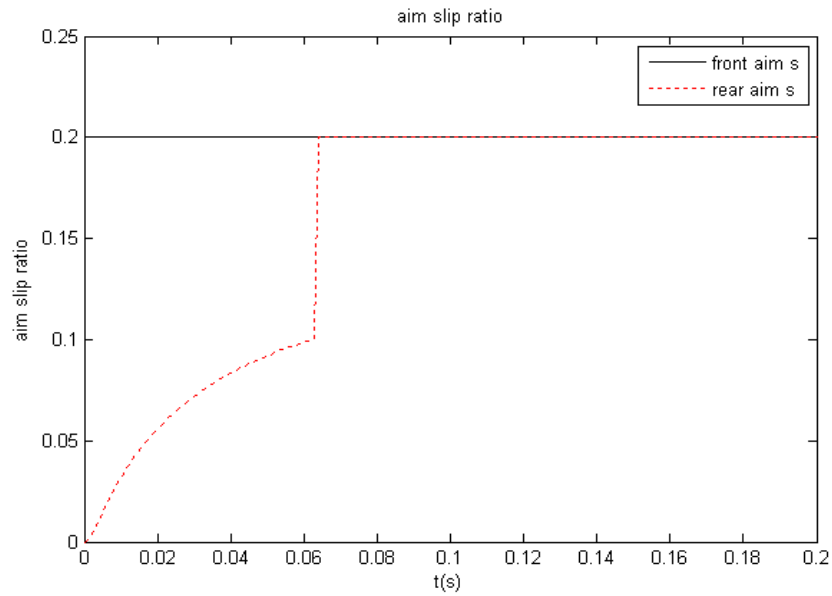


图 3-17 最大附着系数为 1.0 时目标滑移率变化图

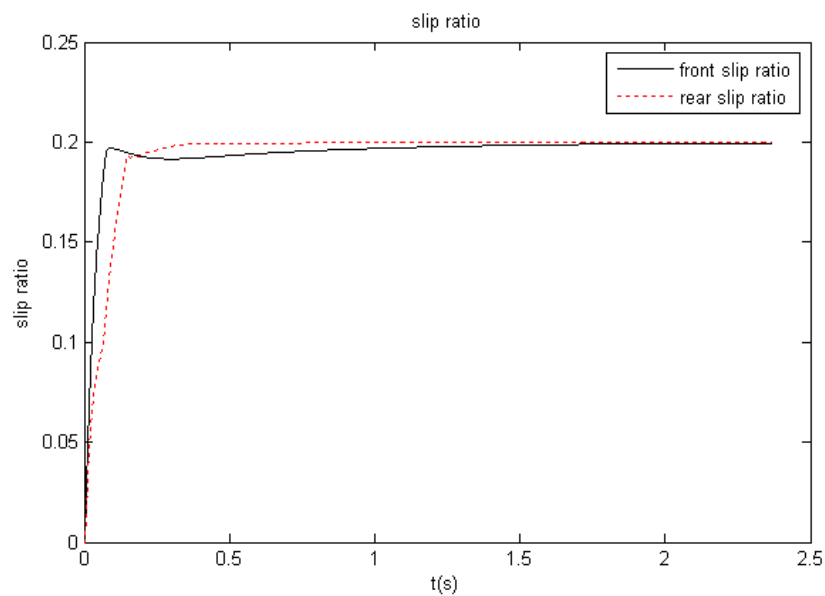


图 3-18 最大附着系数为 1.0 时实际滑移率变化图

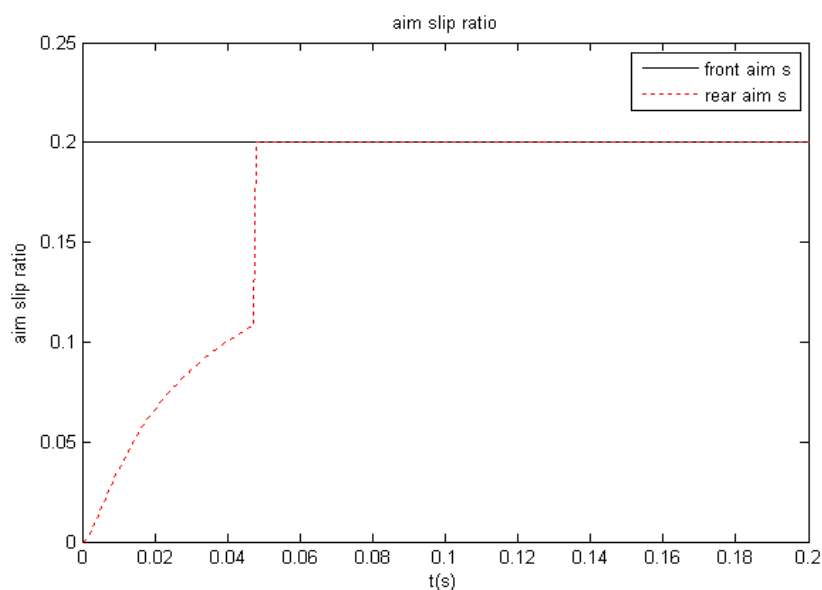


图 3-19 最大附着系数为 0.8 时目标滑移率变化图

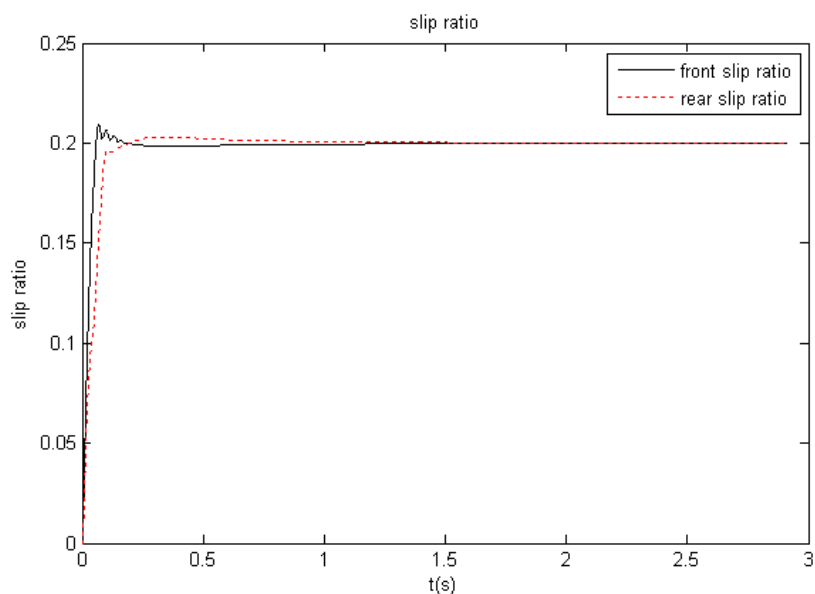


图 3-20 最大附着系数为 0.8 时实际滑移率变化图

图 3-21 和图 3-23 所示的是路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时，制动过程中前后轮转速（车轮角速度与车轮转动半径的乘积）、车速随时间变化的仿真结果。通过结果可以看出，制动开始后前后轮转速迅速下降，前轮转速下降快于后轮，前轮先于后轮抱死，这保证了制动时车辆的稳定性。在 EBD 制动阶段，前后轮制动器的目标制动力是变化的，前后轮的转速变化率不是恒定值，后轮滑移率达到一定值后，进入 ABS 制动阶段，前后轮制动器的目标制动力为恒定值，前后轮的转速变化率基

本恒定。在仿真实验中发现，当车速较低时滑移率的计算误差较大，因此当车速减小到 2m/s 时，停止仿真。图 3-22 和图 3-24 所示的是在路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时，制动过程中制动距离随时间变化的仿真结果，最大附着系数为 1.0 的路面与最大附着系数为 0.8 的路面相比，在制动时间和制动距离上都较小，这一点与实际情况相符。

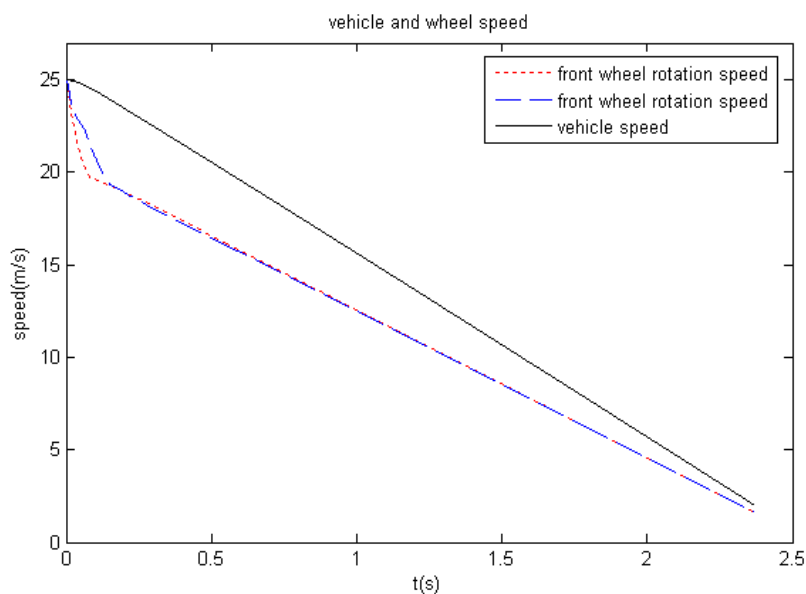


图 3-21 最大附着系数为 1.0 时前后轮转速、车速随时间变化图

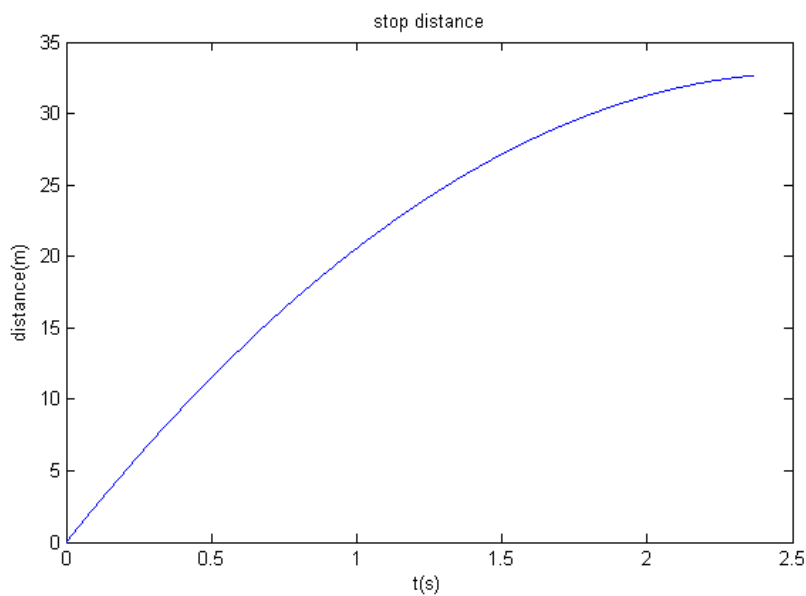


图 3-22 最大附着系数为 1.0 时 1/2 车辆制动距离随时间变化图

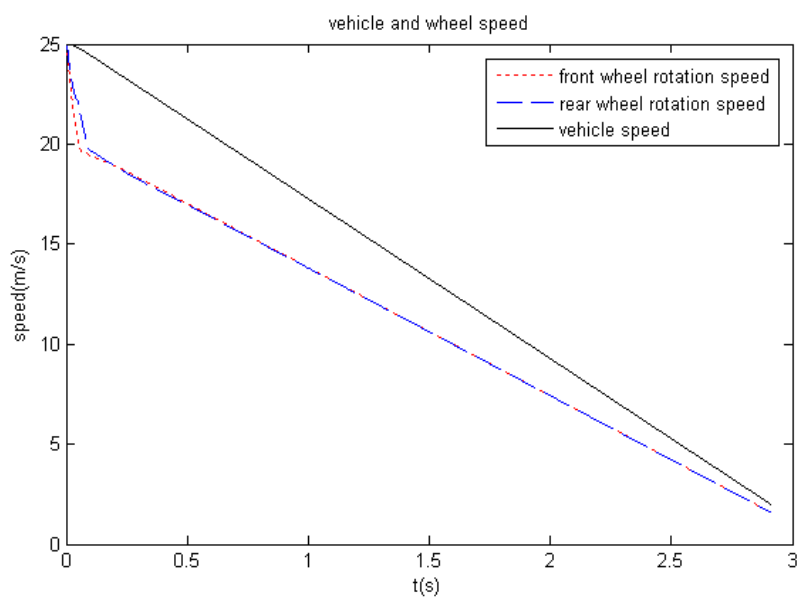


图 3-23 最大附着系数为 0.8 时前后轮转速、车速随时间变化图

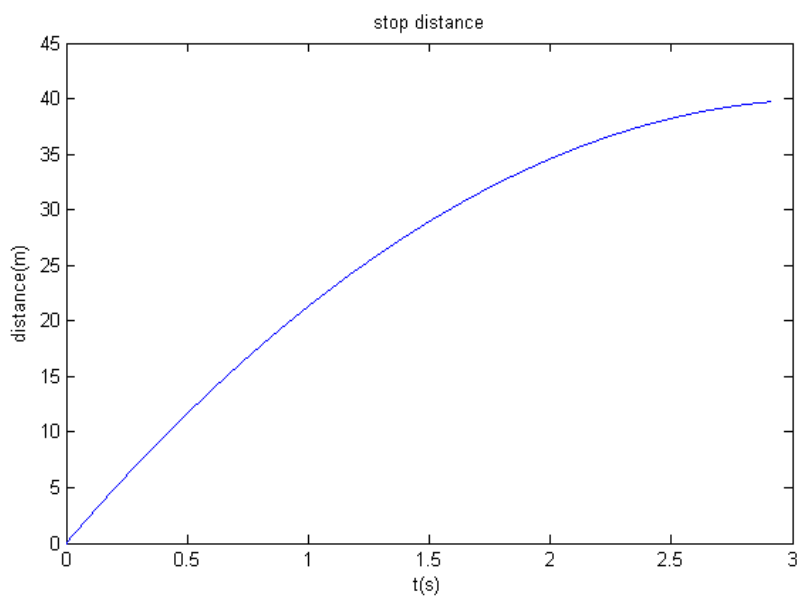


图 3-24 最大附着系数为 0.8 时 1/2 车辆制动距离随时间变化图

通过以上仿真结果可知，论文提出的基于滑移率的无夹紧力传感器的前后轮制动力分配方案在两种路况下均能实现 EBD 工作区域内前后轮制动器的制动力分配。

3.4 本章小结

本章进行了电子机械制动系统控制策略的设计与仿真，对整体控制架构进行了设计，提出了基于滑移率的无夹紧力传感器的 EMB 控制方案，并着重展开了以下两

方面工作:

- (1) 建立了 1/4 车辆制动控制模型。在此模型上,对提出的基于滑移率的无夹紧力传感器的 BLDCM 的闭环控制方案的控制策略进行了选取和验证,最终采用了并联模糊 PID 控制器。在滑移率偏差较大时采用模糊控制,当滑移率偏差较小时采用 PID 控制。仿真结果显示,系统超调量小,稳态误差小,控制效果比较理想。
- (2) 建立了 1/2 车辆制动控制模型。在 EBD 工作区域,利用滑移率 S 与路面附着系数 μ 的一一对应关系,按照 I 线对后轮分配目标滑移率 S^* 。仿真结果显示,提出的基于滑移率的无夹紧力传感器的前后轮制动力分配方案在两种典型路况下均能实现 EBD 工作区域内前后轮制动器的制动力分配。

4 无夹紧力传感器控制方案的效能分析

在第 3 章，系统地阐述了提出的新型的无夹紧力传感器的闭环控制方案并用仿真模型验证了该方案的合理性。为了说明无夹紧力传感器控制方案与有夹紧力传感器的控制方案的区别，本章搭建了有夹紧力传感器 EMB 的 1/4 车辆制动仿真模型，并使用第三章的参数进行仿真，对仿真结果进行对比分析。同时，为了验证制动力分配时实际制动力分配曲线（ β 线）是否满足理想制动力分配曲线（I 线）要求，在建立的 1/2 车辆制动模型中增加了相关的模块，对 β 线和 I 线进行了对比分析。

4.1 有夹紧力传感器的控制方案

有夹紧力传感器的控制方案控制 EMB 时，上层控制器根据车轮的正压力和目标滑移率等参数，计算出车辆需要的目标制动力 F_0 ，该目标制动力被送到夹紧力环作为外环的闭环控制系统中。同时，夹紧力传感器将制动器执行机构的实际夹紧力反馈给控制器，控制器控制 BLDCM 的依据是目标夹紧力 F_0 和实际夹紧力 F 的偏差。

文献[52]给出了无刷直流电动机连续堵转时的转矩公式：

$$T_h = 9.55 K_e I_k \quad (4-1)$$

其中， K_e 为反电势常数（文献中是指单位转速下的反电势值）， I_k 为电动机连续堵转时的电流，9.55 为功率-转矩转换常数， T_h 为连续堵转矩^[52]。

由公式（4-1）可知，理想堵转状态下电动机的转矩与堵转电流成线性关系，此时 BLDCM 的控制成为了线性系统的控制问题，线性系统的控制远远简单于无夹紧力传感器的非线性系统的控制。在 Simulink 中搭建系统的有夹紧力传感器 EMB 的 1/4 车辆制动模型如图 4-1 所示，其中 Target T 为目标制动力，它由上层控制器给出。

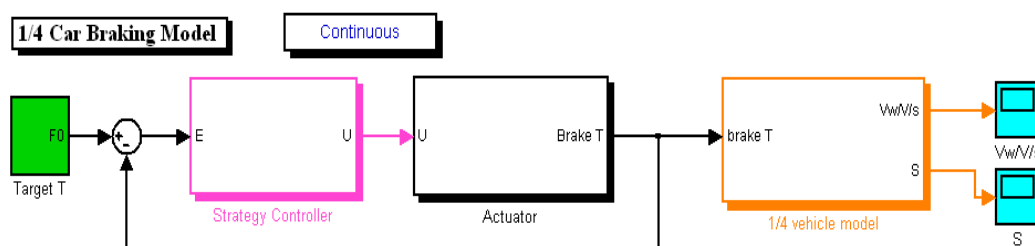


图 4-1 有夹紧力传感器 EMB 的 1/4 车辆制动模型

图 4-2 和图 4-3 显示的是路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时有夹紧力传感器的 PID 控制方案在制动过程中实际滑移率随时间变化的仿真结果。通过图 4-2 和图 4-3 的对比可知，路面最大附着系数的改变对有夹紧力传感器的 PID 控制器没有产生较大影响。

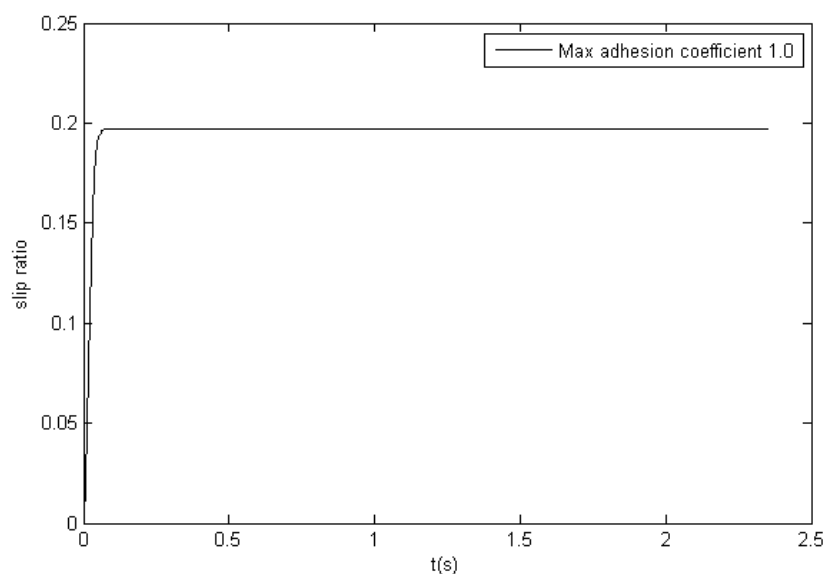


图 4-2 路面最大附着系数为 1.0 时 PID 控制器控制效果

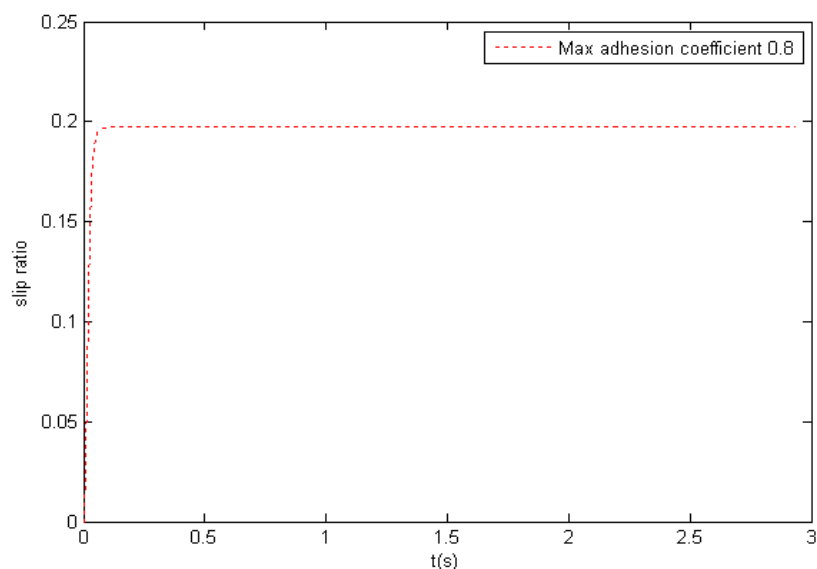


图 4-3 路面最大附着系数为 0.8 时 PID 控制器控制效果

图 4-4 和图 4-5 显示的是路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时有夹紧力传感器的模糊控制方案在制动过程中实际滑移率随时间变化的仿真结果。通过图 4-4 和图

4-5 的对比可知，路面最大附着系数的改变对模糊控制器没有产生较大影响。

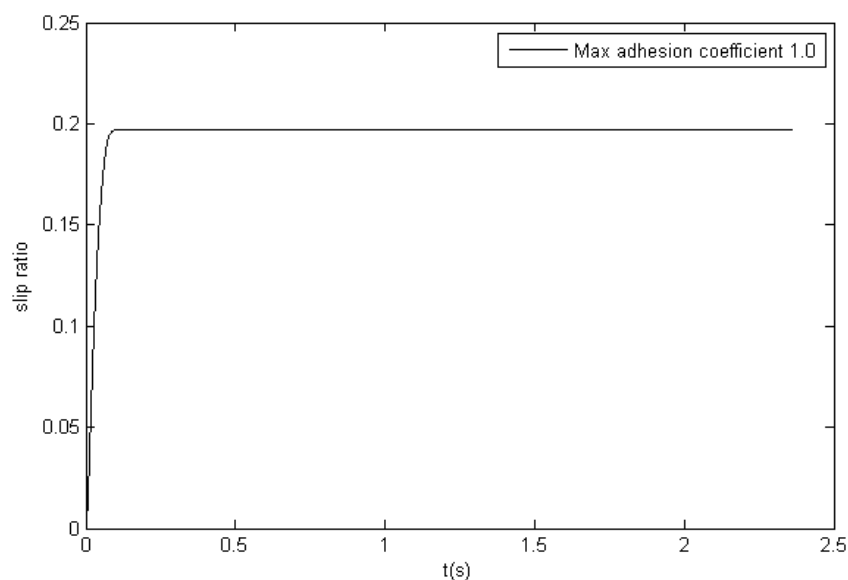


图 4-4 附着系数为 1.0 时模糊控制器控制效果

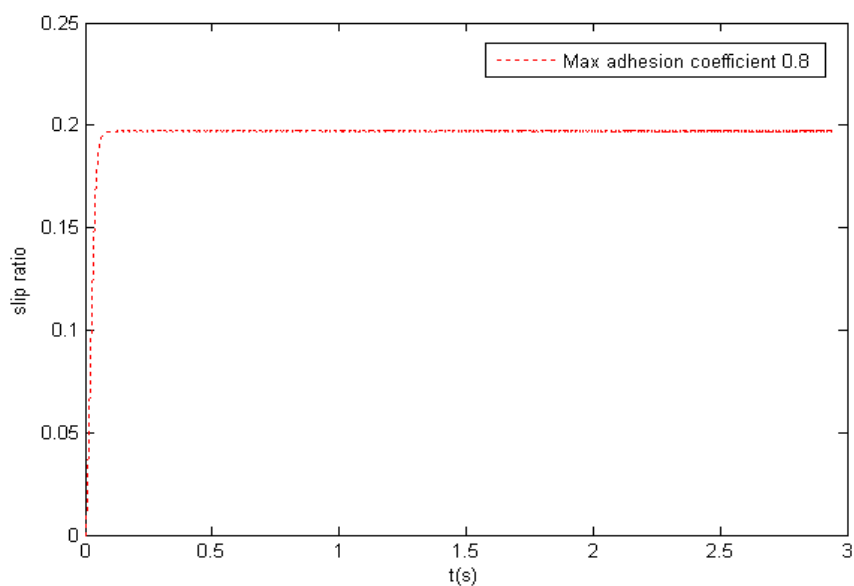


图 4-5 附着系数为 0.8 时模糊控制器控制效果

通过图 4-2、图 4-3、图 4-4、图 4-5 的仿真结果可以发现，无论是 PID 控制器，还是模糊控制器，系统都能达到理想的控制效果，这主要是由于理想堵转状态下 BLDCM 的控制成为了线性系统的控制问题，控制系统得到了简化。在 0.1s 左右系统达到稳定状态后，PID 控制系统和模糊控制系统的实际滑移率都存在较小的稳态误差，这是由于 PID 控制器的控制目标不再是与目标滑移率保持一致，而是与目标夹

紧力保持一致。模糊控制器本身就有难以消除较小稳态误差的缺陷。

从控制结果上看，当路面最大附着系数发生改变时，有夹紧力传感器的控制方案对路面有较好地适应性，控制效果较好。但是，进一步分析可知，有夹紧力传感器的控制方案控制 BLDCM 的依据是目标夹紧力和实际夹紧力的偏差，目标夹紧力是由上层控制器提供的。这种好的控制效果的根本原因是控制系统将目标滑移率的设定交给了上层控制器，因此上层控制器的设计好坏成为了系统能否达到理想控制效果的关键。

提出的无夹紧力传感器的闭环控制方案将目标夹紧力的设定与最终控制目标的结合为一体，在结构上简化了系统。在一般的制动控制中（非紧急抱死制动），控制器的目标滑移率可以根据电子制动踏板的开度来设置。

4.2 制动力分配的结果验证

对制动力分配结果的验证可以通过实际制动力分配曲线与理想制动力分配曲线进行对比。因此，在 1/2 车辆制动系统模型中，添加了理想制动力分配曲线（I 线）和实际制动力分配曲线（ β 线）的测量绘制模块。

通过仿真实验得到了 EBD 制动时路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时 I 曲线和 β 线的仿真结果：

图 4-6 和图 4-7 所示的是在路面最大附着系数分别为 1.0 和 0.8 时，EBD 理想制动力分配曲线和实际制动力分配曲线的仿真结果。通过对比 I 线和 β 线， β 线始终处在 I 线的下方，且 β 线比较接近于 I 线，满足前后轮制动力的分配要求。

通过图 4-6 和图 4-7 可以观察到，在路面最大附着系数的辨识满足要求的情况下，无夹紧力传感器的前后轮制动力分配方案能在不同的路况下实现理想的制动力分配。

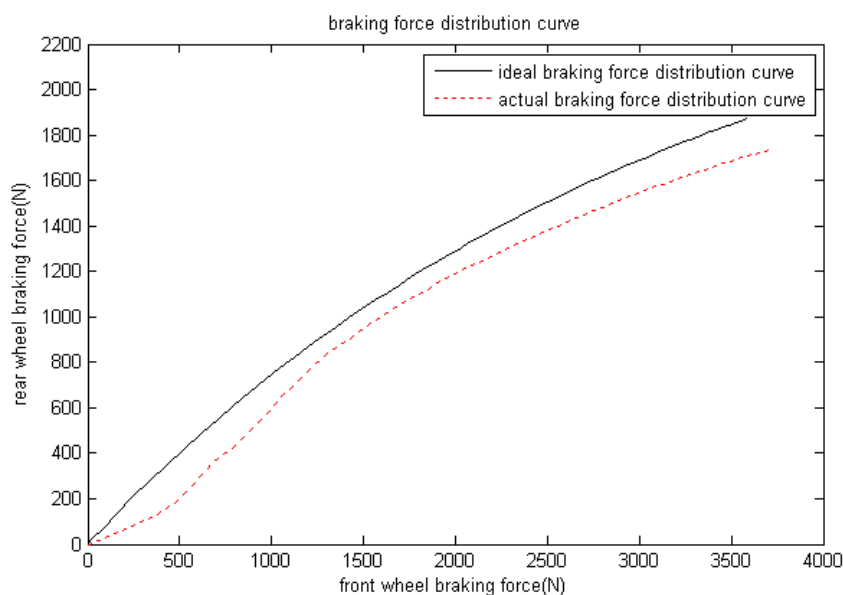


图 4-6 最大附着系数为 1.0 时制动力分配图

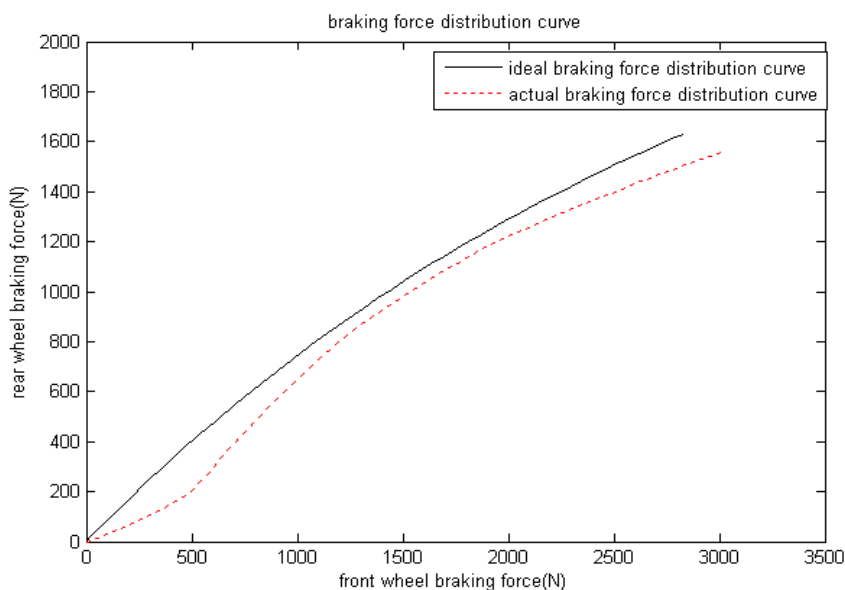


图 4-7 最大附着系数为 0.8 时制动力分配图

4.3 本章小结

本章对电子机械制动系统的无夹紧力传感器的控制方案的效能进行了分析。利用 1/4 车辆制动模型对有夹紧力传感器的控制方案进行了仿真。结果显示，有夹紧力传感器的控制方案对路面有较好地适应性。但是，这种好的控制效果的根本原因是控制系统将目标滑移率的设定交给了上层控制器，上层控制器的设计好坏成为了有

夹紧力系统设计成败的关键。因此，本研究提出的控制方案与有夹紧力传感器的控制方案将相比结构简化，效果良好。在建立的 1/2 车辆制动模型中增加了相关的模块，对 β 线和 I 线进行了对比分析。通过对比 I 线和 β 线， β 线始终处在 I 线的下方，且 β 线比较接近于 I 线，满足前后轮制动力的分配要求。

5 总结和展望

本文首先介绍了电子机械制动系统研究的背景和意义，将国内研究状况与国外进行了对比，最后指出了夹紧力的控制是 EMB 研究的关键技术，因此本课题开展夹紧力的控制研究具有重大意义。

接着用 Matlab/Simulink 平台搭建了电子机械制动系统的模型。选用了方波驱动的两相导通星形三相 6 状态工作方对 BLDCM 进行了建模，建立了 1/4 车辆模型和 1/2 车辆模型。对电子机械制动系统整体控制架构进行了设计，提出了基于滑移率的无夹紧力传感器的 EMB 控制方案，最终采用了并联模糊 PID 控制策略和基于滑移率的无夹紧力传感器的前后轮制动力分配方案。

最后对电子机械制动系统的有、无夹紧力传感器的控制方案的效能进行了分析。结果显示，有夹紧力传感器的控制方案对路面有较好地适应性。但是，这种好的控制效果的根本原因是控制系统将目标滑移率的设定交给了上层控制器，上层控制器的设计好坏是有夹紧力系统设计的关键。

本研究提出的控制方案与有夹紧力传感器的控制方案将相比结构简化，效果好。通过对比 I 线和 β 线， β 线始终处在 I 线的下方，且 β 线比较接近于 I 线，满足前后轮制动力的分配要求。

研究在以下方面取得了成果：

- (1) 搭建了 EMB 系统的仿真平台，该平台按照模块化的思路搭建，既可以进行电动机启动状态的仿真，也可以进行理想堵转状态下（堵转后电动机转速立即减小为零）电动机转矩控制的仿真，以及非理想堵转状态下（堵转时电动机转速较小） EMB 系统的仿真。
- (2) 对 1/4 车辆模型的电子机械制动系统设计新型的控制架构，实现了将实际滑移率控制在目标滑移率附近的控制目标。设计出的控制架构在控制过程中不用考虑电动机电磁转矩的大小，以目标滑移率作为控制目标，简化了系统的结构。
- (3) 提出了基于模糊 PID 的无夹紧力传感器的电子机械制动系统的控制策略，并用 1/4 车辆模型和 1/2 车辆模型在两种典型路面状况下进行了初步验证，结果表明系统响应速度较快，超调量较小，稳态误差较小，控制效果比较理想。
- (4) 针对无夹紧力传感器情况下的前后轮制动力分配，提出了新型的通过滑移率分配制动力的控制方案。该方案不需要外加其他传感器，利用现有的车轮角速度传感

器就可以很好地使 EBD 控制系统与 EMB 系统进行整合。在两种典型路况下， β 线始终处在和 I 线的下方，且 β 线比较接近于 I 线，满足前后轮制动力的分配要求。

提出的基于模糊 PID 控制的无夹紧力传感器的新型控制方案达到了预期的制动效果，现阶段的研究成果将为下一步的研究打下基础。由于提出的新型控制方案不需要夹紧力传感器，因此该控制方案也可以作为有夹紧力传感器的电子机械制动器的夹紧力传感器失效时的冗余控制。同时，由于去掉了夹紧力传感器，降低了电子机械制动系统的成本，也减小了系统硬件故障的风险。总体来说，基于模糊 PID 控制的无夹紧力传感器的电子机械制动系统的控制方案在未来的电子机械制动系统开发应用中具有很大的市场和潜力。

致 谢

自从参与《基于线控技术的电子机械制动器的研制及产业化》课题研究以来，至今已有将近两年时间。在这近两年的时间里，我从一个对机电一体化及控制策略设计一窍不通的人成长成为一个能够熟练地进行机电一体化系统建模与仿真并对其控制策略进行设计验证的初级人员。时至今日，回首之时倍感欣慰。

首先要感谢导师何保华老师，是他给我提供了一个具有项目支撑的良好科研平台，给我创造了好的硬件环境和软件环境。在这两年多的学习过程中，何老师对我的培养尽职尽责。从刚开学时候的选课以及“不挂科”的叮嘱要求，到后来解决电脑配置的实际问题，都对我的研究生阶段的发展有很大帮助。何老师还关注我的全面发展，在科研之外，还给我创造了在学院做助管的良好实践机会，这段实践经历对我的做事、做人都有所启发和帮助，对我今后的发展来说，大有益处，在此向他表示深深地感谢！

同时要感谢李顶根老师，在两年的项目进展过程中，他教会了我分析问题，解决问题的办法。从开始进入课题研究时的资料零基础，到现在积累了大量的详实的电子机械制动系统开发的文献资料；从开始进入课题研究时的研究平台零基础，到现在搭建了详细的电子机械制动系统开发的仿真模型。整个过程中都离不开李老师的悉心指导。李老师勤奋上进的拼搏精神和科学严谨的治学态度，都是我应该学习的良好品质。在李老师的带领下，我有机会认识了一大批对电子机械制动建模、仿真、控制有所造诣的学长、专家，从他们身上我学到了不少解决问题的技巧和方法。这些都是我今后成长过程中的宝贵财富！

最后还要感谢在毕业设计中给予我关心和帮助的同学、朋友，以及在百忙之中审阅我的论文和参加我的论文答辩的各位专家、老师！

张绿原

2012 年 1 月

参考文献

- [1] 许伍洲, 张兴旺. 汽车线控制动技术. 北京汽车, 2006.NO.6
- [2] 杨海波. 电子液压制动系统(EHB)发展现状. <http://www.chinaauto.com.cn/industry/qykj/338264.html>, 2011.7
- [3] 姚波, 曲万达, 何耀华. 汽车电子液压制动系统. 客车技术与研究, 2007 (2)
- [4] 张猛, 宋健. 电子机械制动系统发展现状. 机械科学与技术, 2005 (2)
- [5] 中国汽车工业协会. <http://www.cinn.cn/wzgk/wy/224246.shtml>. 2011.01
- [6] Richard Shemanske. Electronic Motor Braking. Transactions on Industry Applications(IEEE), vol. IA-19, NO. 5, 1983.9-10
- [7] Christof Maron, Thomas Dieckmann, Stefan Hauck et al. Electromechanical Brake System: Actuator Control Development System. International Congress & Exposition Detroit, Michigan, 1997.02
- [8] James Scobie, Mark Maiolani and Mark Jordan. A Cost Efficient Fault Tolerant Brake By Wire Architecture. SAE 2000 World Congress, Detroit, Michigan, 2000.03
- [9] Chris Line, Chris Manzie and Malcolm Good .Control of an Electromechanical Brake for Automotive Brake-By-Wire Systems with an Adapted Motion Control Architecture. SAE Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference and Exhibition, 2004.05
- [10] Chris Line, Chris Manzie, and Malcolm C. Good. Electromechanical Brake Modeling and Control: From PI to MPC. Transactions on Control Systems Technology, VOL.16, NO.3, 2008.03
- [11] Stephen Saric, Alireza Bab-Hadiashar, Johannes van der Walt. Estimating clamp force for brake-by-wire systems: Thermal considerations. Mechatronics, 2009(19)
- [12] Chihoon Jo, Sungho Hwang, and Hyunsoo Kim. Clamping-Force Control for Electromechanical Brake. Transactions on Vehicular Technology, VOL.59, NO.7, 2010.09
- [13] 何仁, 金文伟. 汽车电子机械制动器的效能分析. 江苏大学学报(自然科学版), 2007.05
- [14] 汪洋. 车辆电控机械制动系统的设计与分析: [硕士论文]. 南京: 南京航空航天大学图书馆, 2005.12
- [15] 赵春花. 汽车电子机械制动系统执行机构的设计研究: [硕士论文]. 南京: 南京理

工大学图书馆, 2009.10

- [16]曲万达. 汽车线控制动之硬件系统研究: [硕士论文]. 武汉: 武汉理工大学图书馆, 2006
- [17]刘刚,宋健. EMB 硬件在环仿真试验台. 汽车工程, 2006 (10)
- [18]杨坤,李静,郭立书等. 汽车电子机械制动系统设计与仿真. 农业机械学报, 2008.08
- [19]杨坤,李静,李幼德等. 基于汽车电子机械制动系统的 EBD/ABS 研究. 系统仿真学报, 2009.03
- [20]Stephen Saric, Alireza Bab-Hadiashar, and Reza Hoseinnezhad. Clamp-Force Estimation for a Brake-by-Wire System: A Sensor-Fusion Approach. Transactions on Vehicular Technology, vol.57, NO.2, 2008.03
- [21]Gustafsson F. Estimation and Change Detection of Tire-Road Friction Using the Wheel Slip. Proceedings of the 1996 IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design, Dearborn, MI, 1996.
- [22]Wang J, Alexander L, Rajamani R. Friction Estimation on Highway Vehicles Using Longitudinal Measurements. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2004 (126)
- [23]刘力,罗禹贡,李国强. 基于归一化轮胎模型的路面附着系数观测. 清华大学学报 (自然科学版), 2009 (49)
- [24]MATLAB. <http://baike.baidu.com/view/10598.htm>. 2011.11
- [25]SIMULINK. <http://baike.baidu.com/view/584919.htm>. 2011.09
- [26]无刷直流电机. <http://baike.baidu.com/view/5583572.htm>. 2011.04
- [27]张琛编. 直流无刷电动机原理及应用. (第一版). 北京: 机械工业出版社,1996
- [28]刘刚,王志强,房建成. 永磁无刷直流电机控制技术与应用. (第一版). 北京: 机械工业出版社,2008.
- [29]郭庆鼎,赵希梅编著. 直流无刷电动机原理与技术应用. (第一版).北京: 中国电力出版社,2008
- [30]李广伟. 无刷直流电机的直接转矩控制研究: [硕士论文]. 太原: 太原科技大学图书馆, 2009
- [31]Matlab7.11,Help(SimPowerSystems/Blocks/Machines/Permanent Magnet Synchronous Machine),2010
- [32]Göteborg, Sverige. BLDC Motor Modelling and Control - A Matlab®/Simulink

- ® Implementation: [Master Thesis]. Stefán Baldursson ,2005.05
- [33]汪小锋. 基于 PWM 的直流无刷电机控制系统:[硕士论文]. 南京: 南京理工大学图书馆,2008
- [34]李开春. 基于车轮滑移率的 ABS 控制算法研究:[硕士论文]. 江苏镇江: 江苏大学图书馆,2006.06
- [35]刘建宏. 商用车防抱死制动系统的电子控制单元研究与开发:[硕士论文]. 长春: 吉林大学图书馆,2008
- [36]倪定洲, 乔毅, 孙再信. 混合动力汽车驱动系统仿真. 汽车工程师, 2010.10
- [37]欧阳惠斌, 阳武娇. PID 参数整定法的仿真. 计算机仿真, 2007.07
- [38]陶永华. 新型 PID 控制及其应用 .工业仪表与自动化装置, 1997 (4)
- [39]金奇, 邓志杰. PID 控制原理及参数整定方法. 重庆工学院学报(自然科学), 2008.05
- [40]李少远,王景成. 智能控制. (第一版).北京: 机械工业出版社, 2005
- [41]闫新等编著. MATLAB 模糊工具箱的分析与应用. (第一版).北京: 科学出版社,2001
- [42] Gustafsson F. Estimation and change detection of tire-road friction using the wheel slip [C]. Proceedings of the 1996 IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design Dearborn, MI, 1996
- [43]席爱民. 模糊控制技术. (第一版). 西安: 西安电子科技大学出版社,2008
- [44]董期林. 基于模糊自整定 PID 控制器的直流电机伺服系统的仿真研究. 机床与液压, 2009.02
- [45]刘金琨. 智能控制. (第二版) .北京: 电子工业出版社,2009.07
- [46]<http://www.ilovematlab.cn/viewthread.php?action=printable&tid=32483>. 2009.04
- [47]张 鹏,方康玲,邓华昌. 一种基于遗传算法的模糊控制器研究. 机械设计与制造, 2009 (12)
- [48]蔡自兴. 智能控制原理与应用. (第一版). 北京: 清华大学出版社, 2007
- [49]Fuzzy-simulink 有关模糊 PID 问题概述, <http://www.ilovematlab.cn/viewthread.php?action=printable&tid=32483>,2009.04
- [50]唐亮. 轻型汽车电子机械制动系统的控制策略和算法研究: [硕士论文].长春: 吉林大学图书馆,2008
- [51]吴光强. 汽车理论. (第一版). 北京: 人民交通出版社,2007.02

[52]张文海. 用反电势系数计算直流力矩电机堵转转矩的公式. 微特电机, 2004 (4)

附录 仿真中使用的参数

EBD 的工作阈值 $S_c=0.18$;

路面最佳滑移率 0.2;

电动机电源电压 42V;

电动机相电阻 0.66ohm;

电动机相电感 0.02H;

电动机转轴惯量 $1\text{kg}\cdot\text{m}^2$;

电动机极对数 3;

1/2 车重 7350N;

1/4 车重 3675N;

车轮半径 0.40m;

车轮惯量 $2.06\text{kg}\cdot\text{m}^2$;

仿真初始车速 25m/s;

仿真终止车速 2m/s;

前轮到质心距离 1.4m;

后轮到质心距离 1.6m;

质心距地面高度 0.5m.