

图书分类号 U463.4 密级 非密
UDC _____

硕 士 学 位 论 文

基于 ADAMS 和 MATLAB 电动助力转向系统控制策略研究

孙经瑞

指导教师（姓名、职称） 张翼 副教授

申请学位级别 工学硕士

专业名称 车辆工程

论文提交日期 ____年__月__日

论文答辩日期 ____年__月__日

学位授予日期 ____年__月__日

论文评阅人 _____

答辩委员会主席 _____

2013 年 4 月 19 日

原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在指导教师的指导下，独立进行研究所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含其他个人或集体已经发表或撰写过的科研成果。对本文的研究作出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：_____ 日期：_____

关于学位论文使用权的说明

本人完全了解中北大学有关保管、使用学位论文的规定，其中包括：
①学校有权保管、并向有关部门送交学位论文的原件与复印件；②学校可以采用影印、缩印或其它复制手段复制并保存学位论文；③学校可允许学位论文被查阅或借阅；④学校可以学术交流为目的，复制赠送和交换学位论文；⑤学校可以公布学位论文的全部或部分内容（保密学位论文在解密后遵守此规定）。

签 名：_____ 日期：_____

导师签名：_____ 日期：_____

摘 要

电动助力转向系统（EPS）是近些年出现的一种先进的汽车动力转向系统，此系统与机械式转向系统和液压助力转向系统相比，它有着节能、环保、结构简单、自重较轻、布置灵活等优点。本文的研究目的是通过仿真软件中建立的整车模型和控制模型，来验证所建立的控制策略的合理性。

本文同过查阅了大量的国内外资料，获取了国内外电动助力转向系统的发展状况和国内外一些研究机构以及高校在电动助力转向领域对控制策略及方法所开展的研究；通过对 Adams/Car 和 Matlab/Simulink 软件的调研获取了其在虚拟样机及控制方法研究方面的应用。

采用了 Adams/Car 软件模块进行了整车模型的建立，模型中包括转向系统、前悬架、后悬架、轮胎和车身子系统等模型，通过给定的参数和编辑的轮胎、路面特性文件，建立并完成了本文所需的整车模型；通过转向盘角脉冲试验验证了仿真模型的正确性。

在 Matlab/Simulink 软件模块中建立了电动助力转向系统的控制仿真模型，模型中包括助力特性曲线模型、自适应模糊 PID 控制模型、电动机模型、脉冲控制模型等；在模型中通过仿真分析的对比，确定了本文所使用的自适应模糊 PID 控制策略。

在上述仿真模型的基础上，将其耦合建立了机电联合仿真模型，在控制策略研究中选用传统的 PID 控制方法和自适应模糊 PID 控制方法进行了电动助力转向系统的工作过程仿真研究；通过汽车的操纵稳定性仿真试验，对常规 PID 控制和自适应模糊 PID 控制进行了比较，得到了自适应模糊 PID 控制更加优异，因此本文所建立的自适应模糊 PID 控制策略是符合本文研究的目的。

关键字： 电动助力转向系统 ， 助力特性， 控制策略， 联合仿真

The Control Strategy Research for Electric Power Steering System Based on ADAMS and MATLAB

Abstract

The electric power steering system (EPS) is an advanced automotive power steering system which arising recently. Compared with the traditional mechanical hydraulic steering system and hydraulic steering system, it has many advantages such as saving energy, protecting environment, simple structure, reducing weight and flexible layout. The purpose of this paper is through the simulation software to establish the full vehicle model and control model, established to verify the rationality of the control strategy.

Consulting large number of date both at home and abroad in this paper, and gaining the development condition of electric power steering system and at the same time achieving the development condition on the control strategy and study method in the field of electric power steering in some research institutions and colleges both at home and abroad; Based on Adams/Car and Matlab/Simulink software research for its in the application virtual prototype and the control method research.

Adopting Adams/Car to build full vehicle model, it include: steering system, front suspension, rear suspension, tire, vehicle subsystem model and so on; Then also through the given parameters and edit the tiers and pavement properties file, the full vehicle model is established in this paper and through the steering wheel angle pulse test to verify the validity of the simulation model.

In the Matlab/Simulink software the control simulation model of the electric power steering system is established, and the model includes assist characteristics curve model, adaptive fuzzy PID control model, motor model, impulse control model, etc.; In the model through the comparison of the simulation analysis, and determining the adaptive fuzzy PID control strategy is used in paper.

On the basis of the simulation model, the coupled electrical and mechanical joint

simulation model is established, in the study of control strategy with traditional PID control method and the adaptive fuzzy PID control method for electric power steering system of the working process of the simulation study; Through the car's handling stability simulation test, the conventional PID control and the adaptive fuzzy PID control are compared, the adaptive fuzzy PID control is more outstanding, therefore the adaptive fuzzy PID control strategy established in this paper is in line with the purpose of this study.

Keywords: Electric power steering system; Assist characteristic; Control strategy; Co-simulation

目 录

1 绪论	
1.1 前言	1
1.2 国内外发展状况	1
1.2.1 国外发展状况.....	1
1.2.2 国内发展状况.....	2
1.3 转向系统的发展历程.....	3
1.3.1 机械式转向系统.....	4
1.3.2 液压助力转向.....	4
1.3.3 电控液压助力转向系统	5
1.3.4 线控转向系统.....	5
1.4 本章小结	6
2 电动助力转向系统	
2.1 电动助力转向系统简介	7
2.1.1 电动助力转向系统的结构和工作原理 ^[19]	7
2.2.2 电子控制单元 (ECU)	8
2.2.3 电机	9
2.2.4 减速机构	9
2.2.5 电动助力转向的分类	10
2.2.6 电动助力转向系统的核心关键技术	10
2.3 本章小结	11
3 整车动力学模型的建立	
3.1 软件 ADAMS 的简介.....	12
3.2 基于 ADAMS/CAR 的整车模型的建立.....	13
3.2.1 转向系统的建模.....	14

3.2.2	前后悬架模型的建立	15
3.2.3	轮胎模型的建立	17
3.2.4	路面谱的建立	18
3.2.5	车身子系统模型及其它子系统的建模	19
3.2.6	整车模型的建立	20
3.3	整车模型的验证	21
3.3	本章小结	22
4	助力特性分析及控制策略建模	
4.1	电动助力转向系统助力特性的确定	23
4.1.1	助力特性的基本概念	23
4.1.2	助力特性的分析和要求	23
4.2	三种助力特性曲线	24
4.2.1	直线型助力特性曲线	25
4.2.2	折线型助力特性曲线	26
4.2.3	曲线型助力特性曲线	27
4.3	直线助力特性曲线的确定	27
4.3.1	T_1 和 T_2 参数的确定	28
4.3.2	最大阻力矩 T_{rmax} 和最大助力矩 T_{amax} 的确定	29
4.3.3	车速感应系数 K_v	29
4.4	电动助力转向系统建模	33
4.4.1	控制软件 MATLAB 的介绍	33
4.4.2	电动机模型的建立	34
4.4.3	控制策略建模	36
4.4.4	仿真分析验证	44
4.5	本章小结	45
5	联合仿真分析及验证	
5.1	联合仿真的介绍	46

5.1.1 联合仿真步骤的实现	47
5.1.2 联合仿真分析验证	49
5.2 操纵稳定性的介绍	51
5.2.1 汽车操纵稳定性的评价方法	51
5.2.2 汽车操纵稳定性的评价指标	51
5.2.3 汽车操纵稳定性的试验方法	52
5.4 汽车操纵稳定性的仿真分析	52
5.4.1 转向盘转角脉冲输入试验	52
5.4.2 汽车低速转向回正试验	54
5.4.3 汽车高速转向回正试验	55
5.4.4 汽车稳态回转试验	56
5.5 本章小结	57
6 总结与展望	
6.1 本文总结	59
6.2 展望与建议	59

参考文献

攻读硕士学位期间发表的论文及所取得的研究成果

致谢

1 绪论

1.1 前言

随着现代汽车技术的迅猛发展，人们对汽车的安全性的要求越来越高，同时也就对汽车的操纵稳定性的要求逐渐提高。转向系统是保证汽车安全行驶的子系统之一，它直接影响了汽车的操纵稳定性和舒适性，确保了汽车的安全驾驶和改善了驾驶员的舒适性驾驶。汽车转向系统经历了纯机械式转向系统、液压式转向系统、电液式转向系统，到现在已经被广泛应用的电动助力转向系统（Electric Power Steering System）。

动力转向系统就是在原有的机械转向系统中增加一套动力装置，它把驾驶员力矩以及动力装置的力矩作为动力源。在正常的情况下，大部分的转向力矩是由动力装置通过电动机向转向系统提供的，只有少部分的转向力矩由驾驶员提供，若是动力装置发生失效时，驾驶员仍能通过机械转向系统提供转向力矩，防止了事故的发生。

1.2 国内外发展状况

1.2.1 国外发展状况

电动助力起步很早，但是由于成本原因，一直很难设计生产出性能和价格比上可以与液压助力转向系统相匹敌的转向系统。经过近些年的发展，EPS 已经取得了巨大发展，如本田 Accord 和菲亚特的 Punto 等普通轿车已经安装 EPS，本田甚至还在其 AucarNSX 赛车上装备了电动助力转向系统。电动助力转向的助力型式也从低速范围向全速范围助力型式发展，Delphi 和 Punto 车开发的电动助力转向属于全速范围助力型，其控制型式与功能也进一步加强，并且首次设置了两个开关，其中一个用于郊区，另一个用于市区。日本早期的电动助力转向仅在车速较低和汽车停止时提供助力，高速时它就会停止工作。现代的电动助力转向不仅在车速较低和停车时提供转向助力，而且还能在高速时提高汽车的操纵稳定性。如铃木公司装备的一款是一个负载——路面——车速感应型助力转向系统。

在早期的电动助力转向系统的研究和开发中，普遍采用的控制方法是：采用 PID 控制器对电动机电流进行闭环控制，从而来实现转向系统的助力控制。在 PID 控制逻辑方

法中,存在以下问题:如PID各项参数需要大量的实验来确定,获得最优参数要耗费大量的时间;系统抗干扰性能较差,容易在转向时产生振动,最佳助力比的提高受到限制;转向路感不易调整。为了获得较好的电流控制的方法,从而提高转向系统的性能,国内外专家学者将更加先进的控制理论应用于电动助力转向系统,从而在实现电动助力转向系统基本助力的基础上,开始对如何获得良好的路感和回正性能进行了研究,同时在抑制路面噪声、传感器噪声以及提高系统的鲁棒性等方面进行了大量的实验。

为了提高电动助力转向系统的性能,国外许多专家学者采用现代先进控制理论对EPS进行试验研究。例如,A.T.Zzremba等人将H2最优控制理论应用于EPS系统,从而获得了良好的路感,在通过仿真和台架试验的结果对比,验证了控制系统的效果是良好的。Masahiko Kurishige等人提出了改善方向盘回正性能的一种控制方法:它是通过对回正力矩进行预估计来达到对电机电流进行补偿控制,并通过实车试验验证了算法的有效性。Manu Pamar等人讨论了EPS的最优控制方法,并提出了不需要扭矩传感器的EPS系统控制方法。Yasuo Shimizu等人采用了鲁棒控制方法来减少电动机的惯性对EPS性能的影响,从而达到了满意的效果。M.Moradkhani等人应用鲁棒回路形成控制方法来提高EPS系统的鲁棒稳定性和鲁棒性能。Tsung-Hsien Hu等人提出了一种EPS系统的集成控制逻辑,其中包括:助力控制、回正控制、阻尼控制、补偿控制等。以上的方法都需要多种传感器信号,例如:方向盘转矩、方向盘转角、车速、电动机电流等信号。运用车辆动力学仿真软件ADAMS和Matlab/Simulink进行联合仿真,从而验证了控制方法的可行性。

1.2.2 国内发展状况

电动助力转向研发出来之后,一直被作为高新技术应用在汽车上。但是,由于国内汽车电子行业的总体发展时间不长,而电动助力转向在国内的应用时间又不长,因此电动助力转向的国内装配率较低。在我国自主品牌中,除荣威系列、奇瑞A3、夏利N5、吉利豪情、吉利美人豹等车型的部分高端车款标配电动助力转向外,其他自主品牌车型均很少装配。合资车型中标配的车型中,一汽-大众迈腾、一汽丰田、一汽丰田锐志、上海大众斯柯达明锐、东风本田排量为2.0的CR-V、广汽丰田汉兰达、上海大众途观等,都装有电动助力转向系统。

与国外的研究相比，EPS 系统在国内的研究起步较晚。目前，国内高校及高校与企业联合对 EPS 系统的研究主要集中在控制方法上。例如清华大学、北方交通大学（现北京交通大学）和石家庄铁道学院，这几所高校主要研究了 EPS 系统的跟踪性能。北京理工大学的林逸、施国标等开发了 EPS 试验台微机测试系统试验台，用于 EPS 系统基本特性的测试和控制系统的研究^[1]。

同济大学的陈慧、余卓平等对如何提高 EPS 系统动态性能的控制策略进行了研究^[2]。另外，还提出了可以随车速和方向盘转角的不同，调整回正力矩或阻尼力矩的控制方法，提高 EPS 系统的回正性能^[3]。

华中科技大学的邱明、杨家军、刘照等，他们首先建立了 EPS 系统的动力学模型和线性状态空间模型，采用了基于混合灵敏度的控制算法来设计控制器，通过实验仿真验证了现代鲁棒控制理论设计的控制系统对电动助力转向系统具有较强的抗干扰性能^{[4][5][6][7]}。

合肥工业大学的陈无畏、王其东等建立了自适应 LQG 控制策略，并对其进行了深入的研究，大大的降低了 EPS 系统动态特性的不确定性^[8]。在自适应 LQG 控制策略研究的基础上，他们还研究了 EPS 系统和主动悬架的集成控制，建立整车模型，采用多变量自适应控制策略^[9]，并对 EPS 系统与主动悬架机械与控制参数进行集成优化^[10]。

江苏大学的何仁，徐建平等人研究了 EPS 系统模型的建立问题。在不考虑摩擦、阻尼等非线性环节，建立了以电动机为核心的 EPS 系统的线性状态空间模型。由助力特性曲线得到的理想控制电流与实际电流的差值作为控制目标，进行了转向跟随性分析讨论。

此外，其他一些高校也进行了 EPS 系统控制方面的研究，如湖北汽车工程学院的冯樱、肖生发等建立了 EPS 系统的动力学方程，计算并分析了系统的时域和频域响应，再加上采用比例加微分的 PD 控制算法来控制电动机的电压，得到了很好的效果^[11]。

1.3 转向系统的发展历程

汽车转向系统是汽车必不可缺的一部分，它是汽车的方向指导者，并影响着汽车的操纵稳定性和安全性；转向系统经历了机械式转向系统（MS）、液压式转向系统（HPS）、电子液压式转向系统（EHPS）、电动助力转向系统（EPS）和线控转向系统^[12]。在下一

章重点介绍电动助力转向系统。

1.3.1 机械式转向系统

机械式转向系统是以驾驶员的体力作为转向动力源，所有的传力件都是机械的，它主要由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三大部分组成。此转向系统由于采用了完整的机械解决方案，需要使用较大直径的方向盘才能产生足够大的转向扭矩，这样就会占用了驾驶室的较大的空间，使得整个机构较为笨拙，增加了驾驶员的负担。如果应用在重型汽车上，由于转向阻力较大，单纯靠驾驶员施加的转向力矩很难实现转向，其使用范围受到了一定的限制。但是机械转向系统结构简单、工作可靠、造价低廉，目前在一部分操纵力不大、对操控性能要求不高的微型轿车、农用车上仍旧使用^[13]。

1.3.2 液压助力转向

为了减轻驾驶员的工作强度，在纯机械转向系统的基础上增加了一套液压转向加力装置而形成了液压助力转向系统（Hydraulic Power Steering）。这套液压转向助力装置，主要包括转向油罐、转向油泵、转向动力缸和转向控制阀等。图 2.2 是一种典型的液压助力转向系统图。

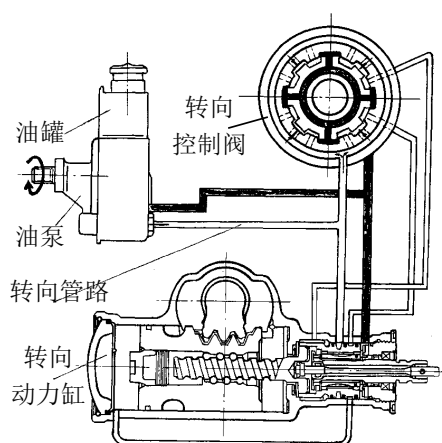


图 1.1 液压助力转向系统图

液压助力转向系统按系统内部的压力状态不同，可以分为常压式和常流式两种；按照转向控制阀阀体的运动方式不同，可以分为滑阀式和转阀式两种。

1.3.3 电控液压助力转向系统

在普通的液压系统中只具有单一的特性曲线，为了解决和克服液压系统中的动力不足，我们需要在液压动力转向系统中增加了电子控制和执行元件，这样就形成了电控液压助力转向系统。和液压助力转向系统相比，电控液压转向系统引入了车速信号，由车速传感器测出的车速信号，传递给 ECU，经 ECU 处理后，就可以控制电液转换装置来改变助力转向器的助力特性，驾驶员可以在不同的车速和路况条件下改变转向手力。在低速行驶时，就可以施加很小的手力，在高速行驶时，就要以较大的转向手力进行操纵，使得转向轻便性和操纵稳定性达到平衡状态。根据控制方式不同，电控液压助力转向系统可以分为：流量控制式、压力反馈式、液压缸分流控制式和阀特性控制式四种。图 2.3 是目前使用较多的一种流量控制式电控液压助力转向系统^[14]。

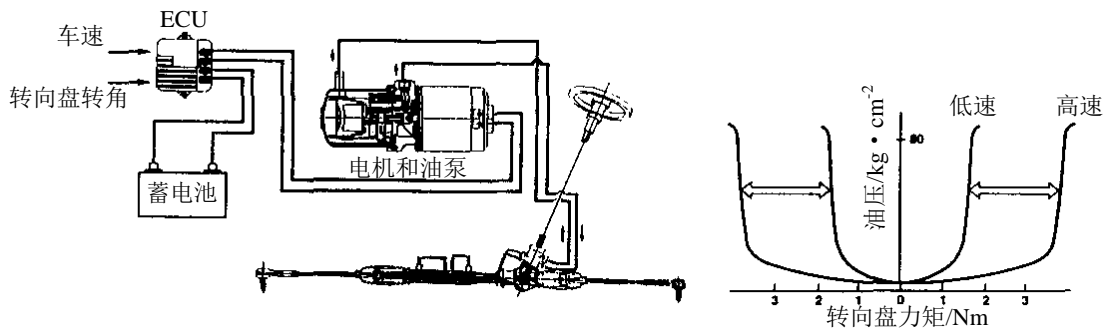


图 1.2 电控液压助力转向系统

电控液压助力转向系统是采用直流电机来代替发动机驱动油泵，控制器（ECU）接收到来自于汽车的车速信号和转向盘转矩信号，通过分析来控制电机的转速，达到了控制油泵流量的目的，从而改变转向手力。采用电动机驱动油泵后时的系统的布置比较容易，而不必将油泵布置在发动机附近。在没有转向操作的情况下，电机以较低速度运转甚至停止运转，因而可以降低燃油消耗。

1.3.4 线控转向系统

与目前实用的转向系统相对比，线控转向系统是一种完全不同的转向系统形式。液压助力转向系统和电动助力转向系统都是在机械转向系统的基础上加装了一套液压装置或者电动助力装置，在转向盘和转向轮之间有转向柱等机械连接；而在线控转向系统

中，转向盘和转向轮之间是没有任何机械连接的。图 2.4 是电动助力转向系统和线控转向系统结构对比。



图 1.3 电动助力转向系统与线控转向系统的对比

在线控转向系统中，由转角传感器测出驾驶员施加在转向盘上的转角信号，然后经过一个合适的传动比转换后，作为控制转向车轮的参考转角；与此同时，通过扭矩传感器测出转向车轮上受到的转向阻力矩，然后反馈给转向盘下方的电动机，使之产生一个合适的反力矩，让驾驶员获得满意的操纵力感。

1.4 本章小结

在本章中主要叙述了选题的背景、目的和意义，在进行本章的叙述中，查阅了大量的国内外的资料，重点的总结了国内的一些研究机构以及各高校在电动助力方面的研究进度和所使用的研究方法；另外，通过反复的查阅资料，也对电动助力转向系统的控制策略的进行了介绍，以便为确定本文所使用的控制策略建立基础。

2 电动助力转向系统

2.1 电动助力转向系统简介

2.1.1 电动助力转向系统的结构和工作原理^[15]

图 2.1 是电动助力转向系统的机构示意图。

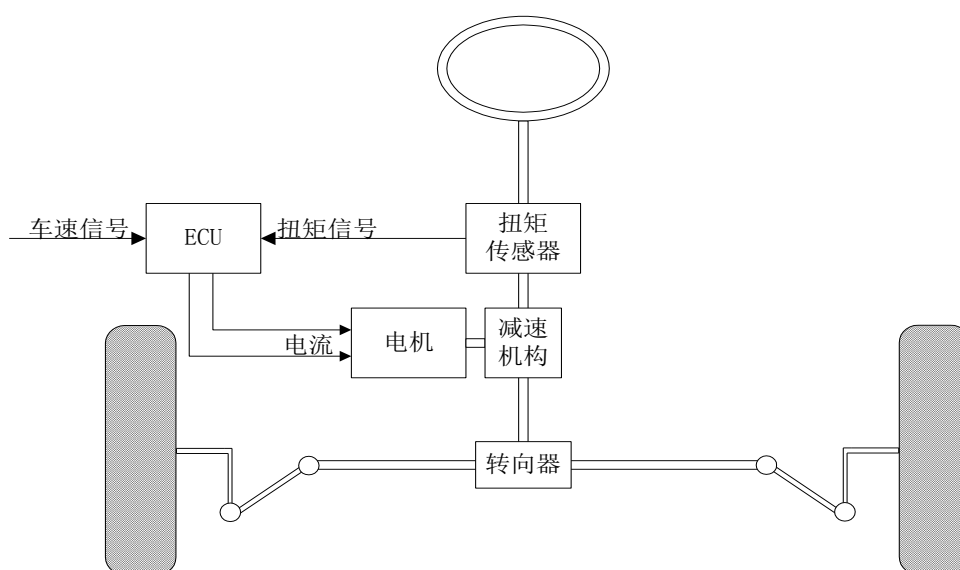


图 2.1 电动助力转向系统结构示意图

从上图可知，电动助力转向系统主要是由电子控制单元（ECU）、车速传感器、扭矩传感器、电动机、离合器、机械转向机构等组成。电动助力转向系统的工作原理是：当驾驶员操纵方向盘时，扭矩传感器把接受到的转矩信号变成电信号传给电子控制单元（ECU），同时车速传感器把测到的车速转变为电信号传给电子控制单元，然后电子控制单元（ECU）根据预设的控制策略，计算出理想的助力矩，并将电流指令传递给电动机，通过离合器和减速机构把助力力矩传递到转向系统（转向轴）中，从而达到实时的控制助力转向。电动助力转向系统可以容易的实现在不同车速下提供不同的助力，保证汽车在低速行驶时的轻便灵活，高速时的稳定可靠。上述的电动助力转向系统的工作过程可以用图 2.2 来表示。

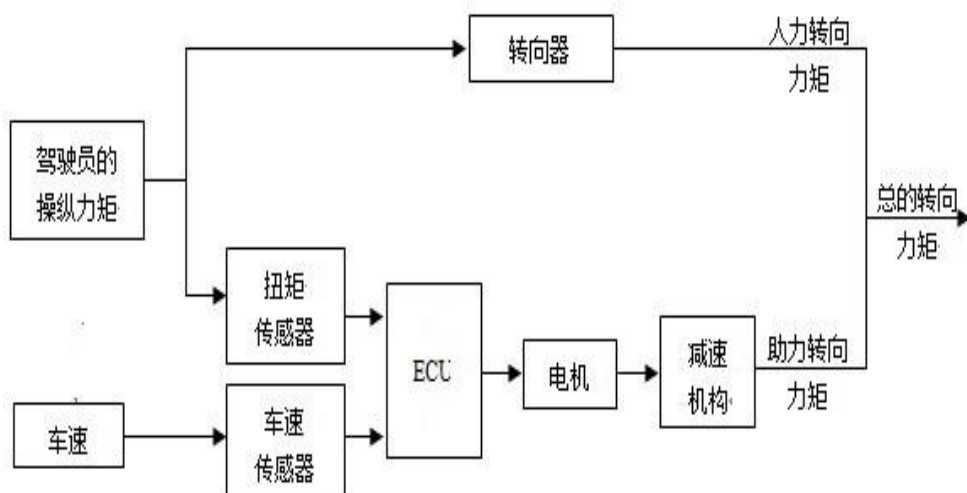


图 2.2 电动助力转向系统的工作原理图

2.2.2 电子控制单元 (ECU)

ECU 负责接受扭矩传感器和车速传感器的信号，然后由单片机根据内置的控制策略，计算出理想的助力力矩，然后控制驱动电路，使得电机中产生需要的电流，从而提供相应的助力力矩。除了控制与驱动功能外，ECU 还应该具有故障诊断功能和通讯功能。图 2.3 所示是日本 Honda 在电动助力转向系统中使用的 ECU 原理图。

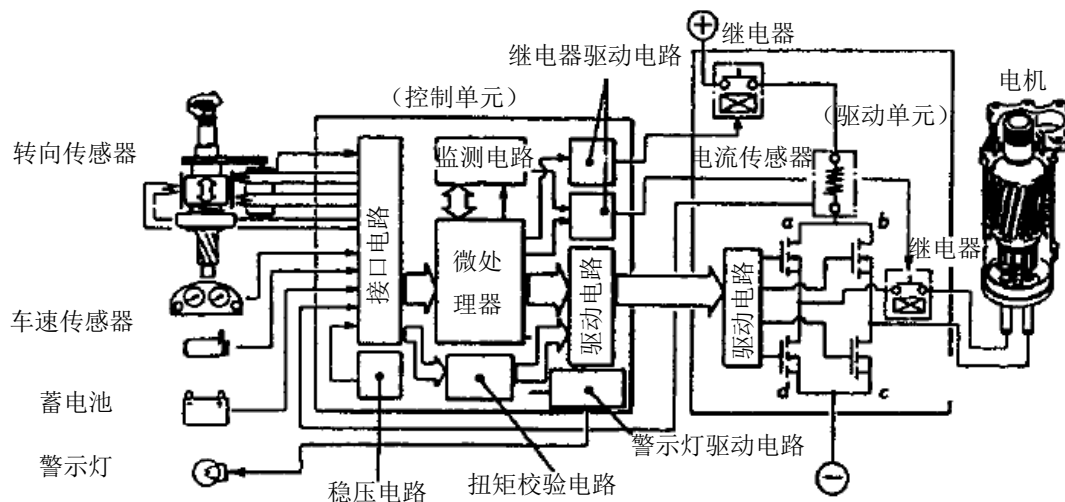


图 2.3 电动助力转向系统 ECU 的原理图

2.2.3 电机

电机是电动助力转向系统中的执行器，它负责提供转向助力力矩，因此它的性能好对整个系统的表现具有至关重要的影响。

一般来说，对适用于电动助力转向系统的电机的要求如下：

- (1) 能够实现快速换向；
- (2) 体积小，重量轻，输出力矩大；
- (3) 工作时力矩波动小；
- (4) 振动和噪声小；
- (5) 转动惯量小；
- (6) 摩擦力矩小；
- (7) 可靠性高。

目前，在电动助力转向系统中使用的电机分为有刷电机和无刷电机两种。与有刷电机相比，无刷电机性能更加优异，是未来的发展方向。

2.2.4 减速机构

减速机构起减速增扭作用，它可以把电机的输出扭矩加以放大，然后作用在机械转向系统上，辅助驾驶员完成转向操纵。目前常用的减速机构有蜗轮蜗杆机构（见图 2.4）、行星齿轮机构和滚珠丝杠机构等几种。

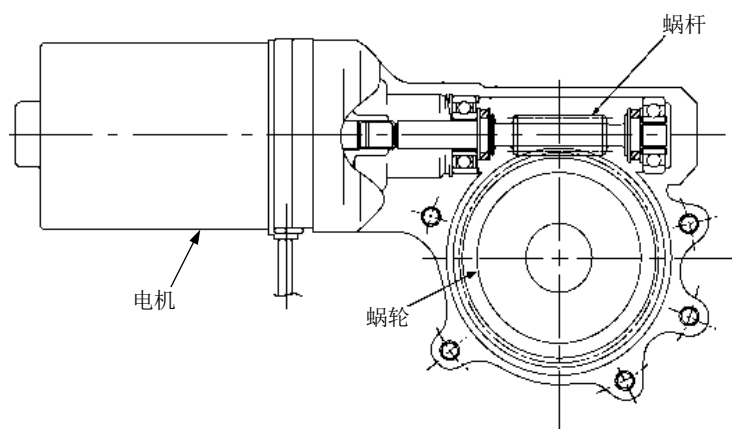


图 2.4 蜗轮蜗杆减速机构

2.2.5 电动助力转向的分类

根据电动机在转向系统中安装位置的不同，电动助力转向系统可以分为三类：转向轴助力式（Column-Assist Type EPS-简称 C-EPS）、齿轮助力式（Pinion-Assist Type EPS，简称 P-EPS）和齿条助力式（Rack-Assist Type EPS，简称 R-EPS），如图 2.5 所示。



(a) 齿条助力式 (b) 转向轴助力式 (c) 齿轮助力式

图 2.5 电动助力转向系统的分类

齿条助力式电动助力转向系统的转矩传感器单独安装在小齿轮出，电动机与转向助力机构安装在小齿轮另一端的齿条处，用以给齿条助力。

转向轴助力式电动助力转向系统的转矩传感器、电动机、离合器和转向助力等机构直接安装在转向轴上。其特点是结构组成上较紧凑，转矩信号和控制电流电机助力的响应性能较好。

齿轮助力式电动助力转向系统的转矩传感器、电动机、离合器和转向助力机构等整体安装在转向小齿轮处，直接给小齿轮助力，这种布置形式可以提供更大的转向力。这种形式布置更加方便，但是当转向盘和转向器之间装有万向传动装置时，转矩信号的取得与助力车轮部分不再同一直线上，因而助力特性的精度不易保证。

2.2.6 电动助力转向系统的核心关键技术

在电动助力转向系统中，核心关键技术主要包括两个方面：软件和硬件。两者联系紧密，相互影响。软件是核心，硬件是基础。

在软件技术中主要包括控制策略、电动机控制算法、故障诊断与程序保护三个部分。控制策略确定了电动机的目标电流，电动机控制算法用来跟踪目标电流，故障诊断与保护程序用来监控系统的运行状况，在必要时发出警报和实施保护措施。

硬件技术主要包括了电动机、转矩传感器和控制单元（ECU）。电动机是系统中的执行器，它的性能好坏决定了系统的表现。转矩传感器是系统的信号源，良好的精度和可靠性是必不可缺的。控制单元（ECU）是系统的运算中心，系统的所有软件都要依靠 ECU 的控制，从而达到运行正常，所以控制单元（ECU）的性能和可靠性是非常重要的。

2.3 本章小结

在本章中主要介绍了电动助力转向系统，包括电子控制单元（ECU）、电机、减速器和电动机等几个模块，然后介绍了电动助力转向系统的分类。

3 整车动力学模型的建立

本章是利用 Adams/Car 软件建立相关的子系统，然后把各个子系统联系起来，组成了一个完整的整车动力学模型。为了使仿真变得简化，在建模过程中将要对转向系、前后悬架、轮胎及路面、车身及其它子系统进行相应的简化处理，然后再把各子系统建立成整车模型，为进行联合仿真进行准备^[16]。

3.1 软件 Adams 的简介

虚拟样机仿真软件 ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) 是对机械系统的运动学和动力学进行仿真计算的商用软件，由美国 MDI (Mechanical Dynamics Inc.) 开发^{[17] [18]}。ADAMS 也是世界上应用最为权威和广泛的机械系统动力学仿真分析软件。

在计算仿真过程中，ADAMS 采取了两种工作方式：第一，机械动力学系统采用了 ADAMS 解算器，而控制系统运用了软件解算器，二者之间通过状态方程进行联系；第二，采纳了控制软件书写描述控制系统控制框图，然后把该控制框图提交到 ADAMS，应用 ADAMS 解算器进行包括控制系统在内的复杂机械系统虚拟样机的同步仿真计算。

Adams/Car 有强大的人机交互界面环境，设计研究人员可以不进行专门的培训，就可以使用软件开展研发工作。在建模过程中 Adams/Car 采用了自下而上（模版-子系统-整车）的建模顺序最终把各个子系统装配成整车模型。Adams/Car 有两种运行模式：模版建模器 (Template Builder) 和标准模式 (Standard Interface)。在标准模式下，用户能够根据整车的相关参数选择合适的模版建立子系统，如果没有合适的模版，可以使用模版建模器根据具体结构来生成所需的模版。用户建立模版时，要恰当的定义好各零部件间的信号器和连接关系，因为一旦确立以后都不能修改。模版建立完成后，就可以根据模板文件建立子系统，输入用户自己的配置参数就可以生成子系统，最后把建立的子系统进行组装，然后配置好试验台就能够进行仿真分析了。建立好的装配模型进行多种工况仿真，包括悬架仿真和整车仿真各个方面，同时也可以建立驾驶员文件对试验过程中的节气门开度，变速器档位等进行设定，来模拟现实中的汽车运行情况。

在 Adams/Car 中建立的整车动力学仿真模型，可以分为下面几个步骤^{[19][20]}：

(1) 根据科研的需要，对整车的各个子系统进行分解，并做运动学和动力学抽象，为了方便构建整车模型中各个子系统的结构图；

(2) 在 Template Builder 的模式下建立各子系统的模版文件，在建立模板文件时，要注意正确的建立零部件之间的连接关系和信号器，因为这些数据在子系统和整车总成阶段是无法修改的，但是零部件的位置和特征参数在后续过程中可以修改。

(3) 获得各个子系统的几何定位参数、质量特性参数、力学特性参数和外界参数；

(4) 在标准界面模式下建立并生成子系统文件，并带入系统参数特征；

(5) 在标准截面下建立整车文件，把之前建立的子系统组装成整车模型，为后处理做好准备；

(6) 编写相关仿真工况文件进行整车模型的仿真分析；

(7) 对仿真结果进行加工和后处理。

在多体动力学理论中，在建模时，恰当的坐标系的选择不但能够大大地降低建模的难度，而且还能方便动力学方程的求解。在此文中采用的是应用广泛的 ISO 坐标系，它是以两个前轮的轮心连线的中点作为坐标原点，汽车前进的方向为 X 轴正向，汽车的左侧为 Y 轴正向，竖直向上为 Z 轴正向。

3.2 基于 Adams/Car 的整车模型的建立

对于动力学仿真模型的建立一直存在一个计算的精度问题^[21]：如果模型太简化，就不能够保证仿真的正确性；若模型太复杂，会导致仿真计算量急剧增加，从而使仿真效率低下。本文为了保证建立整车模型的精确度，并且兼顾仿真计算的效率，对汽车的结构和部件进行了如下的简化和假设^{[22][23]}：

在建模过程中，簧载质量看作一个共有六个自由度刚体，此模型采用了系统提供的刚性底盘模板生成的车身子系统；在动力传动系统也作了相应的简化，只考虑了传动半轴和半轴以后的动力传递；轮胎、橡胶元件和阻尼元件等通过编制的特性文件来描述其力学特性，其他零件限定为刚体，不考虑它们的变形；对于各个运动副之间的摩擦和内部间隙可以忽略不计；因为考证的车辆的操作稳定性分析，所以可以假设车辆行驶在平坦路面，使用 2D 路面文件。

根据以上建模的简化和步骤，建立了整车多体动力学模型。因为整车模型各子系统的技术参数很容易影响到建模的精确度，进一步影响到仿真结果，所以在本文中，整车模型的重要的总成结构形式和参数数据参考了某紧凑型轿车的实车技术参数，并对建模中的一些细节根据具体的情况做出适当的调整，本文所见整车汽车模型的参数如表 3.1 所示：

表 3.1 整车参数表

整车装备质量	1250Kg	前悬架类型	麦弗逊式独立悬架
长*宽*高	4135×1755×1605	后悬架类型	多连杆式独立悬架
轴距	2500	前悬架弹簧刚度	19N/mm
前轮距	1500	后悬架弹簧刚度	19N/mm
后轮距	1495	转向系传动比	19
前轮前束	9′	转向系刚度	$1.29 \times 10^5 \text{N/mm}$
前轮外倾角	11′	后轮外倾角	-1° 30′
主销后倾角	1° 30′	主销内倾角	13° 35′

3.2.1 转向系统的建模

本文转向系统是以齿轮齿条式转向器为基础进行模型建立的。此子系统的构成包括转向盘、转向管柱、中间轴、输出轴、齿轮、齿条和齿条壳体。为了更加直观反映助力转矩的响应，降低建模的复杂难度，在本文中的模型中，我们省略了电动机、离合器和减速机构等部件，可以直接在转向齿条上施加力来替代电动机助力转矩，并且通过一个三向向量的力 **VFORCE** 来代替齿条助力，以实现转向助力控制。具体模型如图 3.1 所示。

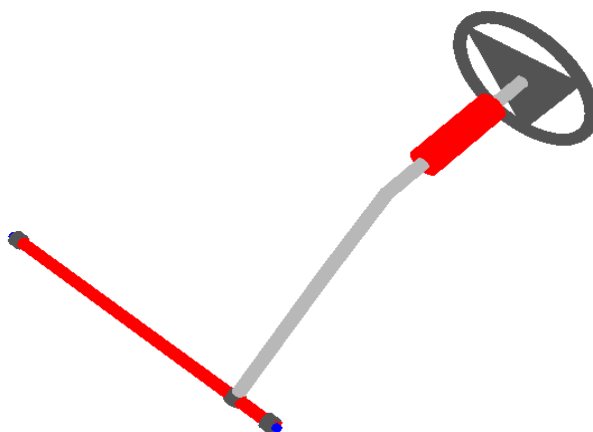


图 3.1 齿轮齿条式转向模型

本文使用齿条壳体与转向齿条之间的三向向量力 $VForce$ (vector force)来模拟动力转向的作用力。该助力的计算公式为 $F=(Rack\ Area) \times (\Delta\ Pressure)$ 。式中 $Rack\ Area$ 代表模拟齿条的面积, $\Delta\ Pressure$ 代表作用在模拟齿条两端的压力之差。以上的计算均是针对传统 HPS 而言的。而本文中用的是电动助力转向系统, 是由 EPS 系统的控制系统直接提供助力信号。因而需要在建立转向系统模板时, 即在 **Template Builder** 模式下, 建立状态变量 `rack_assist_force`, 使用 `VARVAL` 函数, $VForce$ 取状态变量 `rack_assist_force` 的值, 即 $VForce=VARVAL (._rack_assist_steering_system.rack_assist_force)$, 再建立一个名为“assist_force_control”的 **Plant Input**, 并且使用状态变量 `rack_assist_force`, 这样 EPS 系统的助力信号就可以通过“assist_force_control”传递给状态变量 `rack_assist_force`, 然后 $VForce$ 取状态变量 `rack_assist_force` 的值, 从而实现助力。转向系统的模板完成后就可在标准界面模式下形成转向系统。

3.2.2 前后悬架模型的建立

在本文中所使用的前悬架是典型的麦弗逊式独立悬架(也称为滑柱连杆式悬架), 它是由滑动立柱和横摆臂组成。麦弗逊式独立悬架有较突出的优点是增大了两前轮内侧的空间, 便于发动机及其它部件的布置, 这种悬架多用于发动机前置的轿车和轻型客车。

麦弗逊式独立悬架的机构包括: 横摆臂、减震器、转向节和螺旋弹簧等, 横摆臂是通过铰链和车身相连的, 其外端是通过横摆臂球铰链和转向节相连。减震器的上端是通过带轴承的隔振块总成和车身相连的, 减震器的下端与转向节相连。车轮所承受的侧向

力通过转向节大部分由横摆臂承受，其余部分侧向力由减震器活塞和活塞杆承受，麦弗逊悬架有利于减少滑动摩擦和磨损^[24]。麦弗逊独立悬架如下图 3.2。

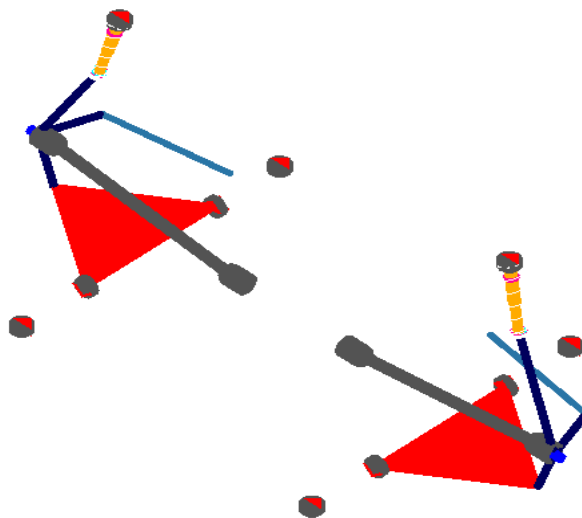


图 3.2 麦弗逊式独立悬架

该型车的后悬架采用了双横臂式独立悬架，在双横臂独立悬架中，两个横臂的长度可以等长，也可以不等长。建立的模型悬架包括上摆臂、下摆臂、转向节、转向节臂、螺旋弹簧、减震器等组成。上摆臂和下摆臂的内端分别通过摆臂轴和车架由铰链连接，两者的外端则分别是通过球头销和转向节相连。螺旋弹簧的上下端分别是通过橡胶垫圈支承于车架横梁上的支承座和下摆臂上的支承盘。双向作用的减震器的上下两端同样是通过橡胶衬垫和车架及下摆臂上的支承盘相连。双横臂式独立悬架模型如下图 3.3。

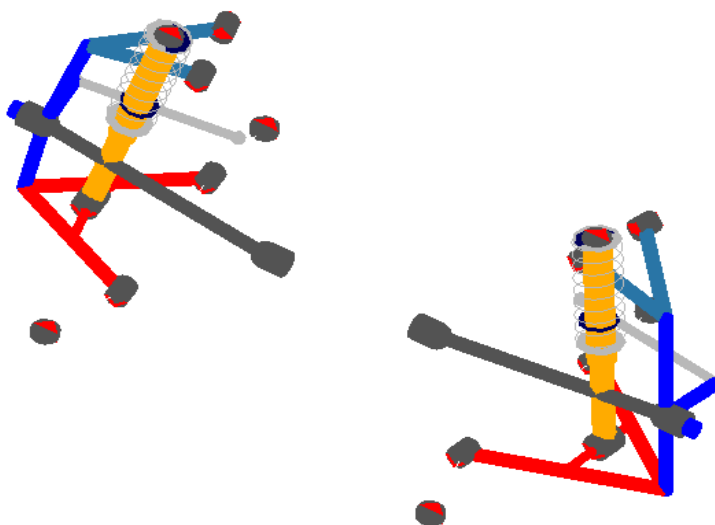


图 3.3 双横臂独立悬架

双横臂独立悬架的优点是横向刚度大、抗侧倾性能优异、抓地性能好、路感清晰；其缺点有制造成本高、悬架定位参数设定复杂。

3.2.3 轮胎模型的建立

轮胎在整车模型中是非常重要的部分，它在模型中的功能包括：对整车车辆起到支撑的作用、能够抑制由路面不平产生的振动和冲击、传递汽车纵向力以实现加速、驱动及制动、产生并传递纵向力为车辆提供转向。

在动力学仿真模型中，轮胎模型也是重要的一部分，它的力学特性和结构参数决定着汽车的主要行驶性能。轮胎所受的侧向力、纵向力、垂向力及回正力矩对汽车操纵稳定性、安全性和行驶平顺性都有着非常重要的作用，所以要建立与仿真要求相一致的轮胎模型。

人们长期对轮胎不同运行工况下的力学特性模型进行了大量的理论和试验研究。轮胎建模的方法大致有三种：经验-半经验模型、物理模型和有限元模型^{[25][26]}。

(1) 经验模型就是根据轮胎的某一具体特性，把轮胎放在试验台架上做各个工况的试验，从而获得实验数据，然后把这些试验数据通过函数拟合，最后建立了轮胎的动力学特性模型，以上方法分析计算出的就是经验模型；而半经验模型是在轮胎经验模型的某一环节引入部分分析式所建立的模型，模型一部分参数仍需建立在大量试验数据上并用拟合函数分析得到。

(2) 物理模型是建立在轮胎的力学特性之上，用物理结构代替轮胎或轮胎中的某一部分，物理结构在外力作用下的变形被认为是轮胎变形或某一部分变形。

(3) 有限元模型是建立在对轮胎结构和材料的详细描述之上的，精确的模型能够较好精确地计算出轮胎的动态和稳态响应，是进行轮胎设计的重要手段。即使轮胎有限元模型能够得到数值解，但是占用计算机内存资源大，把它应用在整车动力学仿真试验中是有较高的难度。

ADAMS 软件中包含两大类轮胎模型：

- (1) 操纵稳定性分析的轮胎模型 (Handling Tire Model)
- (2) 耐久性分析的轮胎模型 (Durability Tire Model)

用于操纵稳定性分析的轮胎模型有：(1) MF-tyre 轮胎模型 (魔术公式模型) (2) P

acejka89 和 Paceka94 轮胎模型 (3) Fiala 轮胎模型 (4) UA 轮胎模型

在 ADAMS 软件中有用于耐久性分析的轮胎模型是三维接触模型, 适用于三维路面。

在本文中主要是考虑了汽车的操纵稳定性, 并进行联合仿真, 通过考虑到了轮胎的可获得性, 决定选用 Pacejka89 轮胎模型。所选取轮胎参数表如表 4.2。

表 4.2 轮胎模型参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值
车轮自由半径	326.2mm	胎体半径	102.5mm
径向刚度	190N/mm	外倾刚度	4420N/mm
纵向滑移刚度	29500N/mm	侧偏刚度	45500N/mm
滚动阻尼系数	2.5	车轮静摩擦系	0.9
径向阻尼比	0.75	车轮动摩擦系	0.72

本文中所建立的前后轮胎模型分别如图 3.4 和图 3.5 所示。



图 3.4 前轮轮胎模型

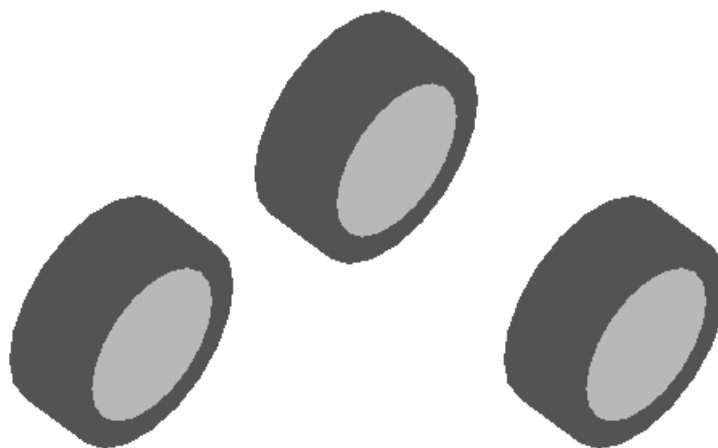


图 3.5 后轮轮胎模型

3.2.4 路面谱的建立

在轮胎模型建立完成后, 还需要建立于轮胎模型相适应的路面谱, 在 Adams/Car 中, 道路模型是由属性文件来表达, 可以通过路面建模器来建立路面模型的属性文件, 本文采用的路面谱属性文件是通过修改软件里自带的 2D 路面谱文件的相关参数获得的, 这些参数包括地面的尺寸和摩擦系数等参数。所谓 2D 路面是指路面参数 XZ 平面的点定义而形成的一条二维曲线。

3.2.5 车身子系统模型及其它子系统的建模

在整车系统中，虽然车身子系统是较为简单的，但车身子系统连接着前后悬架、转向系统和横向稳定杆的重要作用，因此在建模时要注意通讯器的定义以及各个子系统之间的连接关系要正确。本文中的车身子系统采用了系统所提供的刚性车身（Rigid Chassis）模版生成的子系统，通过修改一系列参数（质量参数、惯量参数等），得到了车身子系统，见图 3.6。

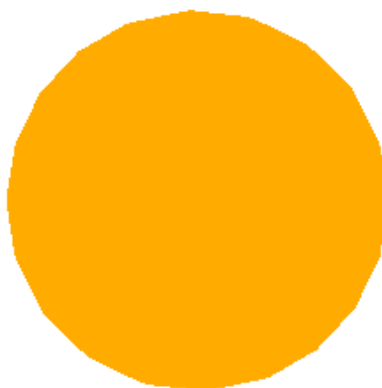


图 3.6 简化的车身系统模型

因为在后续所进行的各种工况下仿真分析中需要对不同汽车速度和加速度进行仿真控制，所以在建立整车动力学模型时需要增加动力子系统和制动子系统，在本文中建立的动力子系统和制动子系统都是通过修改 Adams/Car 软件自带的动力子系统和制动子系统的相关参数获得的。图 3.7 和图 3.8 分别是简化模型动力子系统和制动子系统。

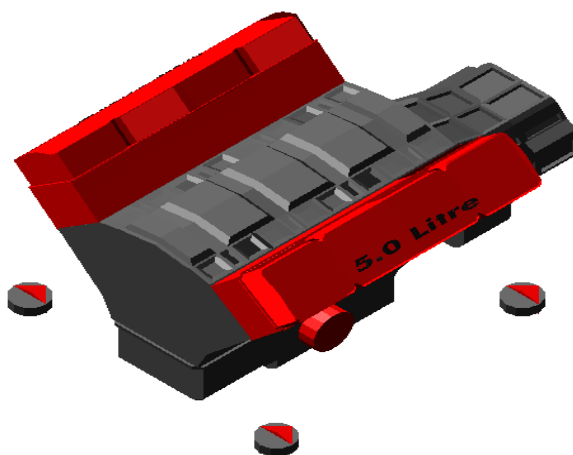


图 3.7 动力系统简化模型

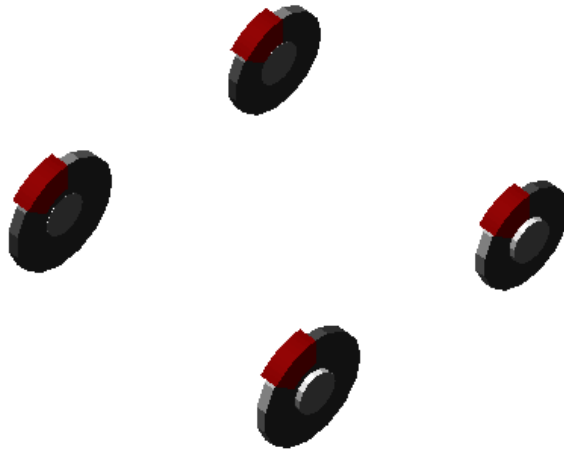


图 3.8 制动系统简化模型

3.2.6 整车模型的建立

以上各个子系统建立完成后，进入 Adams/Car 中的 Standard Interface 界面下完成整车模型的装配，装配模型过程如图 3.9 所示。装配完成后的整车模型如图 3.10。

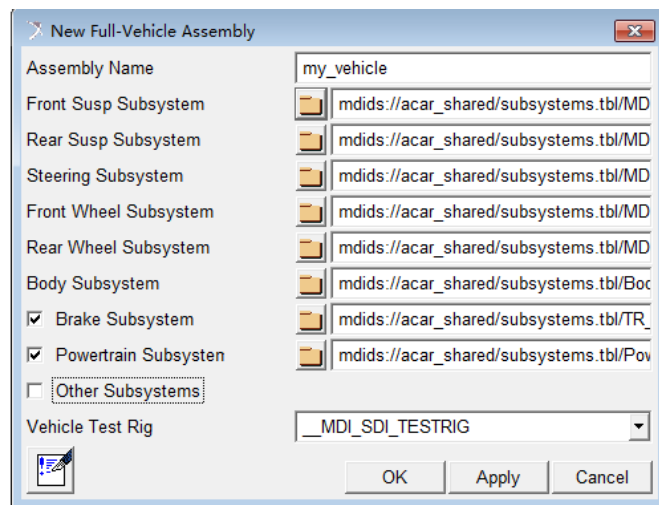


图 3.9 整车装配过程

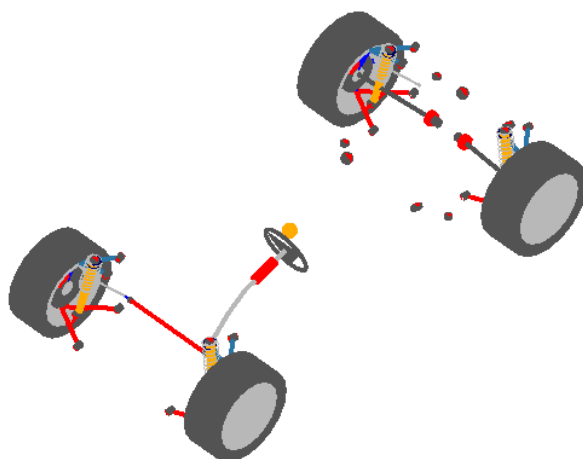


图 3.10 建立的整车模型

3.3 整车模型的验证

在整车模型建立完成后，对建立的模型进行了仿真验证，验证模型的正确性，根据 GB/T6323-1994 进行了转向盘角脉冲试验。

转向盘角脉冲仿真试验时，在设定的直线行驶初始状态对转向机构输入正弦角位移，转向输入的方式可以在方向盘转角、转向齿条行程、作用在转向齿条上的力和方向盘转矩中选择其一，在本试验中选择了方向盘转角作为输入。在试验时，给等速行驶的汽车转向盘角位移脉冲输入。

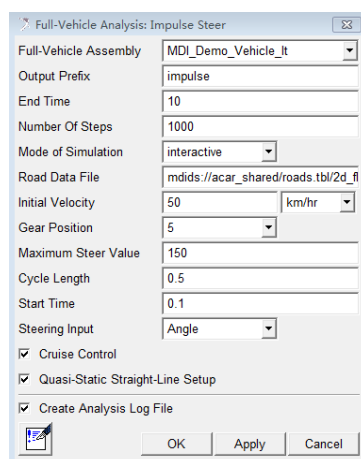


图 3.11 转向角脉冲仿真设置对话框

在图 3.11 中，本文按照了 GB/6323.3-94 规定，汽车的初始速度定为最高车速的 70%，转向开始时间为 0.1 秒，转向盘转角输入脉宽为 0.3 至 0.5 秒，最大的方向盘转角应使

汽车产生的侧向加速度为 4m/s^2 。

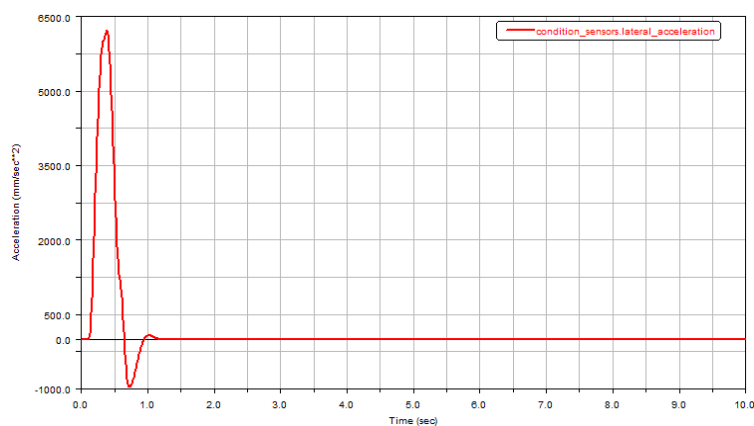


图 3.12 转向角脉冲转向的侧向加速度

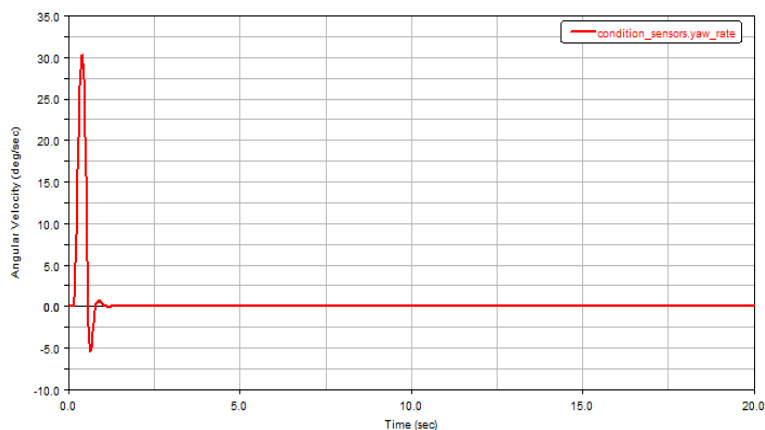


图 3.13 转向角脉冲转向的横摆角速度

通过对所建立的整车模型进行了转向角脉冲转向试验，在图 3.12 和图 3.13 中分别给出了车的侧向加速度和横摆角速度仿真曲线图。在两图中，都是在 0.1 秒时仿真开始进行，在开始 1 秒内的仿真图形波动明显，经过 1 秒后，图形就收敛，最后达到稳态，说明所建立的模型符合联合仿真的基本要求。

3.3 本章小结

在本章中介绍了 ADAMS 软件，并重点介绍了在 Adams/Car 中整车建模的过程，通过给定的参数和编辑的轮胎、路面特性文件，建立并完成了本文所需的整车模型，包括前悬架、后悬架、转向系统、轮胎、车身、动力和制动系统等模型。还介绍了如何在转向助力系统中添加助力和如何从系统中得到助力信号。最后对模型进行了仿真实验验证。

4 助力特性分析及控制策略建模

4.1 电动助力转向系统助力特性的确定

4.1.1 助力特性的基本概念

所谓助力特性就是指助力随着汽车的运行工况、汽车的运动状况、车速、方向盘力矩等条件的变化而变化的规律。助力特性对于电动助力转向系统的研究是很重要的，它是决定转向路感、转向轻便性和操纵稳定性的首要条件。另外，助力特性曲线是电动助力转向系统的控制目标，首先要确定了助力特性曲线，然后在其基础上进行 EPS 控制器的设计。在 EPS 中因为助力和助力电流(或助力电压)成线性变化的，所以在电动助力转向系统中可以用助力电动机的电流（或者电压）和车速、方向盘手力矩的变化关系来表达。

汽车在高速行驶时，转向系把车轮和路面的接触形式能够以力和位移的形式传到方向盘，驾驶员能感到力和位移的反馈和它们之间的区别，这就是路感。汽车的转向轻便性和路感是相互矛盾的，满足轻便性就要使转向系统提供较大的助力，然而在随着助力的增大，路感就会变的差了；若是有良好的路感，驾驶员就能够更加便利的操纵汽车，能够提高行驶的安全性。理想中的助力特性曲线就是要求能够保持汽车在低速转向轻便性和兼顾在高速行驶时的路感及操纵稳定性。

4.1.2 助力特性的分析和要求

在实际的汽车行驶中，汽车低速转向需要驾驶员较大的手力，但在高速行驶时，需要较小的手力，转向力矩的需求是随着车速的变化而变化的^[27]。在电动助力转向系统中的助力大小也遵循以上的规律的，是随着车辆行驶和转向状态改变的。具体的说，就是系统的助力会随着转向手力（或转向角大小）和车速的变化而变化，这个变化的趋势综合起来就是被称之为转向特性助力特性曲线。在满足了转向轻便性的情况下，一定的转向路感也是必要的。在本章中，我们进行了怎样的转向特性助力曲线特性既可以满足汽车低速时的转向轻便灵活，同时也可以满足在高速时的路感。在控制器的设计之前，需要先确定转向助力特性曲线然后再进行控制器的设计。

助力特性曲线是由软件来进行设置的，可设计成车速感应型特性曲线，这种曲线方便调节。电动助力转向系统对助力特性曲线有以下的几点要求^[28]：

(1) 当施加在方向盘上的力矩小于某一特定值（一般设为 $1\text{N}\cdot\text{m}$ ）时，电动机不向系统提供助力，助力转矩为零；

(2) 当施加在方向盘上的力矩大于某一特定值（一般设为 $6\text{N}\cdot\text{m}$ ）时，电动机所提供的助力不再发生变化，为了防止电动机因为电流的变化而烧坏；

(3) 在转向盘力矩处于较小的区域时，电动机所输出的助力应较小，以便保持良好的路感；

(4) 在转向盘力矩处于较大的区域时，电动机所输出的助力应较大，以便保证良好的转向轻便；

(5) 随着汽车车速的升高，为了保持良好的路感，电动机助力应该较小。

4.2 三种助力特性曲线

电动机助力力矩随驾驶员的操纵力矩和车速变化的规律称之为“助力特性”。电动助力转向系统有很多的助力曲线形式，无论采取任何形式，在助力转向特性的范围内划分为三个区域：无助力转向小扭矩区、助力变化扭矩区、助力扭矩恒定区。但是在助力特性曲线区域中，助力变化扭矩区是最为复杂的，在这些变化的区域中，又分为了三种助力特性曲线：直线型助力特性曲线、折线型助力特性曲线、曲线形助力特性曲线。

图 4.1 是三种典型的助力特性助力曲线，在图中，其中 $v_1 < v_2 < v_3$ 。

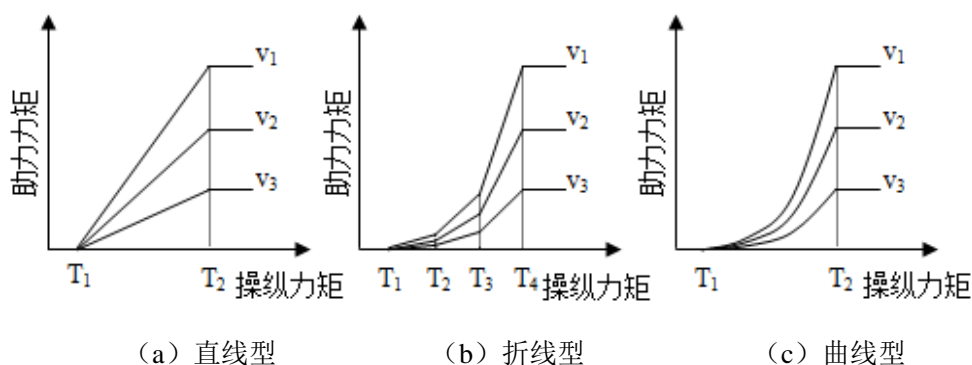


图 4.1 三种助力特性曲线

从图 4.1 中可知，助力特性实际上就是一族线（直线或折线或曲线）的集合。这些

助力特性曲线是随着驾驶员的操纵力矩和车速的不同，电动机也会输出不同的助力力矩。

在某固定车速下，随着转向盘力矩的变化，电动机就可以提供大小不同的转向助力矩。也可以这么认为，若是驾驶员的操纵力矩越大，那么电动机的转向助力矩也越大；若是驾驶员的操纵力矩越小，那么电动机的转向助力矩也越小，甚至接近于零。这是一种显著的“按需应变”的控制方法。

所说的“车速感应型”基本助力控制是指随着车速的变化，电动机会根据不同的助力特性曲线提供系统所需要的助力。低速时，电动机能够提供较大助力的特性曲线；高速时，电动机能够向系统提供较小助力的特性曲线。在助力特性曲线的辅助下，汽车就兼顾了在低速时的转向轻便性和高速时的操纵稳定性。

由图 4.1 可知，助力特性曲线共分为三个区：无助力区、助力可变区、助力饱和区。

4.2.1 直线型助力特性曲线

在图 4.1 (a) 中的是直线型助力特性曲线。在直线型助力特性曲线的助力变化区域中，作用在转向盘上的力矩和助力电流之间采用了线性比例变化规律的助力模式，在这种模式中，将汽车的运行速度划分为助力速度区和非助力速度区，然后把车速按照一定的规律划分不同的速度范围，在各个不同车速范围内采用不同助力比例，就得到了助力曲线簇^[30]。直线型助力特性曲线可以用下面的函数表示：

$$T_A = \begin{cases} 0 & 0 \leq T_{HW} < T_1 \\ k(v) \cdot (T_{HW} - T_1) & T_1 \leq T_{HW} < T_2 \\ k(v) \cdot (T_2 - T_1) & T_{HW} \geq T_2 \end{cases} \quad (4.1)$$

式中： T_A ：电动机助力力矩（N·m）；

T_{HW} ：驾驶员输入力矩（N·m）；

$k(v)$ ：助力特性曲线的梯度，它是随着车速的升高而变小；

T_1 ：电动机开始提供助力转矩时所对应的转向盘操纵力矩；

T_2 ：助力饱和时所对应的转向盘操纵力矩。

从图 4.1 (a) 中看出：在驾驶员输入力矩 T_{HW} 小于 T_1 时，电动机不进行工作状态，转向系统依靠驾驶员对方向盘的输入力矩进行转向；在驾驶员输入力矩 T_{HW} 达到或者超

过 T_1 时, 电动机进入工作状态, 向系统提供助力转矩, 帮助驾驶员转向; 在驾驶员输入力矩超过 T_2 时, 电动机向系统提供最大助力矩, 直线型助力特性曲线的特点是: 在助力变化区, 驾驶员输入力矩与助力力矩成线性关系。

4.2.2 折线型助力特性曲线

图 4.1 (b) 是折线型助力特性曲线图。在折线型助力特性曲线中, 将助力曲线进行分段线性化, 使其成为一种折线模式, 当方向盘操纵力矩较小时, 助力也会稍小, 这样可以提升“路感”, 当方向盘操纵力矩较大时, 助力也会跟着变大, 使转向更加方便。该助力特性曲线可以用函数表示:

$$T_A = \begin{cases} 0 & 0 \leq T_{HW} < T_1 \\ k_1(v) \cdot (T_{HW} - T_1) & T_1 \leq T_{HW} < T_2 \\ k_2(v) \cdot (T_{HW} - T_2) + k_1(v) \cdot (T_2 - T_1) & T_2 \leq T_{HW} < T_3 \\ k_3(v) \cdot (T_{HW} - T_3) + k_2(v) \cdot (T_3 - T_2) + k_1(v) \cdot (T_2 - T_1) & T_3 \leq T_{HW} < T_4 \\ k_3(v) \cdot (T_4 - T_3) + k_2(v) \cdot (T_3 - T_2) + k_1(v) \cdot (T_2 - T_1) & T_{HW} \geq T_4 \end{cases} \quad (4.2)$$

式中: T_A : 电动机助力力矩 ($N \cdot m$);

T_{HW} : 驾驶员输入力矩 ($N \cdot m$);

$k_1(v)$ 、 $k_2(v)$ 、 $k_3(v)$: 各段助力特性曲线的梯度;

T_1 : 电动机开始提供助力转矩时所对应的转向盘操纵力矩;

T_2 、 T_3 : 助力特性曲线的梯度发生改变时所对应的驾驶员操纵力矩;

T_4 : 助力饱和时所对应的转向盘操纵力矩。

在上式中, T_2 是车速感应系数 $k_1(v)$ 变化到 $k_2(v)$ 的驾驶员操纵力矩, T_3 是车速感应系数 $k_2(v)$ 变化到 $k_3(v)$ 的驾驶员操纵力矩。

从图 4.1 (b) 中可以看出: 在驾驶员的操纵力矩小于 T_1 时, 电动机处于未工作状态, 汽车依靠驾驶员的输入操纵力矩就可以进行转向; 在驾驶员的操纵力矩达到 T_1 时, 电动机就开始进入工作状态, 向系统提供合适的助力帮助驾驶员进行转向, 此时系统的速度感应系数为 $k_1(v)$; 在驾驶员的操纵力矩达到 T_2 时, 电动机保持着工作状态, 同时汽车车速感应系数也跟着变化, 由 $k_1(v)$ 变化到 $k_2(v)$; 在驾驶员的操纵力矩达到 T_3 时, 电动机依然处于工作状态, 同时汽车车速感应系数也随着变化, 由 $k_2(v)$ 变化到 $k_3(v)$; 当驾驶员操纵力矩达到 T_4 或者超过这个值时, 助力就会达到饱和, 即使随着操纵力矩

的继续增大，电动机的助力力矩也不会随着增大，助力力矩值就会变为固定值。

折线型助力特性曲线的特点是：在助力变化区域里，助力力矩和转向盘输入操纵力矩成分段线性关系。

4.2.3 曲线型助力特性曲线

图 4.1 (c) 是曲线型助力特性曲线。在助力变化区域中，转向盘输入操纵力矩和助力力矩之间的变化曲线是曲线的形式。曲线型助力特性曲线要比折线型助力特性曲线过度平滑，而且助力增益不停的变化，为助力系统寻求最佳的助力增益。该助力特性曲线可以用下面的函数表示：

$$T_A = \begin{cases} 0 & 0 \leq T_{HW} < T_1 \\ f(v, T_{HW}) & T_1 \leq T_{HW} < T_2 \\ f(v, T_2) & T_{HW} \geq T_2 \end{cases} \quad (4.3)$$

式中： T_{HW} ：驾驶员输入力矩 ($N \cdot m$)；

T_1 ：电动机开始提供助力转矩时所对应的转向盘操纵力矩；

T_2 ：助力饱和时所对应的转向盘操纵力矩；

$F(v, T_{HW})$ ：是车速和驾驶员操纵力矩的二元函数。

从图 4.1 (c) 中可以发现当驾驶员转向操纵力矩输入小于 T_1 时，助力系统中的电动机处于未工作状态，汽车依靠驾驶员输入的操纵力矩就可以进行转向；当驾驶员的输入操纵力矩达到 T_1 时，助力系统中的电动机开始进行工作，来辅助驾驶员进行转向；当转向操纵力矩大于 T_2 时，助力系统向转向系统提供了最大助力力矩，是恒定不变的。

以上简单的介绍了三种助力特性曲线，由此可知，直线型助力特性曲线最为简单，比较容易测试和调整；曲线型助力特性曲线比较复杂，调整较为困难；而折线型助力特性曲线介于两者之间，它的形状不太复杂，调试难度也不高。从设计、调整和使用的角度来看，直线型助力特性曲线就能够满足实际应用的要求，所以本文采用了直线型助力特性曲线来表示助力特性。

4.3 直线助力特性曲线的确定

在控制器接收到转向盘力矩信号和车速信号后，控制器经过计算根据助力特性来确

定应该施加在转向系统的目标力矩值，当目标力矩确定后，因为目标力矩会对应一定的目标电流，所以目标电流也会随之确定^[29]。然后控制器会依据电流控制策略，由目标电流来调整电动机的实际电流，让电动机输出恰当的助力矩。言而简之，控制策略实现的过程实际上就是确定助力特性和跟踪助力特性的过程。根据理想转向盘力矩值和系统对助力特性的基本要求来确定助力特性，最终得到的助力特性是能够满足低速时的转向轻便性和高速时的操纵稳定性。跟踪助力特性主要是根据控制理论，通过控制电动机电枢的电压，实现对目标电流的跟踪。助力电动机所提供的助力转矩是随着车速和驾驶员操纵力矩的变化而变化的，在本文中助力力矩是助力增益与扭矩传感器所测转矩的函数：

$$T_a = K_v \cdot T_r \quad (4.4)$$

式中： T_a ：电动机作用在转向系统的助力矩；

K_v ：助力增益；

T_r ：扭矩传感器所测得的转矩。

在式（5.1）中可知，要确定直线型助力特性曲线的特性，需要确定 T_1 、 T_2 、 K_v 和 T_{Amax} 4 个参数。

4.3.1 T_1 和 T_2 参数的确定

当驾驶员转动方向盘时，既不能太重也不能太轻，操纵力矩应该在一个适当的范围内，按照直线型助力特性曲线的要求，当驾驶员输入力矩在很小的区域时，助力要非常小甚至不提供助力，目的是让驾驶员获得良好的路感。在本文中，当驾驶员输入力矩小于 T_1 时，电动机并不向系统提供助力^[30]。本文查阅并参考了大量资料，初步选取 $T_1=1 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

T_2 值的确定是由三方面来决定的：第一是以驾驶员的体力极限为标准， T_2 的值要低于驾驶员的正常体力极限，在国家的有关标准中，转向操作中方向盘极限切向力不能超过 50N；第二是 T_2 的值要满足汽车的转向轻便性要求；第三是要保证电动机的安全运行状态。根据相关的资料和参数确定了 $T_2=6\text{N}\cdot\text{m}$ 。

4.3.2 最大阻力矩 $T_{r\max}$ 和最大助力矩 $T_{a\max}$ 的确定

根据半经验公式计算原地转向时，汽车在沥青或者混凝土路面上原地转向的最大阻力矩 $M_{r\max}$ ，即

$$M_{r\max} = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p}} \quad (4.5)$$

式中：f：轮胎和路面之间的滑动摩擦系数，其值取 0.7；

G_1 ：汽车的前轴载荷（N）；

p：轮胎的气压（MPa）。

在经过转向机构反作用在转向轴上的力矩 $T_{r\max}$ 为：

$$T_{r\max} = \frac{M_{r\max}}{i \cdot \eta} \quad (4.6)$$

式中：i：转向器的角传动比；

η ：转向器效率。

有助力转向时，依据驾驶员的体力极限，驾驶员作用在方向盘上的切向力应该在 20 至 50N 之间，驾驶员作用在转向盘上的最大力矩：

$$T_{HW\max} = \frac{1}{2} F_{\max} D_{sw} \quad (4.7)$$

式中： F_{\max} ：驾驶员作用在转向盘上的最大切向力；

D_{sw} ：转向盘的直径。

由式（4.5）、（4.6）和（4.7）可以得出电动机提供的最大助力力矩 $T_{a\max}$ 为：

$$T_{a\max} = T_{r\max} - T_{HW\max} \quad (4.8)$$

4.3.3 车速感应系数 K_v

车速感应系数是和汽车行驶的路感紧密相连的，但现在没有具体的研究成果用来很好的表达助力的大小与车速之间的关系，也就是目前的状况是不能用函数或者语言用来对车速感应系数进行量化^[31]。在本文中，依据在各种情况下的路感要求，先确定在车速范围内几个固定车速下的车速感应系数，然后其它的车数感应系数可以根据相邻特征车速下的值进行拟合或者线性差补来得到，最后确定了本文所需的助力特性曲线。在对车

速感应系数进行计算时，首先要对汽车整车模型进行必要的仿真分析来确定不同车速下所需的驾驶员操纵力矩，然后将其相应车速下的理想方向盘力矩对比，并求出助力矩，再把以上的值代入相应的公式便能计算出车速感应系数的值。电动机的电磁转矩系数初步定为 0.049Nm/A，涡轮蜗杆减速机构减速比值为 20。

根据直流电动机的工作原理，电磁转矩 T_m 和电流 I 的关系式为：

$$T_m = K_m \cdot I_m \quad (4.9)$$

式中： K_m ：为电动机的电磁转矩系数；

I_m ：电动机的电枢电流。

轮胎和地面之间的阻力矩、助力力矩和驾驶员操纵力矩之间的关系为：

$$T_r = T_a + T_{HW} \quad (4.10)$$

在本文中，忽略了电动机的转动惯量、阻尼系数和电动机与支承间的干摩擦，简化后的模型的助力矩和电磁转矩之间的关系为：

$$T_a = T_m \cdot G_m \quad (4.11)$$

式中： G_m ：电动机减速机构减速比。

式 (4.9)、(4.10) 和 (4.11) 联立得：

$$I_m = \frac{T_r - T_{HW}}{K_m \cdot G_m} \quad (4.12)$$

车速感应系数 K_v 定义为：

$$K_v = \frac{I_m}{T_{HW} - T_1} \quad (4.13)$$

式 (4.12) 和 (4.13) 联立得：

$$K_v = \frac{T_r - T_{HW}}{K_m G_m (T_{HW} - T_1)} \quad (4.14)$$

表 4.1 是个特征车速下方向盘力矩和车速感应系数：

表 4.1 文献中的各特征车速下车速感应系数和方向盘力矩

V (Km/h)	21	40	65	80	97	113
方向盘力矩 T (N·m)	2.5	3.05	3.3	3.7	3.8	4.15
K_v	0.75	0.55	0.35	0.25	0.23	0.19

表 4.2 是所计算出的各车速下的理想手力力矩表：

表 4.2 各个车速下的理想手力力矩表

V (Km/h)	21	40	65	80	97	113
T _{HW} (N•m)	1.8146	2.3320	2.7126	3.2169	3.2850	3.6555

零车速时的车速感应系数为：

$$K_{V0} = \frac{T_{r \max} - T_{d \max}}{K_m G_m (T_{d \max} - 1)} = \frac{T_{a \max}}{K_m G_m (T_{d \max} - 1)} = 4.0816$$

本文利用在 Adams 中建立的整车模型，根据转向盘正弦输入进行仿真试验，按照理想方向盘最大力矩代入公式 (4.14)，得到整车模型在不同车速下的车速感应系数如下表 4.3：

表 4.3 整车模型各特征车速下的车速感应系数

V (Km/h)	21	40	65	80	97	113
T _{HW} (N•m)	2.1102	1.1411	0.6399	0.2891	0.2100	0.0701

车速系数和车速 V 之间可以用如下多项式来表达：

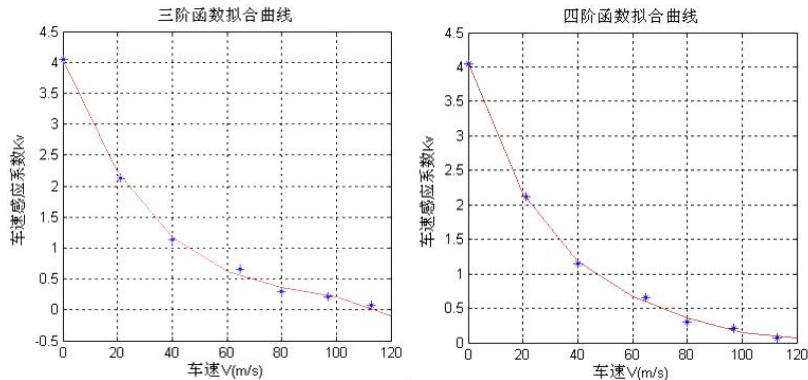
$$K_V = f(V) = a_0 + a_1V + a_2V^2 + a_3V^3 + a_4V^4 + \dots + a_nV^n \quad (4.15)$$

式中： a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 、 a_n ：拟合系数；

V：车速 (Km/h)。

由以上知车速 V=0 时， $K_V=4.0816$ 。

依据表 4.3 中的速度与速度系数值和式 (4.15) 能够求出各个系数的值，为了使拟合函数和真实数值更加的逼近，本文进行了检验，通过使用不同阶数的多项式拟合函数来拟合车速 V 和车速感应系数 K_V 。图 4.2 (a) (b) (c) (d) 是车速与车速感应系数关系的各阶拟合函数和真实数据的比较。



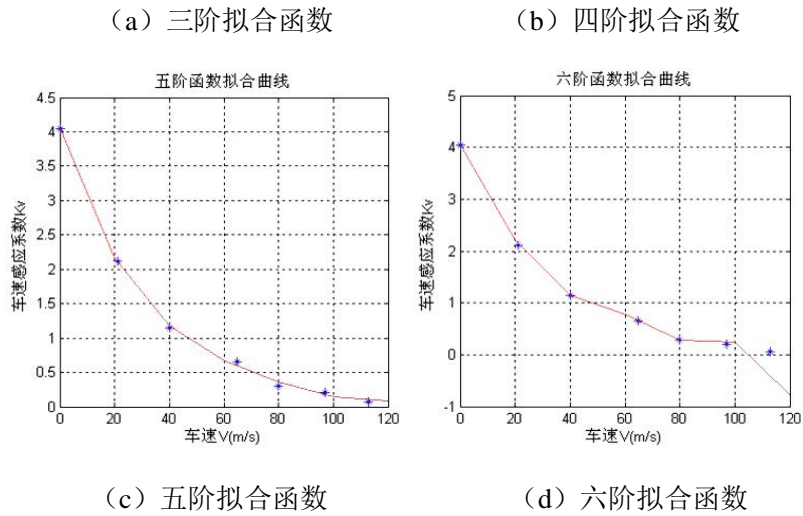


图 4.2 车速与车速感应系数关系的各阶拟合函数图

从上图可以看出，车速感应系数是随着车速的提高而降低的，在这种情况下，就能满足了低速时的转向轻便性和高速时的操纵稳定性。图 4.2 (c) 中的数据 and 拟合函数具有非常好的拟合，所以也就确定了 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 的值， $a_0=4.0811, a_1=0.1235, a_2=0.0015, a_3=0.0000001, a_4=0.000000023$ 。所以本文采用四阶拟合函数和式 (4.1) 确定了助力特性曲线。如下图 4.3。

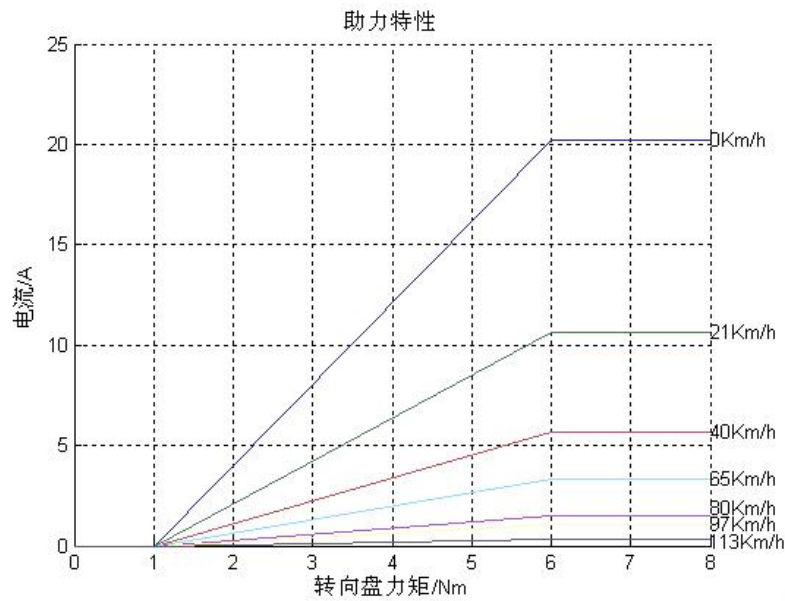


图 4.3 各特征车速下的助力特性曲线

由图 4.3 可知，当驾驶员作用在方向盘上的力矩达到 $1 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，电动机才开始进行工作，向转向系统提供助力，当驾驶员作用方向盘上的力矩小于 $1 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，电动机不进行工

作，不向转向系统提供助力。在每个特征车速下，电动机向转向系统提供助力均是从 $T_1=1 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时开始的，随着驾驶员作用在方向盘上的力矩增大，当其值达到 $T_2=6 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时，助力力矩达到最大值，不再变化，同时助力增益系数也不再变化。助力特性曲线斜率是随着车速的增加而减少的，在车速为零值时，助力特性曲线斜率达到最大值，最大值是 4.0816。由上图还可以看出，随着车速升高，电动机向转向系统提供的助力逐渐减小（助力系数逐渐减小），这与驾驶员高速时需要良好的路感的要求是相符的^[32]。

本文通过公式 4.4 在 Matlab/Simulink 中建立了助力特性曲线模型如图 4.4:

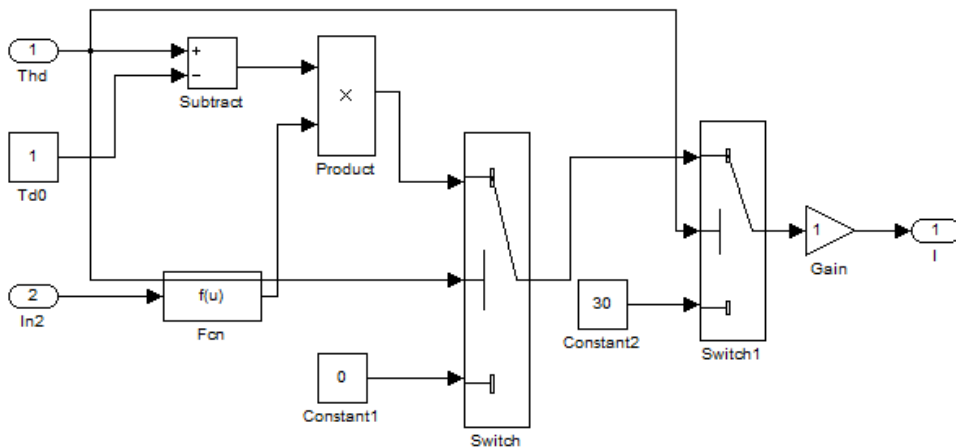


图 4.4 Simulink 中助力特性曲线模型图

4.4 电动助力转向系统建模

在本文中，在 Adams/Car 中建立了转向系统的机械系统模型，然后在 Matlab/Simulink 中建立起助力电动机、控制系统、减速机构等构件的数学模型。在模型中，把作用在转向齿条上的助力来等效代替了 EPS 对转向轴的助力矩，这样就能把 EPS 系统模型和 Matlab/Simulink 中的数学模型连接起来。

4.4.1 控制软件 MATLAB 的介绍

MATLAB (英文全称 Matrix Laboratory) 是美国的 MathWorks 公司在二十世纪八十年代中期推出的一款软件，它的初期版本是一种专门用于矩阵数值计算的数学软件，在经历了几十年的发展，现在已经成为国际上认可的优秀数学类科技应用软件^[33]。MATLAB 是基于矩阵运算，它已经成为一种高度集成的计算机语言。它除了拥有卓越的计算

能力外，还具备了灵活的程序设计流程，高质量的图形可视化和界面设计，便捷的和其他程序及语言接口的功能，较好的二次开发环境。它能够把编程、科学计算和结果的可视化都集成在方便的环境中，而且还附带大量不同领域专业工具箱，在各个领域都有优越的表现，成为了目前市场上强有力的工程问题分析计算和程序设计工具，是现代工程研究人员需要掌握的基本工具^[34]。

MATLAB 程序语言是美国高校为了提高运算能力而开发的，其最突出的特点就是强大的矩阵计算能力和性能优异的图形可视化功能。MATLAB/Simulink 模块是用来对动态系统进行建模、仿真和分析的专用软件包，它支持离散、连续或者两者混合的线性及非线性系统。MATLAB/Simulink 模块提供了用框图进行建模的图形接口，和传统的仿真软件包用微分方程和差分方程建模相比，它具有更加直观、便捷的优势。模型建立之后，用户能够通过菜单命令或者所在的命令窗口输入命令对它进行仿真。通过显示模块，用户可以在仿真的同时，观察仿真结果。然而在实际的使用中，通常会发现一些过程用普通的模块不易搭建，可以使用支持的统一格式，使用计算机语言写出描述过程的程序、模块，可以像标准库模块直接调用。

现在流行的 Matlab/Simulink 拥有数百个内部函数的主文件包和工具包。工具包可以分为学科性工具包和功能性工具包：学科工具包有较强的专业性，控制工具包、信号处理工具包和通信工具包等都属于此类；功能工具包是用来扩充 MATLAB 符号运算，可视化建模仿真、文字处理及实时控制等功能。在 MATLAB 中，所有的主文件包和各种工具包都是可读可修改的文件，用户能够通过修改源程序或者加入自己编写的程序构造新的专用工具包。

4.4.2 电动机模型的建立

电动助力转向系统是由助力电动机、转矩传感器，涡轮蜗杆减速器、PWM 控制单元、ECU 等构成。转矩传感器中接收的信号可以直接在 Adams/Car 中的 MDI SDI TES TRIG 中输出，因此在所建立的模型中就不用再建立转矩传感器模型。

本文中电动助力转向系统所用的电动机是永磁直流电动机，其具有效率高、可靠性高、质量轻、体积较小等优点。永磁直流电动机是由两部分组成：一是电气子系统；二是机械运动子系统。根据电动机的机械运动规律，建立了电动机的电气数学模型和机

械特性数学模型。

(1) 电动机的电气特性数学模型:

由克希霍夫定律可得:

$$U_m = R \cdot I + L \frac{dI}{dt} + K_b \dot{\theta}_m \quad (4.16)$$

式中: U_m : 电枢电压;

I : 电枢电流;

R : 电枢电阻;

L : 电枢电感;

θ_m : 转角;

K_b : 反电动势常数。

(2) 电动机的机械特性数学模型:

$$T_m = T_a + J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + f(\theta_m, \dot{\theta}_m) \quad (4.17)$$

式中: T_m : 电动机产生的电磁转矩;

T_a : 电动机向转向系统提供的力矩;

J_m : 电动机的转动惯量;

B_m : 电动机当量阻尼系数。

$f(\theta_m, \dot{\theta}_m)$: 电动机转轴和支承之间的干摩擦力(因为此值较小,所以在本文中
可以忽略不计)。

电动机的电磁转矩方程:

$$T_m = K_m \cdot I \quad (4.18)$$

式中: K_m : 电动机转矩系数。

方向盘转速与电动机转速关系为:

$$\frac{d\theta_m}{dt} = V_{sw} \cdot G_m \quad (4.19)$$

式中: V_{sw} : 转向盘转速;

G_m : 电动机减速结构减速比。

通过以上分析可得出转向系统输出的助力值:

$$F_a = \frac{T_a \cdot G_m}{r} \quad (4.20)$$

式中： F_a ：作用在齿条上的力；

r ：小齿轮半径。

下图 4.5 是在 Matlab/Simulink 中建立的电动机模型：

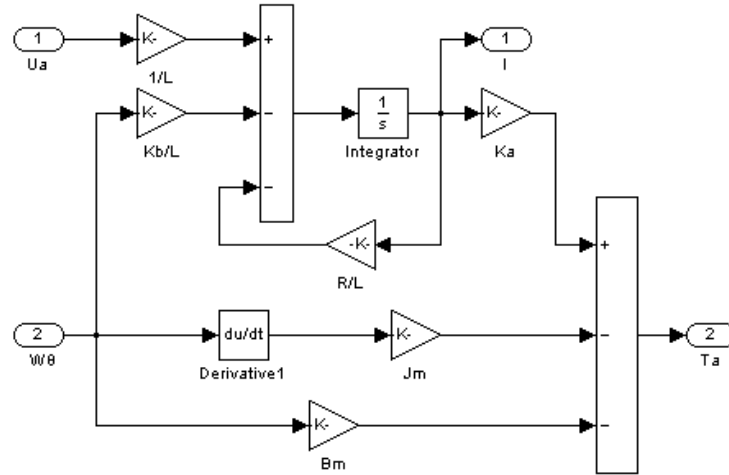


图 4.5 电动机控制模型

4.4.3 控制策略建模

控制策略作为电动助力转向系统中一个重要的部分，对转向系统有着很大的影响，它直接关系到汽车的转向轻便性和良好的汽车“路感”，因此，一个好的控制策略将关系到转向系统的成功与否。正是转向系统控制策略如此的重要，国内外很多汽车公司和设计人员都做了大量的研究和测试^[35]。目前国内对电动助力转向系统的研究主要集中在控制算法上，本文主要介绍常规 PID 控制和自适应模糊 PID 控制。

(1) 常规 PID 控制器的建模

PID 控制又称为比例积分微分控制，它的工作原理是：在 PID 控制中实际上包含了 PI 和 PD 控制，PID 控制器根据系统所产生的误差，利用了比例、积分、微分计算控制对输入和输出量进行控制。它应用于特定的车速和转向盘转矩下，通过改变控制器中的参数来控制电动机端的电压或电流，以提供合适的助力力矩。图 4.6 是典型的 PID 控制原理图。

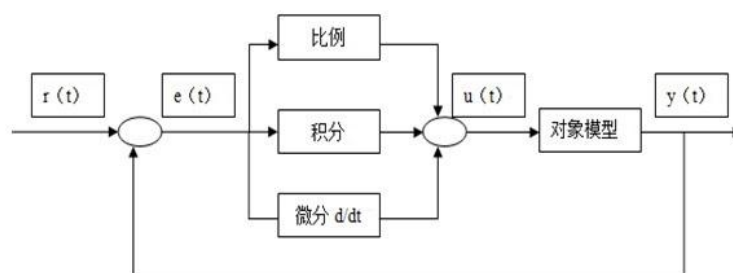


图 4.6 典型的 PID 基本控制模式

PID 控制应用广泛，应用于很多方面，它的控制算法非常完善，调试也很方便，通过调节比例环节、积分环节和微分环节的参数大小就能改变控制器的性能。下图 4.7 是在 Matlab/Simulink 中建立的 PID 控制器。

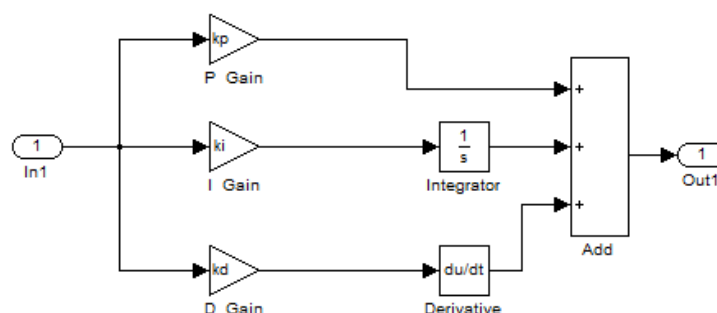


图 4.7 Matlab/Simulink 中建立的 PID 控制器

(2) 自适应模糊 PID 控制器的建模

模糊控制不受精确控制模型的影响，模糊控制动态性能优异，对参数时变、非线性系统有很强的适应的能力。本文中的自适应模糊控制器，它拥有了常规 PID 控制的所有优点，而且又能较好的适应系统参数和工作环境的变化。它应用模糊推理方法来实现 PID 控制参数进行自调整来达到 K_p 、 K_i 、 K_d 取值的动态变化，让系统动态过程每个阶段的 PID 参数都处于最理想的状态，以更好的来适应 EPS 系统助力控制的需要。

① 自适应模糊 PID 控制器的基本结构和原理

在自适应模糊 PID 控制器中，它是助力电动机的目标电流和实际电流之间的偏差 e 和偏差变化率 ec 作为输入，然后依据模糊控制原理通过推理规则获得了输出量 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d ，从而达到对 PID 的 3 个参数进行实时修改并同时实现参数的自整定，以满足在不断变化的 e 和 ec 受控制系统对控制参数的具体要求，从而让被控对象达到最优

的动、静态性能。由以上的理论可以把此控制系统划分为两个部分，一是模糊推理的参数自校正系统，二是传统的 PID 控制系统，下图 4.8 是自适应模糊 PID 控制结构框图。

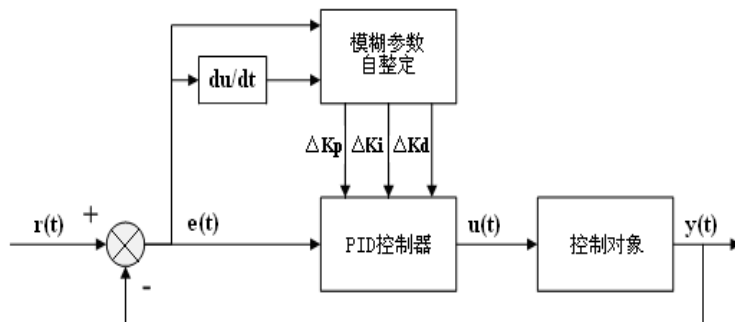


图 4.8 自适应模糊 PID 控制结构框图

常规的 PID 控制器结构在前面已经介绍，下面主要介绍参数自整定模糊控制器的建模过程。

模糊控制^[36]是以模糊集合为理论基础的一种新型控制手段，它将模糊系统理论、模糊技术与自动控制技术结合起来，通过模糊的语言与规则来描述并推理出的受控系统的动态特性以及主要的性能指标，并能以此对系统实现控制；模糊控制是基于丰富操作经验总结出的、用自然语言表述控制策略的，或通过大量的实际操作数据归纳总结出的控制规则，用计算机予以实现的自动控制；它与传统控制的最大不同，在于不需要知道控制对象的数学模型，而需要积累对设备进行控制的操作经验或数据^[37]。

在模糊控制器中，它是由四部分组成：模糊化接口、规则库、模糊推理、清晰化接口，下图 4.9 是其结构图。

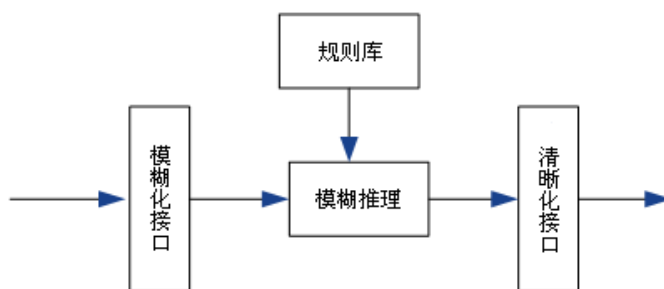


图 4.9 模糊控制器结构图

②模糊化

模糊化是指在控制器的输入和输出论域上定义语言变量，把精确的输入和输出值转

换为模糊的语言值。本文建立了 3 个模糊控制器来分别对 K_p 、 K_i 、 K_d 进行参数的调整，以偏差 e 和偏差变化率 ec 作为模糊控制器的输入量，而模糊控制器的输出量分别是 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 。

针对模糊控制器的每一个输入和输出，在各自的论域上定义一个语言变量。在 e 的论域上定义语言变量“偏差 E ”， ec 的论域上定义语言变量“偏差变化率 EC ”，同样也可以定义语言变量“控制量 ΔK_p ”、“控制量 ΔK_i ”、“控制量 ΔK_d ”。由相关资料和试验数据可知，本文把输入量 e 和 ec 的物理论域定为 $[-20,20]$ ，输出量 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 的物理论域分别定为 $[-3,3]$ ， $[-0.06,0.06]$ ， $[-1,1]$ ，把所有语言变量的论域定为 $\{-6 -5 -4 -3 -2 -1 0 1 2 3 4 5 6\}$ ，在论域上的 7 个模糊子集 $\{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$ ，以上模糊子集分别表示了负大，负中，负小，零，正小，正中，正大。求得的量化因子分别为 0.3 和 0.3，比例因子分别为 0.5，0.01，0.167。

语言变量各模糊子集的隶属函数的确定：通过语言变量将精确的输入转化为模糊语言值，隶属函数有很多曲线的形状，例如梯形、三角形等，本文的输入、输出变量的隶属度函数均采用了三角形隶属函数。相邻的两个模糊子集交集的最大隶属度定为 $1/2$ ，下图 4.10 是输入、输出量隶属度函数曲线。

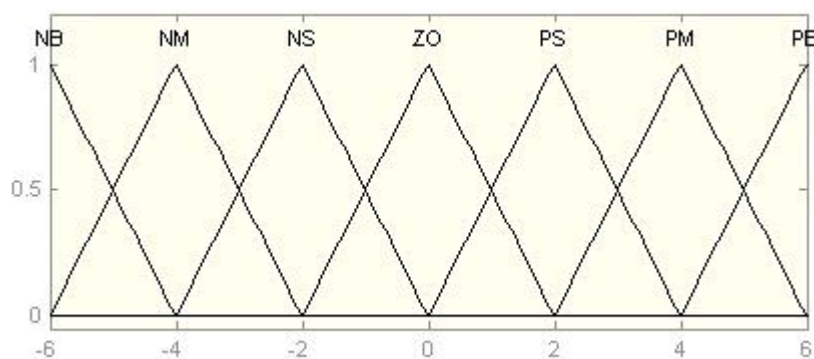


图 4.10 输入和输出变量的隶属度函数曲线

③PID 参数的整定原理规则

模糊控制规则在模糊控制器的设计中有着重要的作用，它的精确与否对模糊控制器的影响很大^[39]。PID 参数自整定的核心就是根据相关领域的专家或工程技术人员总结的实际操作经验、工程技术知识以及专家控制知识，来建立恰当的整定规则。本文中的关

关键在于找出 PID 控制器的三个参数 K_p 、 K_i 、 K_d 与偏差和偏差变化率之间的模糊关系。根据专家知识的描述，整定 PID 控制参数时，需要考虑在不同时刻三个参数各自的作用以及相互之间的关系。参数 K_p 、 K_i 、 K_d 的自整定要求为^[38]：

当 $|e|$ 较小时，应选取较大的 K_p 和 K_i ，为了避免系统在平衡点产生振荡， K_d 的选值要适当， K_d 的取值规则是：当 $|ec|$ 较小时， K_d 值可以取大些；当 $|ec|$ 较大时， K_d 值可以取小些。

当 $|e|$ 较大时，取较大的 K_p 和较小的 K_d ，这样能够提高系统的响应速度，还能避免偏差 e 的突然增大可能导致的微分出现过饱和，同时 K_i 取值为零。

当 $|e|$ 和 $|ec|$ 取中等大小值时， K_p 、 K_i 、 K_d 不能取太大的值，其中 K_i 应取较小的值，这样是为了控制系统的超调量，同时 K_p 和 K_d 的取值要适中，是为了保证系统的响应速度。

本文根据以上的控制设计要求和按照 IF...is...AND...is...THEN...is...形势来表达。下表 5.1 是制定的 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 的模糊规则表。

表 5.1 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 的模糊控制规则表

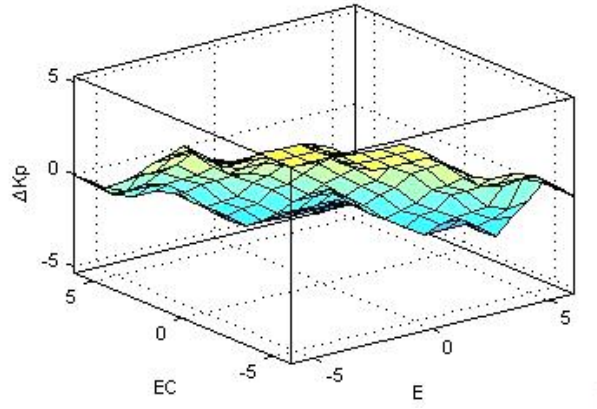
$e \backslash ec$	NB	NM	NS	ZO	PS	PM
NB	PB NB PS	PB NB PS	PM NB ZO	PM NM ZO	PS NM ZO	PS ZO PB
NM	PB NB NS	PB NB NS	PM NM NS	PM NM NS	PS NS ZO	ZO ZO NS
NS	PM NM NB	PM NM NB	PM NS NM	PS NS NS	ZO ZO ZO	NS PS PS
ZO	PM NM NB	PS NS NM	PS NS NM	ZO ZO NS	NS PS ZO	NM PS PS
PS	PS NS NB	PS NS NM	ZO ZO NS	NS PS NS	NS PS ZO	NM PM PS
PM	ZO ZO NM	ZO ZO NS	NS PS NS	NM PM NS	NM PM ZO	NM PB PS
PB	ZO ZO PS	NS ZO ZO	NS PS ZO	NM PM ZO	NM PB ZO	NB PB PB

④解模糊

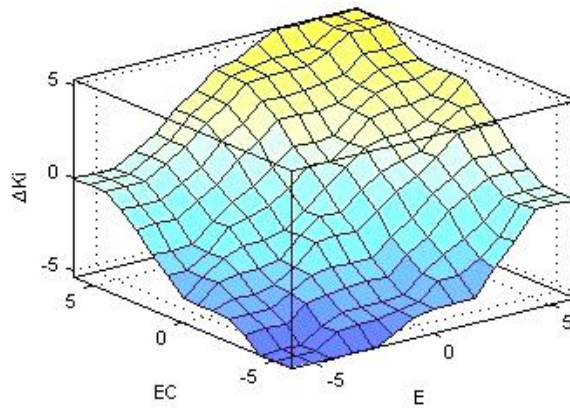
在本文中，采用了拥有模糊消除器和模糊产生器的 Mamdani 的模糊逻辑系统进行模糊推理，它的推理过程是：对不同输入 e 和 ec 经过模糊产生器进行相应的模糊化并且取得相应的语言值后，在 Mamdani 模糊逻辑系统中将输入按照表 5.1 中的模糊规则进行推理，然后得到的是 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 在论域上的模糊子集，最后经过模糊消除器将模糊子集转化为精确的控制量，施加于受控制对象。我们将这种转化方法叫做清晰化/解模糊/模糊判决。重心法、面积法、高度法是解模糊常用的三种方法。本文中采用的是

重心法，该方法是对模糊输出量中各元素及其对应的隶属度就平均加权值，并且进行四舍五入取整而得到了精确的输出控制量。

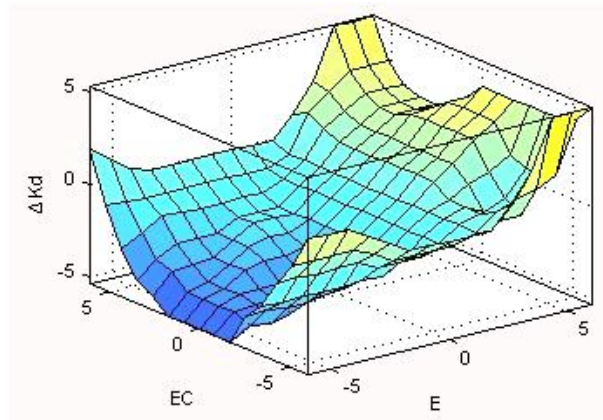
下面是 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 的控制曲面图，如图 4.11 (a)、(b)、(c) 所示。



(a) ΔK_p 与 E 及 EC 的关系曲面图



(b) ΔK_i 与 E 及 EC 的关系曲面图



(c) ΔK_d 与 E 及 EC 的关系曲面图

通过以上的模糊求解，可以求出不同偏差和偏差变化率下的 PID 控制参数的调整量，把这些调整量输出的值可以构成模糊矩阵表，在把其储存到电子控制单元的程序存储器中。控制参数的调整算式为：

$$\begin{cases} K_p = K_{p0} + \Delta K_p \\ K_i = K_{i0} + \Delta K_i \\ K_d = K_{d0} + \Delta K_d \end{cases} \quad (5.1)$$

式中： K_{p0} 、 K_{d0} 、 K_{i0} 是解模糊的初始值，其可以通过常规方法获得， ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 是模糊控制器的输出。当在线运行时，控制系统通过模糊逻辑规则的结果去处理、查表及运算，就可以完成了控制参数的在线自整定。

下图 4.12 是在线自整定的工作流程图。

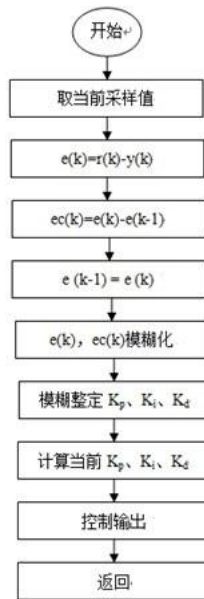


图 4.12 模糊 PID 在线自整定工作流程图

下图 4.13 是在 Matlab/Simulink 中创建的自适应模糊 PID 控制器，此控制器是以目标电流和实际电流之间的偏差及偏差变化率作为输入，经过模糊推理输出 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d ，实现了 PID 控制参数的自整定，再通过 PID 控制来输出电动机的控制电压。

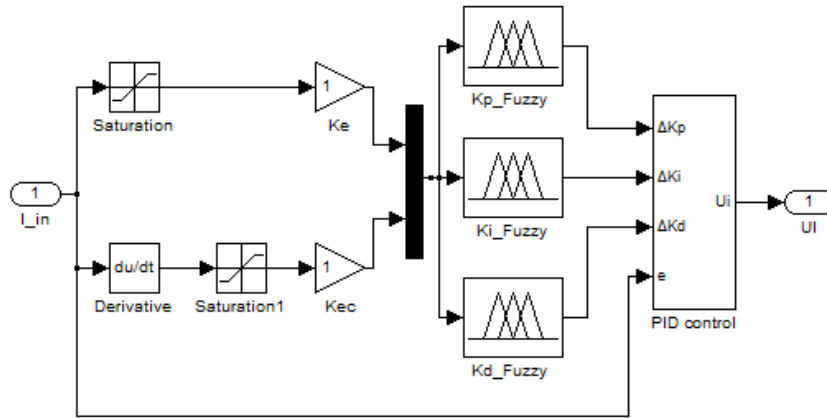


图 4.13 自适应模糊 PID 控制器

在自适应模糊 PID 控制器中，PID 控制器子系统的结构图如图 4.14，在图中的 K_{p0} 、 K_{d0} 、 K_{i0} 的初始值分别设定为 1.03,0.21,0.0014，经过调试电机的实际电流能对目标电流的跟踪达到很好的效果。

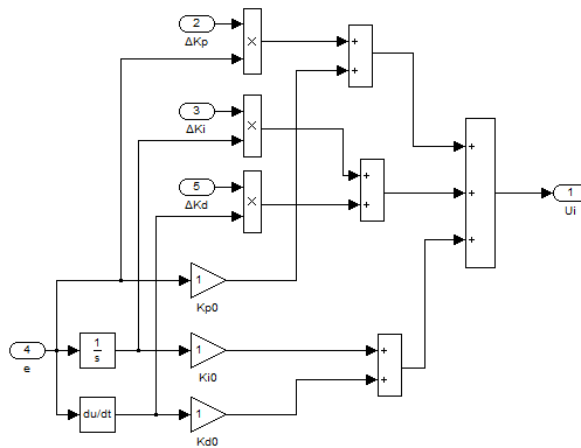


图 4.14 自适应模糊 PID 控制系统中的 PID 控制器子系统

通过以上设计的各个系统控制的子系统，最终的 EPS 控制策略图如下图 4.15 所示。汽车行驶过程中，车速、转向盘力矩和转向盘速度信号经过传感器传递到控制器中，经过 ECU 的分析，根据前文建立好的助力特性曲线，就可以得出电动机的助力目标电流，然后对电动机的电枢电流（实际电流）与目标电流进行对比并求取偏差和偏差变化率，经过自适应模糊 PID 控制调节后得到电动机的最终控制电压，然后经过 PWM(脉宽调制技术)^[37]对电动机的电枢电压进行实时控制，最终达到了对电动机的助力转矩的输出控制。

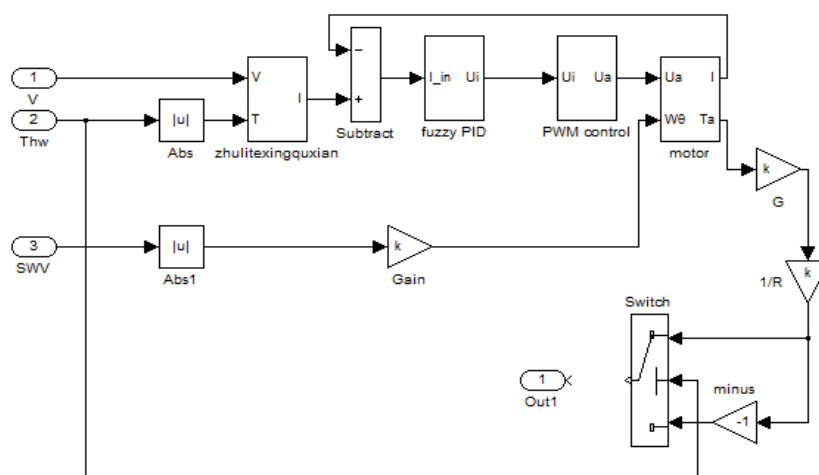


图 4.15 电动助力转向系统控制系统

4.4.4 仿真分析验证

在和经典 PID 控制分析的对比：本文中对控制器的电流幅值为 10A,周期为 5 秒，宽度为 50%的方波信号作为目标电流的输入，并且把其与自适应模糊 PID 控制的电流响应作为对比，对比结果如下图 4.16 所示（实线代表自适应模糊 PID 控制，虚线代表经典 PID 控制，点划线代表目标电流）。

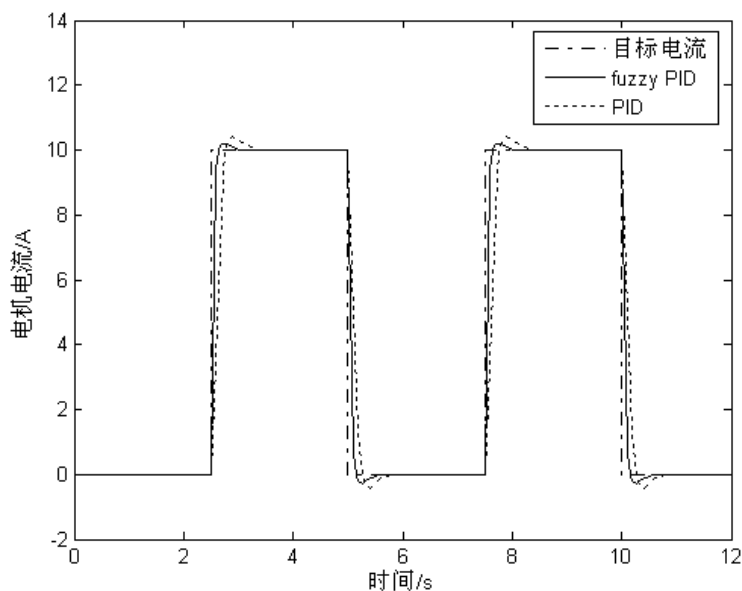


图 4.16 经典 PID 控制和自适应模糊 PID 控制对比图

4.5 本章小结

在本文第四部分主要介绍了电动助力转向系统的助力特性分析以及系统模型的建立，首先介绍了电动助力转向系统特性的确定，在过程中又介绍了三种助力特性曲线：直线型、折线型、曲线型，然后通过计算和分析确定了本文所运用的直线型助力特性曲线；本文还对 MATLAB 软件进行了介绍，并且对电动助力转向系统进行了建模，主要是电动机模型的建立，通过动力学分析和计算确定了电动机的模型，在 Matlab/Simulink 中建立了电动机的模型；在之后小节中又介绍了控制策略的建模过程，并最终进行了仿真验证。

经济价

5 联合仿真分析及验证

5.1 联合仿真的介绍

联合仿真是指在仿真过程中要同时执行两个或者多个仿真模型，这些模型都是在不同的仿真代码下建立的，然后把这些模型进行一起仿真运算，其中每个软件包使用自己的求解器对他们各自的模型进行求解。

在本文中，Adams 提供了机电一体化系统进行仿真分析的方法，其利用了 Adams/Controls 模块将在 Adams/Car 所建立的整车模型和控制软件 Matlab/Simulink 模块来实现联合仿真。仿真的基本方法是：在 Adams/Controls 中建立起机械模型的输入和输出，然后用控制软件 Matlab/Simulink 建立起控制模型，在其建立相对应的输入和输出，然后根据各自的输入和输出信号把机械模型和控制模型连接成闭合回路，就可以进行机电一体化的联合仿真。联合仿真示意图如下图 5.1。

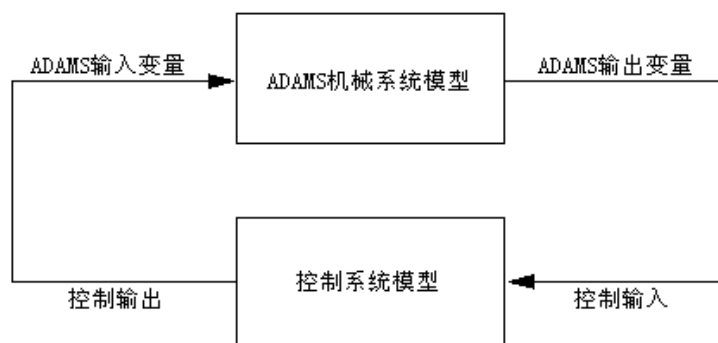


图 5.1 联合仿真示意图

实现联合仿真大致分为四个步骤：

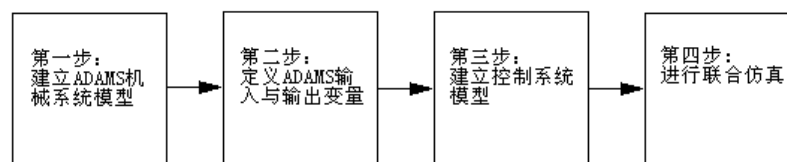


图 5.2 联合仿真的步骤

首先，在 Adams 中建立整车模型的机械系统样机模型，包括增加一些参数、约束和力，之后在 Adams/Car 中调入 Controls 模块；

其次，在 Adams 中，对样机模型定义输入和输出变量，变量的定义对于联合仿真软件之间可以形成闭合回路；

再次，就是控制系统模型的建立，在 Matlab/Simulink 中建立起控制模型，并通过 Adams 中的控制 Controls 模块把样机模型转变为控制系统中的组成模块；

最后，进行机电系统的联合仿真。

在进行联合仿真分析时，ADAMS 提供了两种工作模式：其一，控制系统与机械系统分别采用各自的解算器求解，它们依靠状态方程来交换信息；其二，把控制软件建立的控制框图通过 Control 模块提交给 ADAMS，再通过 ADAMS 的解算器进行联合系统的同步仿真分析。在 MATLAB 与 ADAMS 的联合仿真中，其联合的过程由 MATLAB 程序进行控制。它建立了两个软件之间信号的交换通道，隔一段时间就运行 ADAMS 程序一次，再设置两个软件具有相同的仿真时间步长，就能在每一个时间步进行数据交换并实现联合仿真。

5.1.1 联合仿真步骤的实现

在前文中已经分别建立了整车动力学模型和电动助力转向系统的数学模型^{[39][40][41]}。把整车模型中的方向盘转矩、汽车的车速和方向盘转速作为输出，同时在电动助力转向系统中同时输出电动机对齿条的助力，然后把以上信号通过 Adams/Control 模块经过 Matlab/Simulink 构成闭合控制回路，就可以进行两个软件的联合仿真。

1、输入变量和输出变量的设置

本文的联合仿真的目的是对整车稳定性的仿真分析，因此把转向盘转矩、车速和转向盘转角作为联合仿真的输出，把电动机作用在转向齿条上的助力作为输入。

(1) 输入变量的设置

输入变量作为转向子系统的一部分，所以需要在建立转向子系统模版文件时就定义了输入变量，本文在 Template Builder 界面中建立了状态变量 rack_assist_force，通过使用 VARVAL 函数取状态变量的值，即 $Vforce=VARVAL (._rack_assist_system.rack_assist_force)$ ，然后又建立了名为“assist_force_control”的 Plant Input。电动助力转向系统的助力信号就可以通过“assist_force_control”传递到状态变量 rack_assist_force，再通过 Vforce 得到状态变量 rack_assist_force 的值，最终以此方式获得助力，在进行每一个步

长的仿真分析时，助力值也会随着步长的变化而读取刷新。

(2) 输出变量的设置

在整车模型中，转向盘转矩、车速和转向盘转速等变量均包含在系统变量中，就不用再额外的定义输出变量。在 Standard Interface 界面中，加载 Adams/Control 模块，打开 Plant Export，并且在 Plant Input 中填加前文所建立的“assist_force_cotrol”，同时也在 Plant Output 中添加 steering_information 和 body_information。系统参数设置完成后，就可以利用 Adams/Control 模块输出联合仿真文件，在 Adams/Car 工作目录中生成了三个仿真分析文件：Controls_Plant.m，Controls_Plant.cmd，Controls_Plant.adm。

2、仿真提交

工况为 Course Events，将文件的前缀设置成 AA，并选择使用了“files_only”模式，可以看到工作目录中新生成了四个文件：AA_ilc.adm，AA_ilc_con，AA_ilc.nam，AA_ilc.m。

3、仿真文件的修改

修改仿真文件对联合仿真是非常重要的，这关系到仿真成功与否的关键，首先要把 Controls_Plant.m 中 Adams_prefix 后的 Controls_Plant 修改为 AA_ilc，然后把 ADAMS_ini 后的 Controls_Plant 修改为 AA_ilc，之后在 ADAMS_outputs 中需要保留 TESTRIGbody_velocity_x，TESTRIG.steering_wheel_velocity，TESTRIG.steering_wheel_torque，也就是在所有的车身信息（body_information）和转向信息（steering_information）中输出转向盘转矩、车速和转向盘转速。为了能够让联合仿真顺利进行，需要把以上生成的文件的工作目录和 MATLAB 的工作目录设置为同一目录，这样会让仿真顺利进行，否则会出现一系列的仿真错误，因为找不到相关的仿真文件。

4、联合仿真模型

打开 Matlab，启动 Controls_Plant.m 文件，将会显示出所建立模型的输入和输出变量。然后在 Matlab 的命令栏里输入 adams_sub，回车之后，会显示 adams_sys 模块，如下图 5.3 所示，双击其中的 adams_sub 模块，得到如图 5.4 所示的控制结构框图。新建一个 mdl 文件，把以上整车机械控制模块和前面所建立的 EPS 系统控制模型复制过来，按照一定的次序连接起来，整个联合仿真模型就建立完成，下图 5.5 是联合仿真控制模型图。

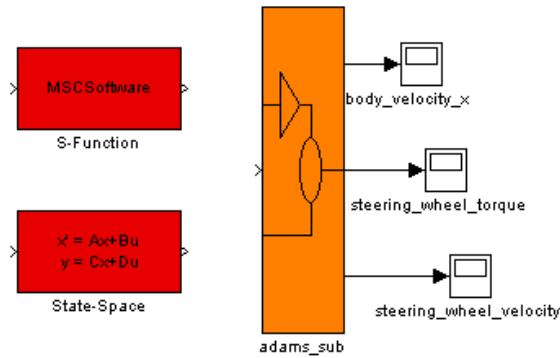


图 5.3 adams_sys 控制模块

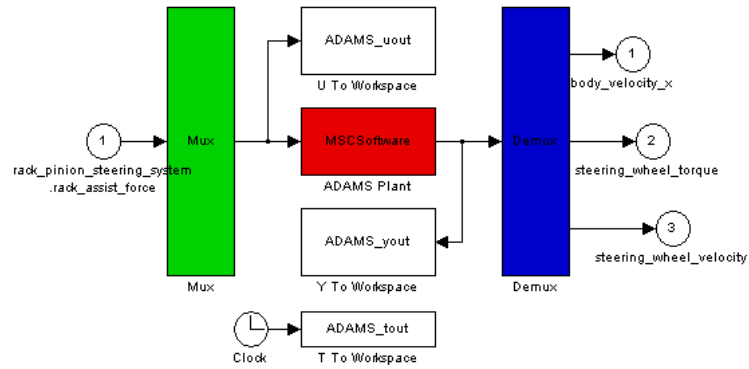


图 5.4 adams_sub 控制模块

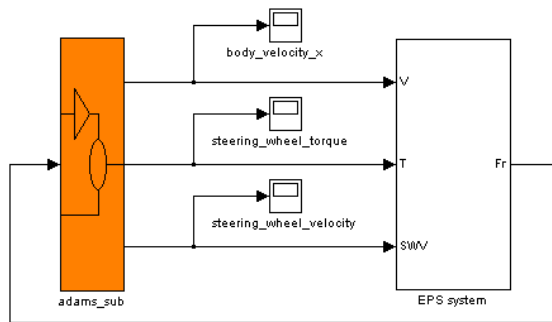


图 5.5 整车和 EPS 联合仿真控制模型

5.1.2 联合仿真分析验证

在本文中，按照 ISO: Double Lane Change 把路径进行了设置，把装备 EPS 和未装备 EPS 系统的整车模型进行双移线工况仿真，仿真结果如以下几图：

(1) 方向盘操纵力矩的对比

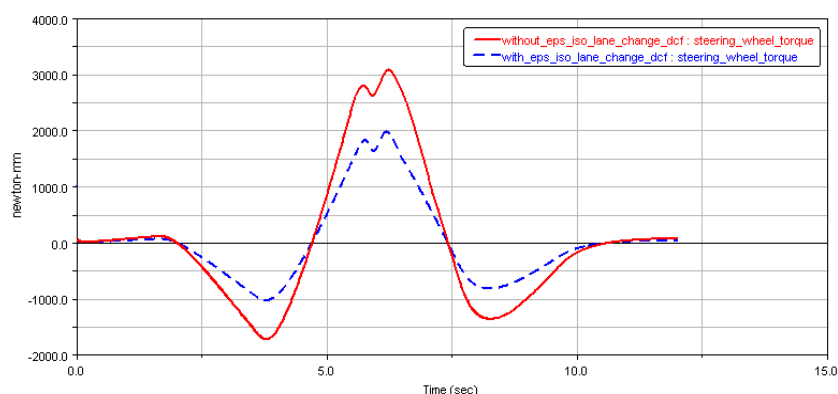


图 5.6 方向盘操纵力矩对比图

在图 5.6 中，虚线代表的是未加 EPS 的转向盘输入操纵力矩，实线代表的是带 EPS 的转向盘输入操纵力矩。从图中可知，装备 EPS 的转向盘操纵力矩明显小于不装备 EPS 的转向盘操纵力矩，转向轻便性体现出来，而且转向 EPS 的车辆力矩振荡较小，更加的平稳，驾驶员有较强的转向路感。

(2) 横摆角速度的对比

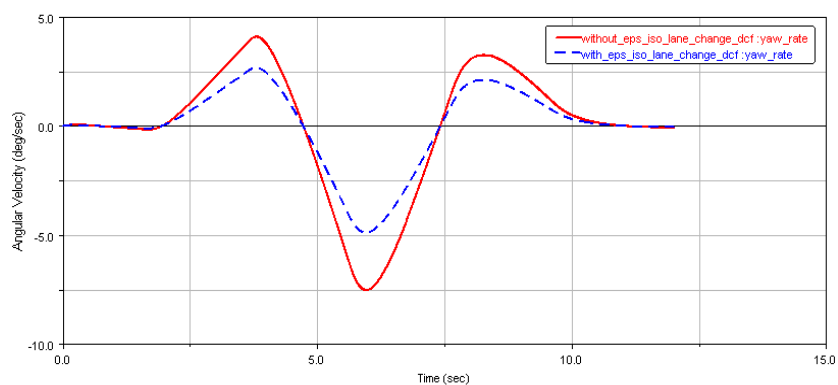


图 5.7 横摆角速度的比较图

在图 5.7 中，虚线代表的是未加 EPS 的汽车的横摆角速度曲线，实线代表的是带有 EPS 的汽车横摆角速度曲线。从图中可知，加 EPS 汽车的横摆角速度要小于未加 EPS 汽车的横摆角速度，而且加 EPS 的汽车的横摆角速度能够快速达到稳态，这样就提高了汽车的操纵稳定性。

从以上的仿真分析对比中，可以看出本文建立的联合仿真模型是符合条件的。

5.2 操纵稳定性的介绍

5.2.1 汽车操纵稳定性的评价方法

汽车的操纵稳定性是指驾驶员不感到过分紧张、疲劳的条件下,汽车能遵循驾驶员通过转向系及转向车轮给定的方向行驶,且当遇到外界干扰时,汽车能抵抗干扰而保持稳定行驶的能力。汽车操纵稳定性不仅影响到汽车驾驶的操纵方便的可操作性,而且也会影响到汽车的安全行驶的状况,人们称其为“高速车辆的生命线”^[42]。

汽车性能最后要通过试验来进行测定和评价。操纵稳定性的评价方法有两种:主观评价和客观评价^{[43][44]}。客观评价方法是通过测试仪器测出表征性能的物理量如横摆角速度、侧向加速度、侧倾角和转向力等来评价操纵稳定性的方法。主观评价方法就是感觉评价,其方法是让试验评价人员根据自己的驾驶感觉来进行评价,并依据规定的项目和评分办法进行评分。

本文将按照国家的有关标准来评价助力特性对汽车操纵稳定性的影响,一般采用了主观评价和客观评价相结合的方法,以达到对汽车操纵稳定性做出最好的评价。

5.2.2 汽车操纵稳定性的评价指标

汽车操纵稳定性的基本内容及评价所用物理参量主要包括以下几方面^[44]:

1、横摆角速度频率响应特性:当对方向盘进行转角正弦输入时,频率从 $0 \rightarrow \infty$ 变化时,横摆角速度和转向盘转角的振幅比及相位差之间的变化关系。主要评价参数:稳态增益、相位滞后角、共振时振幅比、共振峰频率;

2、方向盘角阶跃输入下的稳态响应和转向特性转向盘角阶跃下的瞬态响应。主要评价参数:横摆角速度波动的无阻尼圆频率及反应时间;

3、转向盘中间位置操纵稳定性:其主要是用来评价汽车在高速行驶时,对转向盘施加低频的正弦小转角输入时的操纵稳定性。主要评价参数:转向灵敏度、转向功灵敏度和转向盘力特性——转向盘转矩梯度;

4、回正性:汽车在方向盘力矩输入下的自动回正特性。主要评价参数:回正后剩余横摆角速度与剩余角速度、达到剩余横摆加速度的时间;

5、转向半径:其是来评价汽车的机动性能的一个重要指标。主要评价参数:最小

转向半径；

6、转向轻便性：其是通过观察转向操作时需要施加在方向盘的力矩的大小来评价转向操纵轻便性的程度。主要评价参数：转向力和转向功；

7、直线行驶性能：汽车的直线行驶性能主要是来评价在直线行驶时对外界的抗干扰能力的时域响应。主要评价参数：侧向偏移量；

5.2.3 汽车操纵稳定性的试验方法

现在测试汽车操纵稳定性的试验方法很多，本文中仅介绍集中常见的试验方法：

1、稳态转向特性试验，这个试验目的是测试汽车对转向盘转角输入达到稳态行驶状态时汽车的稳态横摆角速度响应。试验基本方法：把转向盘转角固定，在地平面上画一个半径为 15m 或者 20m 的圆周，然后让汽车以最低的稳定速度沿着所画的圆周路线行驶。

2、转向回正试验，其是测定驾驶员自由操纵力输入的性能试验，考察了汽车从曲线回到直线行驶的过程。试验基本方法是：汽车沿着半径为 15m 的圆周行驶，并调整汽车车速的侧向加速度到达一定的值，然后松开转向盘，在回正力矩的作用之下，汽车恢复到直线行驶。

3、角阶跃试验，其目的是衡量汽车的频率响应特性。该试验的具体方法是：汽车以恒定的车速直线行驶，然后突然转动方向盘，让方向盘转到一定的角度，使汽车作圆周运动。该试验能考察汽车的侧向加速度和横摆角速度。

5.3 汽车操纵稳定性的仿真分析

利用本文所建立的电动助力转向系统控制策略对整车的操纵稳定性进行验证，以检验所建控制模型的合理性，利用联合仿真模型，并按照国标对转向操纵性能进行评价的相关规范，进行两软件间的联合仿真^[45]。

5.3.1 转向盘转角脉冲输入试验

此试验是按照 GB/T 6323.3-94 的相关规定进行了联合仿真试验，汽车以初始速度为 60km/h 的速度直线行驶，接着给方向盘一个脉冲输入，如图 5.8，经过 0.3 秒后，让

方向盘向左（或者向右）转动 120 度并且快速转回原处，保持不动，直到汽车恢复到直线行驶位置，把全部过程记下来，在此时间内，油门的开度保持不变。通过仿真之后得到了转向盘力矩、汽车侧向加速度、汽车横摆角速度响应曲线，如图 5.9、图 5.10、图 5.11 所示。

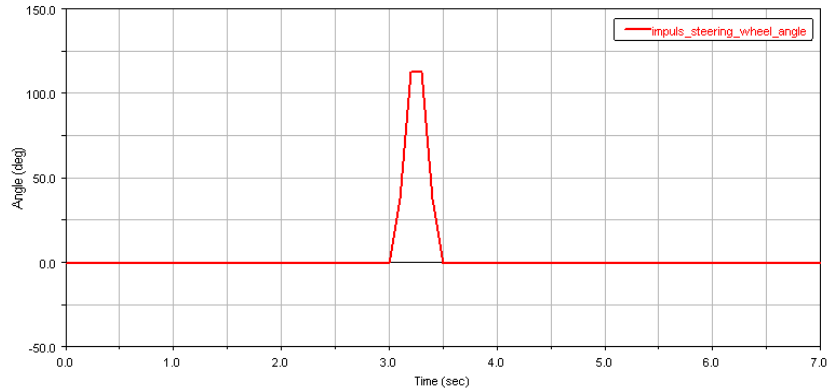


图 5.8 汽车转向盘转角脉冲输入

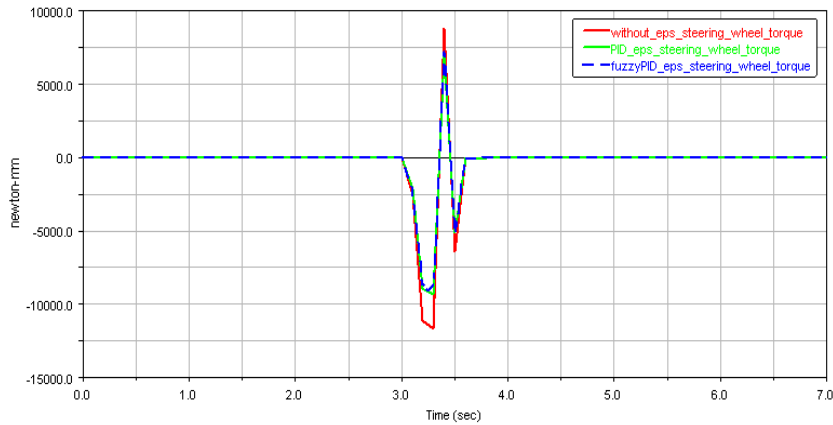


图 5.9 汽车转向脉冲输入下转向盘力矩比较图

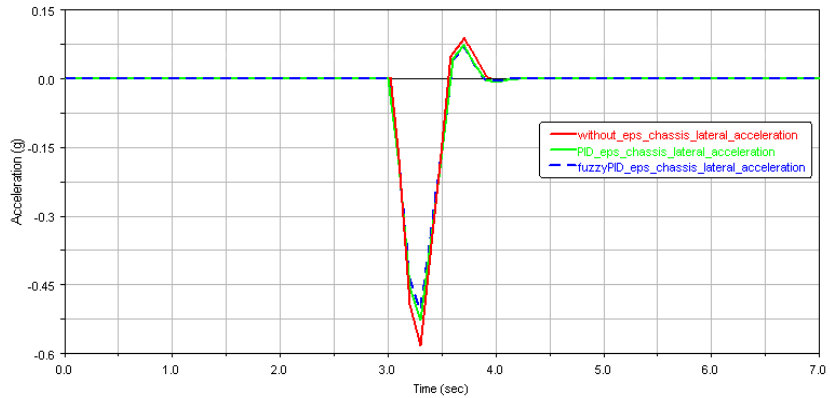


图 5.10 汽车转向角脉冲输入侧向加速度比较图

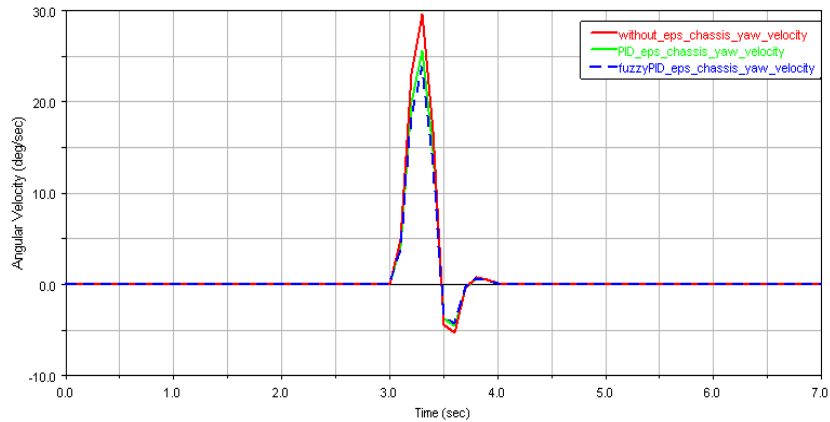


图 5.11 汽车转向角脉冲输入横摆角速度比较图

在以上图中红色曲线表示 EPS 不工作时的响应曲线，绿色实线表示传统的 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线，蓝色虚线表示自适应模糊 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线。通过对以上各个图的响应分析可知，采用了电动助力转向系统的转向轻便性更加优越，而且侧向加速度、横摆加速度的振荡明显比未装备 EPS 的汽车的要小，这样汽车的操纵稳定性就会加强。采用自适应模糊 PID 控制的 EPS 系统要比传统 PID 控制的超调量小且其转向性能更好。

5.3.2 汽车低速转向回正试验

回正试验的设置是：车速定为 35km/h，汽车沿着圆周半径为 15m 的曲线行驶，然后驾驶员松开方向盘，记录下 5s 后的运动过程，图 5.12 和图 5.13 分别是汽车侧向加速度、横摆角速度响应曲线图。

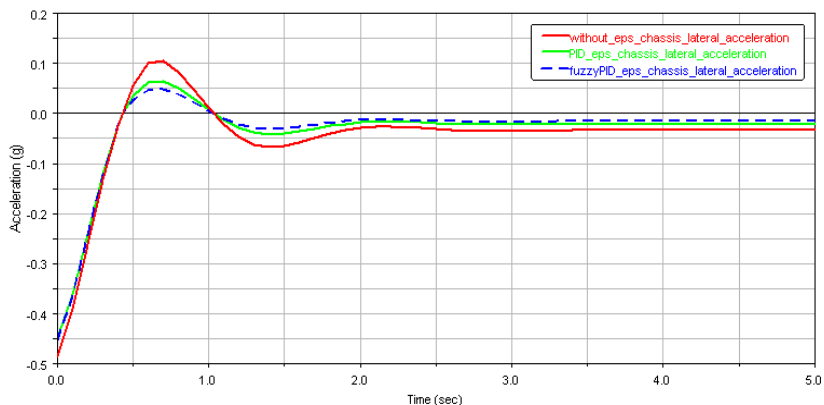


图 5.12 汽车低速转向回正侧向加速度比较图

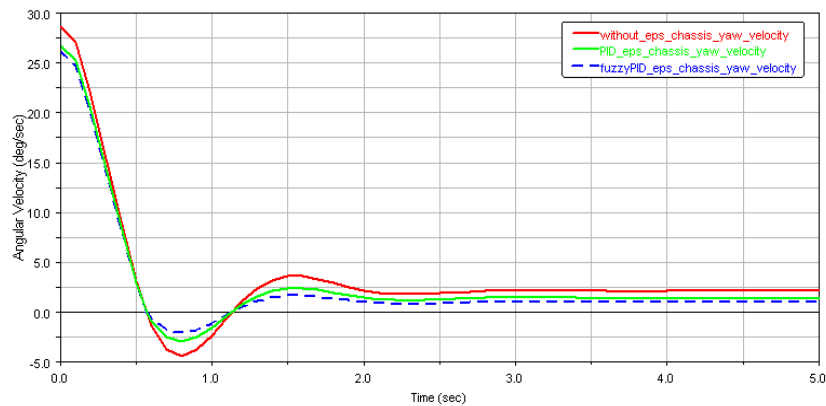


图 5.13 汽车低速转向回正横摆角速度比较图

在以上图中红色曲线表示未装备 EPS 的响应曲线，绿色实线表示传统的 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线，蓝色虚线表示自适应模糊 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线。由图中可知，装备 EPS 系统的汽车要比未装备 EPS 汽车的侧向加速度和横摆角速度振荡较小，更加的接近稳态状态，更有利于操纵稳定性的提升。自适应模糊 PID 控制要比传统的 PID 控制更好，自适应模糊控制的 EPS 控制系统的侧向加速度和横摆角速度的值更加接近于零，且其在更短的时间内达到稳态状态。

5.3.3 汽车高速转向回正试验

此试验的设定是：车速以 90km/h 的稳定速度行驶，然后驾驶员向转向盘输入转矩，汽车进行转弯，使汽车的侧向加速度达到 2m/s^2 ，保持 3 秒钟后，松开方向盘，记录其 5 秒之后的响应过程，从而得到了侧向加速度和横摆角速度的响应曲线图，如下图 5.14 和图 5.15 所示。

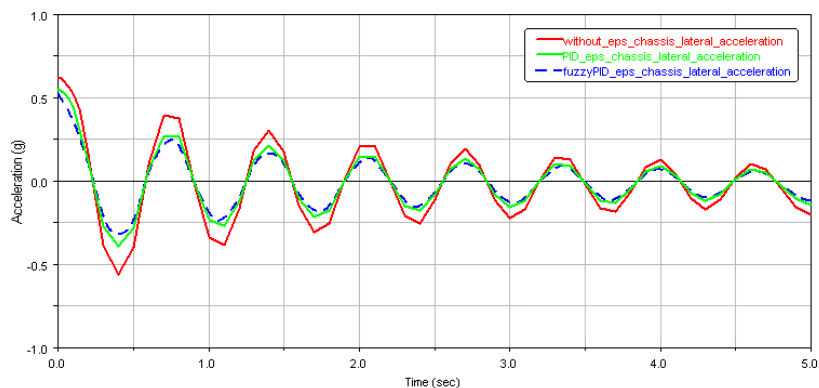


图 5.14 汽车高速转向回正时的侧向加速度比较图

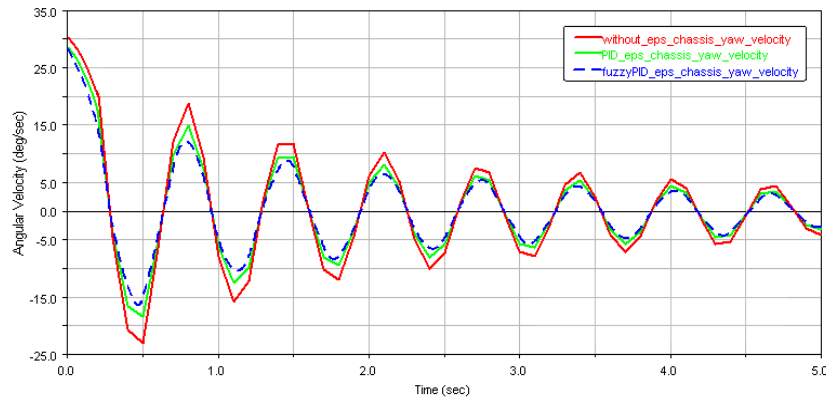


图 5.15 汽车高速转向回正时的横摆角速度比较图

在以上图中红色曲线表示未装备 EPS 的响应曲线，绿色实线表示传统的 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线，蓝色虚线表示自适应模糊 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线。由试验仿真结果可知：装备有 EPS 的汽车的侧向加速度和横摆角速度的值均比未装备 EPS 的汽车的值要小，而且还能更快的达到稳态；而且自适应模糊 PID 控制 EPS 系统控制效果更加的好，系统的反应时间和超调量都要比传统 PID 控制 EPS 系统有一定的减少，使得汽车的动态反应和稳定性更加好。

5.3.4 汽车稳态回转试验

汽车等速圆周行驶是衡量车辆操纵稳定性能的一个非常重要的时域响应，也被称为车辆的稳态转向特性^[45]，稳态转向响应包括三种类型：不足转向、中性转向和过多转向。过多转向的汽车在进行圆周行驶时，会有不稳定的状况出现，甚至发生甩尾现象；中性转向也不够稳定，很容易发展成为过多转向；不足转向的转向半径会随着车速的增加而增大，转向运动进入稳定状态。所以汽车要有良好的不足转向特性，这样才能有好的操纵稳定性。

此试验依据了 ISO4138.82 稳态试验标准，试验转向半径为 30m，在 5 秒钟的时间内，车速有 40km/h 逐渐上升值 80km/h。图 5.16 和图 5.17 分别是汽车侧向加速度和横摆角速度的响应曲线

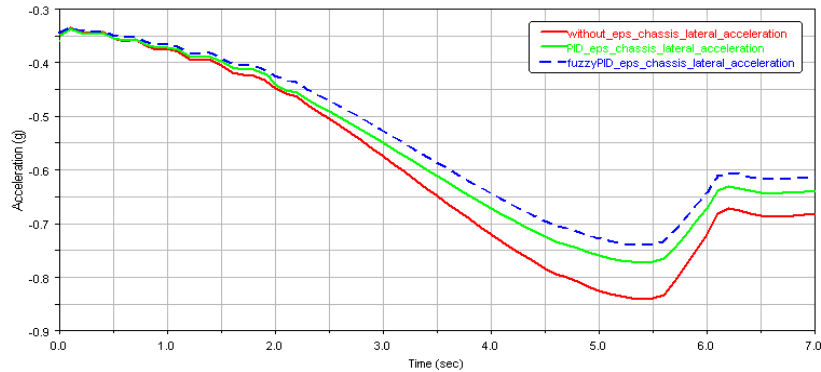


图 5.16 汽车稳态回转的侧向加速度比较图

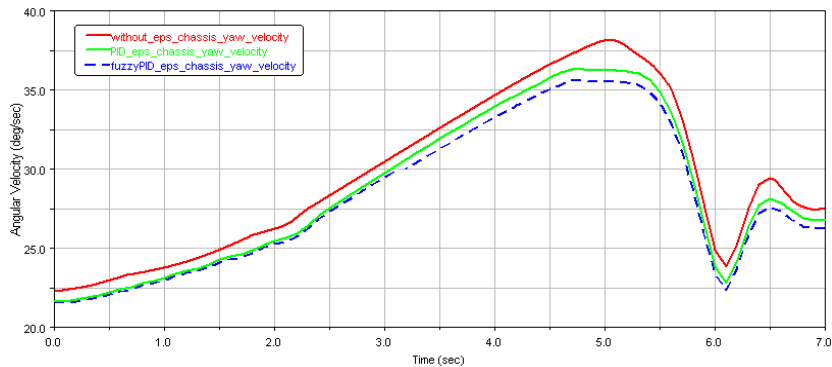


图 5.17 汽车稳态回转的横摆角速度比较图

在以上图中红色曲线表示未装备 EPS 的响应曲线，绿色实线表示传统的 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线，蓝色虚线表示自适应模糊 PID 控制 EPS 系统下的仿真曲线。通过稳态回转试验仿真分析结果可知，装备 EPS 系统的汽车要比未装备 EPS 的汽车的动态转向响应好，侧向加速度和横摆角速度的振荡较小，容易达到稳态，并能在较短的时间内达到稳定，同时也验证了本文所建立的自适应模糊 PID 控制策略的合理性，其与传统的 PID 控制相比，有较快的阻尼收敛，系统的响应速度较快，优化了汽车的响应速度，提高了汽车高速时的操纵稳定性。

5.4 本章小结

本章首先对 MATLAB 和 ADAMS 的联合仿真进行了探讨，很详细的介绍了联合仿真的方法和过程，并对联合仿真模型施加控制策略，进行机电一体化仿真分析，通过动力学仿真试验和分析，验证了模型的正确性。

其次对汽车的操纵稳定性进行了简单介绍，包括对评价方法、评价内容、评价因素等进行了介绍，并分析了控制策略因素对操纵稳定性的影响，仿真结果的分析表明所建立的控制策略对提高汽车操纵稳定性有很好的效果，同时也说明了联合仿真对电动助力转向系统的动力学特性是具有可行性的，为以后在汽车工程中的实际应用提供了参考。

6 总结与展望

6.1 本文总结

本文是基于 Adams/Car 和 Matlab/Simulink 两软件，对电动助力转向系统进行了机电一体化的联合仿真，其主要内容可以归结为以下几点：

电动助力转向系统（EPS）是近些年出现的一种先进的汽车动力转向系统，此系统与机械式转向系统和液压助力转向系统相比，它有着节能、环保、结构简单、自重较轻、布置灵活等优点。本文的研究目的是通过仿真软件中建立的整车模型和控制模型，来验证所建立的控制策略的合理性。

本文同过查阅了大量的国内外资料，获取了国内外电动助力转向系统的发展状况和国内外一些研究机构以及高校在电动助力转向领域对控制策略及方法所开展的研究；通过对 Adams/Car 和 Matlab/Simulink 软件的调研获取了其在虚拟样机及控制方法研究方面的应用。

采用了 Adams/Car 软件模块进行了整车模型的建立，模型中包括转向系统、前悬架、后悬架、轮胎和车身子系统等模型，通过给定的参数和编辑的轮胎、路面特性文件，建立并完成了本文所需的整车模型；通过转向盘角脉冲试验验证了仿真模型的正确性。

在 Matlab/Simulink 软件模块中建立了电动助力转向系统的控制仿真模型，模型中包括助力特性曲线模型、自适应模糊 PID 控制模型、电动机模型、脉冲控制模型等；在模型中通过仿真分析的对比，确定了本文所使用的自适应模糊 PID 控制策略。

在上述仿真模型的基础上，将其耦合建立了机电联合仿真模型，在控制策略研究中选用传统的 PID 控制方法和自适应模糊 PID 控制方法进行了电动助力转向系统的工作过程仿真研究；通过汽车的操纵稳定性仿真试验，对常规 PID 控制和自适应模糊 PID 控制进行了比较，得到了自适应模糊 PID 控制更加优异，因此本文所建立的自适应模糊 PID 控制策略是符合本文研究的目的。

6.2 展望与建议

由于时间和条件的局限性，本文有很多的不足之处，经过认真总结，在目前所做的

工作的基础上，以后可以进行以下几方面列的研究：

（1）在所建立的整车动力学模型上，可以加入非线性原件，例如弹性衬套，细化轮胎模型，让悬架的结构和参数更加合理，若是有更好的条件的话，可以通过实车试验来获得更多的参数数据，这样更加能调整所建立整车模型的参数，让模型的动力学特性更加的接近实车。

（2）进一步完善助力特性曲线，可以通过实车的道路研究，获得不同车速下的实际测量数据，这样能更好的完善了助力特性曲线模型。

（3）进一步完善优化电动助力转向控制系统，例如可以增加控制项目，例如在控制系统中引入回正控制和阻尼控制；同时也可以建立除本文以外的控制策略，例如神经网络控制、专家控制等智能控制模型加入到控制系统中，以提高汽车的操纵稳定性。

参考文献

- [1]施国标、林逸、陈万忠等, 汽车电动助力转向试验台测试系统开发, 测控技术, 2005, 24(3): 23-25。
- [2]孟涛、余卓平、陈慧等, 电动助力转向控制策略研究及试验验证, 汽车技术, 2005(5): 26-30。
- [3]孟涛、余卓平、陈慧、李莉, 电动助力转向系统的回正与主动阻尼控制策略研究, 汽车工程, 2006, 28(12): 1125-1128。
- [4]任延, 杨家军, 刘照, 电动助力转向器硬件在环仿真系统的设计, 湖北工学院学报 2004(6): 44-46。
- [5]刘照, 杨家军, 廖道训, 基于动态分析的电动助力转向系统设计与研究, 华中科技大学学报, 2001(12): 24-26。
- [6]刘照, 杨家军, 廖道训, 基于混合灵敏度方法的电动助力转向系统控制, 中国机械工程, 2003(10): 874-876。
- [7]唐新蓬, 杨树, 电动助力转向系对汽车角输入响应影响的仿真, 汽车工程, 2004(3): 315-318。
- [8]陈无畏, 王妍, 王启瑞等, 汽车电动助力转向系统的自适应 LQG 控制, 机械工程学报, 2005, 41(12): 167-172。
- [9]陈无畏, 王妍, 王其东等, 电动助力转向与主动悬架系统多变量自适应集成控制, 振动工程学报, 2005, 18(3): 360-365。
- [10]王其东, 姜武华, 陈无畏, 赵君卿, 主动悬架和电动助力转向系统机械与控制参数集成优化, 机械工程学报, 2008, 44(8): 67-72。
- [11]肖生发, 冯樱, 刘洋, 电动助力转向系统助力特性的研究, 湖北汽车工业学院学报, 2001, 15(3): 34-37。
- [12]姚胜华.电动助力转向系统的研制.浙江大学: 动力机械及工程 2004.06.01
- [13]Manu Parmar John Y.Hung.A Sensor less Optimal Control System for an Automotive Electric Power Assist Steering System.IEEE Transactions on Industrial Electronics, VOL.51,

NO.2, April 2004.

- [14]Yukihiro Fujiwara and Shuichi Adachi.Steering Assistance System for Driver Characteristics using Gain Scheduling Control. Honda R&D Co.Ltd.Tochigi Center/Utsunomiya University 4630Shimotakanezawa, Haga-machi, Haga-gun, Tochigi, 321-3393, Japan.
- [15]于建成.汽车电动助力转向系统的研究与开发.大连理工大学: 车辆工程 2005.03.01
- [26]郭晓强. 基于 ADAMS 的虚拟仿真技术在汽车设计中的应用: [吉林大学硕士学位论文].吉林长春: 吉林大学, 2005, 15-17
- [17]Peter G, Adamzyk, David Gorsich and Gregory Hudas.Light weight Robotic Mobility: Template — based Modeling for Dynamics and Controls Using ADAMS and MATLAB[J].SAE Paper 2003-01-0269
- [18]ADAMS Users Reference Manual.MDI, 1997
- [19]ADAMS/Car Training Guide. USA: MSC. Software Corporation. 2005
- [20]赵燕. C 型电动转向器动力学分析与研究[武汉理工大学博士学位论文]. 湖北武汉: 武汉理工大学, 2006, 32-33
- [21]Ken, Okamoto. Recent Technical Trends in Automobiles and NSK's Innovations and Developments Relating to Automotive Components. Motion&Control, 1997(2): 1-12
- [22]陈家瑞编著. 汽车构造. 北京: 人民交通出版社, 2006, 221-296
- [23]Peter G Adamczyk, David Gorsich and Gregory Hudas. Lightweight Robotic
- [24]陈家瑞编著.汽车构造[M].机械工业出版社, 2002, 1
- [25] ADAMS Users Reference Manual.MDI, 1997
- [26] <http://hi.baidu.com/kingman1986/blog/item/6e3858e738d2732eb93820bd.htm>
- [27]陈丽.基于 ADAMS 的汽车电动助力转向系统仿真分析[D].华中科技大学硕士学位论文, 2005, 5
- [28]Shi Guobiao, LinYi and Zhang Xin.Simulation of Straight-Line Type Assist Characteristic of Electric Power-Assisted Steering.SAE Paper No.2004-01-1107
- [29]刘照.汽车电动助力转向系统动力学分析与控制方法研究[D].华中科技大学博士学位论文, 2004
- [30]张云安.汽车电动助力转向系统控制技术的研究.西北工业大学: 电力电子与电力传

动, 2005.03.01

- [31]李书龙.汽车电动助力转向系统的研究与开发.东南大学: 机械制造及其自动化, 2004.03.01
- [32]Masahiko Kurishige and Takayuki Kifuku.Static Steering-Control System for Electric-Power Steering. Technical Reports 2001.06
- [33]ADAMS/Car Training Guide.USA:MSC.Software Corporation.2003
- [34] Grey P.Bertollini and Robert M.Hogan.Applying Driving Simulation to Quantify Steering Effort Preference as Function of Vehicle Speed [J].SAE Paper 1999-01-0394
- [35]Divesh Mittal, Amol Gulve.Characterization of Key Vehicle Parameters Affecting Dynamic Rollover Propensity Using Simulation and 1/10 Model Testing.SAE Paper No.2006-01-1951
- [36]曹承志.微型计算机控制新技术.北京: 机械工业出版社, 2001, 78-83
- [37]李士勇.模糊控制和智能控制理论与应用.哈尔滨工业大学出版社,1990, 149-160
- [38]梁爽. 汽车电动助力转向系统控制策略研究及试验台方案设计: [长安大学硕士学位论文].陕西西安: 长安大学, 2005, 45-46
- [39]ADAMS/Car Training Guide. USA: MSC. Software Corporation. 2005
- [40]Grey P. Bertolini and Robert M. Hogan. Applying Driving Simulation to Quantify Steering Effort Preference as Function of Vehicle Speed. SAE Paper, 1999(1): 93-94
- [41]宋武强. 汽车电动助力转向控制系统研究与设计: [武汉科技大学硕士学位论文].湖北武汉: 武汉科技大学, 2005, 39-40
- [42]Ji Hoon Kim, Jae Bok Song. Control logic for an electric power steering system using assist motor. Mechatronics, 2002(12): 447-459
- [43]岳伯陶. 电动助力转向系统助力特性和控制算法研究: [吉林大学硕士学位论文].吉林长春: 吉林大学, 2005, 32-33
- [44]余志生.汽车理论.第四版.北京: 机械工业出版社, 2008, 130-199
- [45]中华人民共和国国家标准. 汽车操纵稳定性试验方法. GB/T 6323-1994

攻读硕士学位期间发表的论文及所取得的研究成果

- [1]孙经瑞, 张翼, 史小航, 李俊青.汽车动力转向技术发展综述.重型汽车, 2011, 2:13-14
- [2]孙经瑞, 张翼, 孙涛, 李俊青.基于 ADAMS 的汽车操纵稳定性仿真试验分析.汽车实用技术, 2011,5:41-43

致谢

三年的研究生生活就要快结束了，在这里首先感谢我的导师张翼老师，本文的完成与老师的谆谆教导和严格要求是离不开的，张老师的严格的治学态度和追求完美的科研精神深深地影响着我，每当自己快要放弃的时候，老师的谆谆教导就会响彻我的耳边，激励我继续的把自己需要完成的工作继续进行下去，并且很好的完成。老师的一片苦心，我要深深的留在自己的心中，希望在以后的工作里，我要努力的工作，在自己所处的领域里干出一番自己的天地，来回报老师的教育之恩。

在写作自己论文的过程中，当然也少不了自己的同窗好友的帮助，在此我就一一列举一下，以表达我对他们的感激之情，他们是：罗鑫源、史小航、李俊青、孙涛、王凯、王京涛、杨军、杨春龙、郭晶帆、常成、薛蛟、王托连等等，是他们在学术方面给予了我很好的建议和帮助，让我顺利的来完成自己的毕业设计，再次的感谢他们。

最后感谢一下自己的家人，是他们在背后默默无闻的支持着我，让我在求学之时没有后顾之忧，可以一帆风顺的完成自己的学业，我要把自己的劳动成果向他们致意！

非常的感谢毕业答辩组的各位老师所付出的工作劳动，再次感谢您。