

浙江大学研究生学位论文独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 浙江大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签名： 签字日期：2010年 3月 19日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 浙江大学 有权保留并向国家有关部门或机构送交本论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权 浙江大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索和传播，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文作者签名： 导师签名：
签字日期：2010年 3月 19日 签字日期：2010年 3月 19日

致 谢

值此论文即将付梓之际，谨向所有关心我的老师、同学、朋友及家人表示衷心的感谢！

感谢导师胡树根教授对我的悉心培养和谆谆教诲。胡老师渊博的学识、严谨的治学态度、高尚的人格道德使我终生受益。回顾浙大两年半的求学历程，期间点点滴滴的成功与收获，无不倾注了导师巨大的心血。在此谨向导师致以最衷心的感谢和最崇高的敬意！

衷心感谢王耘副研究员，从论文的开题到论文的撰写，王老师都给予了精心的指导与关怀，提出了许多宝贵的意见与建议。王老师广博的学识、严谨的工作态度、细致的洞察能力以及平易近人的待人风格，使我受益匪浅。

感谢宋小文副研究员、黄长林副教授对本文的悉心指导与帮助，可以说本文的完成与他们的辛勤付出是分不开的。两位老师深厚的理论功底、积极的工作态度、孜孜以求的治学精神使我终生难忘。

感谢程杰、林小哲、王元、周仪、徐冰冰、郭斌、胡志刚、田锐等师兄师姐给我学习与生活上的帮助。

感谢我的同窗饶江、李杰、张国耕、雷嗣军、苏建民、张富伟、徐以国、洪智化、周进、王媛媛，两年半的学习科研中，我们共同努力，一起拼搏，结下了深厚的友谊，度过了一段充实而难忘的美好时光。

感谢刘荣会、张弓、钱炜苗、翁国冲、岑达希、王艺、王慧玲、王强、马国宸等师弟师妹们在我论文的完成过程中给了我热情的帮助。

感谢同寝室的王海涛、郭峰、张志刚，两年半的寝室生活给我留下了人生美好的回忆。

特别感谢远方的父母及家人，他们的殷切期望和鼓励是我不断进取、战胜任何困难与挫折的动力源泉。

衷心感谢所有关心我和帮助我的人们！

谨以此文献给他们！

朱 华

二零一零年一月于求是园

摘要

汽车平顺性是评价汽车性能的重要指标,如何提高汽车行驶平顺性一直是汽车设计人员关心的热点问题。悬架系统作为车辆的总成之一,起着缓冲路面冲击、衰减由于路面不平引起的车身振动等作用,其性能好坏对车辆的行驶平顺性有着非常重要的影响。半主动悬架因其既克服了被动悬架的性能局限又克服了主动悬架的高成本、高能耗的缺点,具有耗能小、成本较低、能显著提高悬架性能等优点而成为研究的热点。

本文依托浙江省重点攻关项目“多车型共享底盘平台数字化开发技术及应用”,采用 ADAMS/View 和 MATLAB/Simulink 软件相联合,将半主动悬架多体系统动力学模型与其控制系统模型相结合,进行联合仿真研究。

本文首先运用多体动力学软件 ADAMS 的 View 模块建立了车辆悬架系统的多体系统动力学模型。依据模糊控制理论,利用 MATLAB 软件设计了两输入单输出的模糊控制器。兼顾模糊控制与 PID 控制的优点,设计了半主动悬架模糊 PID 控制器。联合 ADAMS/View 中所建立的两自由度悬架系统动力学模型和 MATLAB/Simulink 中建立的控制系统模型,通过 ADAMS/Controls 接口将悬架多体动力学模型导入到 MATLAB 中,进行联合仿真。

以车身加速度、悬架动挠度、车轮动位移为评价指标,在随机路面输入和正弦路面输入工况下,分别对被动悬架、模糊控制半主动悬架、模糊 PID 控制半主动悬架进行了基于 ADAMS 与 MATLAB 的联合仿真,仿真结果表明:半主动悬架系统的性能明显优于被动悬架系统;与模糊控制相比,模糊 PID 控制具有更好的控制效果,较大地减少了路面对车身的振动冲击,显著地改善了车辆的平顺性。

联合仿真的方法避免了建立繁琐的汽车动力学方程和控制系统传递函数,解决了半主动悬架数学模型建立的难题,可以减少物理样机测试环节的试制、试验的次数,在产品开发阶段,降低设计成本,缩短设计周期,为复杂车辆系统的控制与仿真提供了新思路。

本文对于半主动悬架的联合仿真研究,对半主动悬架系统的研究与开发具有一定的指导作用和参考价值。

关键词: 平顺性; 半主动悬架; ADAMS; 联合仿真

ABSTRACT

Vehicle riding comfort is an important index for evaluating the vehicle performance, Improving vehicle riding comfort is always a hot issue for automotive designers. As a major part of vehicle, suspension system plays an important role in buffering the shock caused by pavement and attenuating vibration of automobile body caused by uneven terrain, whose performance greatly influence vehicle riding comfort. Semi-active suspension has become a hot research point, which not only overcomes the performance limitation of passive suspension but also overcomes shortcomings of high cost and high energy consumption of active suspension and improves the performance of suspension significantly.

In virtue of the Zhejiang province key project "Technology and application of digital design for multi-vehicle sharing chassis platform", The co-simulation technology were carried out by using the software of ADAMS/View and MATLAB/Simulink to connect the semi-suspension control system model with the multi-body system dynamics model.

The multi-body system dynamics model was established by using multi-body dynamics software ADAMS. According to fuzzy control theory, a fuzzy logic controller with two inputs and one output was designed by using MATLAB. A fuzzy PID controller was designed based on combining the advantages of both fuzzy logic control and PID control. The co-simulation were carried out by connecting the 2-DOF suspension dynamic model established by using ADAMS/View with the suspension control system model established by using MATLAB. And multi-body dynamics model of suspension is imported to MATLAB through ADAMS/Controls interface.

Vehicle body acceleration, suspension dynamic travel and tire dynamic deflection are taken as the evaluation targets, The co-simulation under sine road and random road input are performed among passive suspension, semi-active suspension with fuzzy control and semi-active suspension with fuzzy PID control.

The results indicate that performance of semi-active suspension is significantly better than passive suspension, Compared with fuzzy control, the fuzzy PID control

strategy shows better control effect which greatly reduces the shock and vibration transferred from the road to the vehicle body and obviously improves the vehicle riding comfort.

Co-simulation method avoid to derive complex dynamic equation of vehicle and the transfer function of control system which solve the difficult problem of setting up the mathematics model of semi-active suspension and reduce the times of experiments in trial production and test processes of physical prototype, It offers a new idea to the field of research on simulation and control of complex vehicle system.

This paper makes analysis and simulation on the semi-active suspension, and it provides some reference value and guiding role for the semi-active suspension product research and development.

Key Words: Riding comfort; Semi-suspension; ADAMS; Co-simulation;

目 录

致 谢.....	I
摘 要.....	II
ABSTRACT.....	III
目 录.....	V
第 1 章 绪 论.....	1
1.1 引言.....	1
1.2 汽车平顺性评价方法.....	2
1.2.1 主观评价法.....	2
1.2.2 客观评价法.....	2
1.3 悬架系统及其发展概述.....	4
1.3.1 被动悬架.....	4
1.3.2 主动悬架.....	5
1.3.3 半主动悬架.....	6
1.4 半主动悬架系统国内外研究现状.....	8
1.5 课题的来源.....	12
1.6 本文主要研究内容.....	12
1.7 本章小结.....	13
第 2 章 多体系统动力学理论及 ADAMS 软件简介.....	14
2.1 多体系统动力学简介.....	14
2.1.1 多体系统动力学的建模与求解.....	14
2.1.2 多体系统动力学在汽车动力学研究中的应用.....	15
2.2 ADAMS 软件简介.....	16
2.2.1 ADAMS 软件模块介绍.....	16
2.2.2 ADAMS 软件的计算方法.....	18
2.3 本章小结.....	22
第 3 章 悬架系统动力学模型的建立.....	23
3.1 ADAMS/View 建模与仿真步骤.....	23
3.2 悬架系统模型的建立.....	24
3.2.1 车辆模型的简化.....	24
3.2.2 悬架空间位置的确定.....	24
3.2.3 悬架各个构件及运动副的创建.....	25
3.2.4 模型的验证及空间拓扑关系.....	28
3.3 悬架性能评价指标.....	29
3.4 路面模型的建立.....	29

3.4.1 路面不平度的功率谱.....	30
3.4.2 空间与时间频率功率谱的转化.....	31
3.4.3 MATLAB 模拟的随机路面.....	32
3.5 本章小结.....	33
第 4 章 半主动悬架模糊 PID 控制.....	34
4.1 模糊逻辑控制.....	34
4.1.1 模糊集合.....	34
4.1.2 隶属度函数.....	36
4.1.3 模糊规则.....	37
4.1.4 模糊推理.....	37
4.1.5 反模糊化.....	38
4.1.6 模糊控制器的结构.....	39
4.1.7 半主动悬架模糊控制.....	40
4.2 PID 控制.....	44
4.2.1 PID 控制基本原理.....	45
4.2.2 PID 控制参数整定.....	46
4.2.3 半主动悬架 PID 控制.....	47
4.3 模糊 PID 控制.....	48
4.3.1 模糊 PID 控制基本原理.....	48
4.3.2 模糊 PID 控制器的基本形式.....	49
4.3.3 半主动悬架模糊 PID 控制.....	51
4.4 本章小结.....	54
第 5 章 基于 ADAMS 与 MATLAB 的半主动悬架联合仿真.....	55
5.1 联合仿真方法简介.....	55
5.2 联合仿真实现步骤.....	56
5.3 半主动悬架联合仿真模型设计.....	57
5.3.1 定义状态变量.....	57
5.3.2 输入输出设置.....	58
5.3.3 联合仿真模型的建立.....	60
5.4 联合仿真结果与分析.....	62
5.4.1 随机路面输入的时域响应.....	62
5.4.2 正弦输入的时域响应.....	67
5.5 本章小结.....	70
第 6 章 总结与展望.....	71
6.1 总结.....	71

6.2 展望.....	72
参考文献.....	73
攻读硕士学位期间发表的论文.....	79

第1章 绪论

1.1 引言

汽车行驶平顺性是指车辆不因在行驶过程中产生的振动和冲击而使乘员感到不适或者货物不因振动而受到损坏的性能^[1]。它是评价现代高速、高效率汽车的主要性能指标之一。

近年来,随着我国经济的快速发展、高速公路网的全面建设以及人民生活水平的日益提高,汽车的拥有量得到了快速增长,人们对汽车的要求也越来越高,汽车成为人们出行不可缺少的交通工具的同时,其乘坐舒适性与安全性也越来越受到人们的关注。汽车作为一个复杂的多质量振动系统,道路的不平、车速及行驶方向的变化、发动机和车轮等旋转部件的运转等都将引起汽车的振动。车辆振动不但会影响车上乘员的舒适性和货物的完好性,还会使零部件过早地磨损和疲劳失效,直接影响车辆的行驶平顺性及操纵稳定性^[2]。

因此,如何最大限度地降低汽车在行驶过程中所产生的振动,改善车辆的行驶平顺性具有很强的现实意义。

悬架系统是影响汽车平顺性的关键部件,传统的被动悬架由于不能适应复杂路面激励和不断变化的行驶工况,从而限制了汽车行驶速度以及其它性能的进一步提高。因此,研究开发与设计新型汽车悬架系统,将振动控制到最低水平是改善车辆行驶平顺性和提高现代汽车产品质量的重要措施。为此,人们开始探索能够提高行驶平顺性与操纵稳定性的主动与半主动悬架。与传统的被动悬架相比,主动悬架能够提供优良的减振性能,但由于能耗大、成本高、结构比较复杂,从而限制了其发展。半主动悬架与主动悬架相比,能耗小、结构简单,性能与主动悬架基本相当,因而成为国内外竞相研究的热点。目前,国外一些发达国家已推出了一些半主动悬架的车型。在国内,许多高校和研究机构对车辆半主动悬架进行了一些理论探讨和原理性实验研究,并取得了一定的成果,但距离真正产业化还有很大差距^[3]。

目前对车辆半主动悬架的研究基本上都是先建立其数学模型,根据数学模型得出其动力学方程,再在 MATLAB/simulink 中构建其仿真框图,然后进行仿真。数学模型的精确程度对悬架的控制效果有着很大的影响,而有时精确数学模型的

建立非常困难,且由于机械设计师和控制工程师采用不同的软件对同一对象建立不同的分析模型,然后进行相互独立的测试与验证,直至物理样机建成之后才能进行机械-控制系统的综合测试。一旦出现问题,机械设计师和控制工程师双方都要重新设计。采用 ADAMS 建立悬架多体系统动力学模型,不但无需推导、列写复杂的方程来描述机械系统,大大简化了仿真建模过程,而且机械设计师和控制工程师可以共享同一虚拟车辆模型进行设计,使机械系统和控制系统的设计能够协调一致。

联合仿真就是充分利用 ADAMS 的建模优势和 MATLAB 在控制系统设计方面的优势,当设计带有控制系统的机械系统时,采用 ADAMS 软件建立机械系统模型,然后导入到 MATLAB 中,在 MATLAB 下进行控制系统的设计和调试,并将结果及时反馈给机械设计人员,这样控制系统和机械系统使用同一个机械系统模型进行设计和仿真,同传统的设计方法相比,具有较明显的优势,可以大大提高设计效率,缩短产品开发周期,降低设计成本。

1.2 汽车平顺性评价方法

汽车平顺性的评价是一个十分复杂的过程。目前对汽车平顺性的评价主要分为两类:主观评价和客观评价。主观评价方法主要考虑乘员的主观反应,以人的感官为主,进行统计分析并对车辆进行评价;客观评价方法主要借助于测量仪器来完成对频率、加速度、承受时间等振动参数的测量,将测量值与相对应的限值指标相比较,客观地确定车辆的行驶平顺性。

1.2.1 主观评价法

主观评价方法一般用于在同样的试验条件下(路况、车速、气象条件等相同)的车辆比较,由专业人员根据主观评价规范,通过对被评车辆的观察、操作感受、典型路况的驾乘等,对车辆进行评价后,对每一评价项目进行打分,给出评语。主观评价的项目主要有:座椅垂直振动、座椅前后振动、座椅横向振动、转向盘振动、驾驶室的摇摆及车辆地板的振动等。主观评价受到评价者个人主观因素的影响较大,由于人体自身复杂的心理、生理特性,即使相同的振动,不同评价者可能给出差别较大的评价结果,因此难以得出确切的结论。

1.2.2 客观评价法

客观评价法主要考虑车辆的隔振性能,以机械振动的各物理量(如振幅、频

率、速度、加速度等)作为评价指标并适当考虑人体对振动反应的敏感程度来评价汽车的平顺性。1974年,国际标准化组织在综合大量有关人体全身振动研究成果的基础上,制定了ISO2631的最初版本—《人体承受全身振动评价指南》。之后经过几次修订,于1997年颁布了新的ISO2631-1:1997(E)标准,该标准规定,当振动波形峰值系数(加权加速度时间历程 $a_w(t)$ 的峰值与加权加速度均方根值 a_w 的比值) <9 时,用基本评价方法即加权加速度均方根值来评价振动对人体舒适与健康的影响。当峰值系数 >9 时,用辅助评价方法。

1.2.2.1 基本评价方法^[4]

首先分别计算各轴向加权加速度均方根值 a_w ,对记录的加速度时间历程 $a(t)$,通过相应频率加权函数 $w(f)$ 滤波器得到加权加速度时间历程 $a_w(t)$,再根据下式计算出 $a_w(t)$ 的均方根值 a_w 。

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}$$

式中, a_w 为加权加速度均方根值; $a_w(t)$ 为加权加速度时间历程; T 为振动的分析时间。

加权加速度均方根值 a_w 还可通过频域积分的方法求出。计算方法具体是,先对各轴向加速度历程 $a(t)$ 进行频谱分析,得到功率谱密度函数 $G_a(f)$,再根据下式即可计算出频率加权后的加速度均方根值 a_w 。

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} w^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}}$$

式中, $w(f)$ 为各轴向频率加权函数。

1.2.2.2 辅助评价方法

当峰值系数 >9 时,ISO2631-1:1997(E)标准规定用均4次方根值的方法来评价,以此来估计偶尔遇到的较大冲击引起的高峰值系数振动对舒适性的影响,振动剂量值为:

$$VDV = \left[\int_0^T a_w^4(t) dt \right]^{\frac{1}{4}} / \text{ms}^{-1.75}$$

1.3 悬架系统及其发展概述

悬架系统是汽车的重要总成之一,汽车悬架连接车架(或车身)和车轮(或车桥),主要由弹簧、减振器和导向机构三大部分组成^[5]。其作用是传递路面作用在车轮和车架上的支承力、牵引力、制动力和侧向反力以及这些力所产生的力矩,并且缓冲和吸收由不平路面通过车轮传给车架或车身的振动与冲击,抑制车轮的不规则振动,提高车辆平顺性(乘坐舒适性)和安全性(操纵稳定性),减少动载荷引起的零部件和货物损坏^[6]。

悬架系统对汽车平顺性有着重要影响,提高悬架系统性能对改善汽车平顺性有着非常重要的意义。

按照不同的分类方法可将悬架系统分为不同的种类。按导向机构的不同可以分为独立与非独立悬架;按弹性元件的不同可分为钢板弹簧悬架、扭杆弹簧悬架、螺旋弹簧悬架、空气弹簧悬架、油气弹簧悬架、橡胶弹簧悬架等;按阻尼元件的不同,可以分为阻尼系数固定和阻尼系数可调悬架;按悬架参数是否可控,可将悬架分为被动悬架和可控悬架,可控悬架又称为智能悬架。汽车可控悬架一般包括具有一定自适应性的车身高度调节悬架和主动悬架及半主动悬架。目前典型的车身高度调节系统有可调空气悬架系统和可调油气悬架系统两种^[7]。

1.3.1 被动悬架

被动悬架即传统意义上的悬架,主要由弹簧、减振器和导向机构等组成。其中弹簧主要起减缓冲击力的作用,减振器主要起衰减振动作用。经过几十年的发展,人们对被动悬架的设计已经积累了丰富的经验,它具有结构简单、性能可靠、造价低廉和不消耗外界能量等优点,因此在车辆上一直得到广泛应用。目前国内车辆大多数还是采用被动悬架。这种传统悬架系统是针对特定的路面状况和汽车运行状况设计的,其实质是借助弹性元件和减振器来缓和衰减汽车行驶时产生的振动,悬架的刚度与阻尼参数是不可调的,系统振动特性固定不变,它不能根据汽车的运行状况和路面状况进行实时调节,只能在特定工况下达到最优的减振效果。其结构示意图如图 1.1 所示,图中 M_b 为簧载(车身)质量, M_t 为非簧载(车轮轴)质量, K_b 为悬架弹簧刚度, K_t 为轮胎等效刚度, C_b 为悬架阻尼系数, X_0 为路面输入位移, X_t 为车轮位移, X_b 为车身体移。

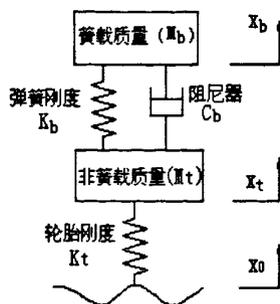


图 1.1 被动悬架示意图

汽车平顺性和操纵稳定性对悬架而言是一对相互矛盾的性能要求,为了提高汽车的乘坐舒适性应该采用比较软的悬架,即采用刚度较小的弹性元件和阻尼较小的阻尼元件,但是这样会使悬架动挠度增大,同时导致车身侧倾、俯仰振动加大,影响操纵稳定性并造成乘员的不适;另一方面为了提高汽车的操纵稳定性,限制汽车的侧倾与俯仰运动,要求采用比较硬的悬架,但这样会降低悬架的隔振性能,增加车身的颠簸,影响乘坐舒适性。因此,使用定刚度的弹簧和定阻尼特性的阻尼元件的传统被动悬架系统很难在这两方面兼顾。因此开发一种能够根据路况和车辆运行状态的变化,实时调节其特性,既能保证汽车的操纵稳定性,又能使汽车的乘坐舒适性达到最佳智能悬架系统势在必行。

1.3.2 主动悬架

主动悬架具有可变的弹簧特性和阻尼特性,力作动器和相应的外加动力源替代了被动悬架中的弹簧和减振器或在被动悬架的基础上增加一力作动器。它依靠外界能源向悬架部件提供能量,并能对能量的大小进行控制。

根据作动器响应带宽的不同,主动悬架又分为宽带主动悬架和有限带宽主动悬架,也称为全主动悬架和慢主动悬架。全主动悬架采用可控的作动器组成一个闭环控制系统,其作动器通常是一个具有较宽的频率范围的气动或液动油缸,根据控制信号产生相应大小的作用力。作动器的响应带宽一般至少包括车辆经常遇到的频率范围 $0 \sim 15\text{Hz}$,有的作动器响应带宽可以高达 100Hz ,为了减少能量消耗,一般保留一个与作动器并联的弹簧,用来支持车身的静载荷^[8]。结构示意图如图 1.2 所示。

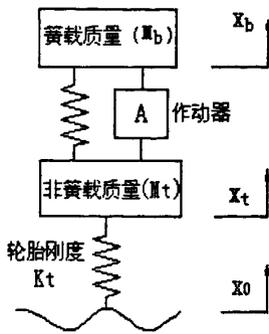


图 1.2 全主动悬架示意图

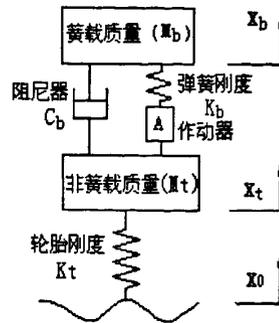


图 1.3 慢主动悬架示意图

慢主动悬架通常由一个响应速度稍慢的作动器和一个普通弹簧相串联，再与一个被动阻尼器并联构成。结构示意图如图 1.3 所示。慢主动悬架仅在一个低频范围 (频带宽 $0 \sim 6\text{Hz}$) 内进行主动控制。由于慢主动悬架作动器仅需在一窄带频率范围内工作，所以它降低了系统的成本及复杂程度，比全主动悬架便宜得多。慢主动悬架降低了对车轮的振动限制，使系统的能量消耗大幅度降低，基本上可以达到全主动悬架的控制水平，但当激励超过上限频率以后，会对汽车的乘坐舒适性产生不良影响，需要采取一定的补偿措施^[9]。

与被动悬架相比，主动悬架系统可根据汽车的运动状态、路面状况以及载荷等参数的变化，对悬架的刚度和阻尼进行动态地自适应调节，使悬架系统始终处于最佳减振状态，大大改善了汽车行驶平顺性和操纵稳定性。但由于系统结构复杂、能耗大、成本高，因而阻碍了其发展。

1.3.3 半主动悬架

半主动悬架介于主动悬架和被动悬架之间，可以根据路况和行驶状况的变化，在一定范围内对悬架弹簧刚度或减振器的阻尼系数进行调节。其基本原理是，根据簧载质量的加速度响应等反馈信号，按照一定的控制规律调节弹簧刚度或减振器的阻尼，以适应各种行驶工况，从而达到较好的减振效果。结构示意图如图 1.4 所示。

一般地，汽车悬架弹性元件需要承载车身的静载荷，因而在半主动悬架中实施刚度控制比阻尼控制困难得多，目前主要通过调节减振器的阻尼系数来实现，即将阻尼可调减振器作为执行机构，通过传感器检测到的汽车行驶状况和道路条件的变化以及车身的加速度，由电子控制单元 ECU 根据控制策略发出控制信号，实现对减振器阻尼系数的有级或无级可调。

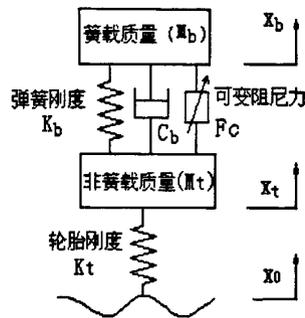


图 1.4 半主动悬架示意图

半主动悬架分为可切换半主动悬架和连续可调半主动悬架^[10]。可切换半主动悬架的阻尼系数只能在几个离散的阻尼值之间进行切换，系统一般具有 2~3 个阻尼值设置，它的阻尼可以在几个档位之间进行快速地切换，切换的时间通常为 10ms~20ms。可切换半主动悬架实际上是在减振器结构中采用较为简单的控制阀，使通流面积在最大、中等或最小之间进行有级调节。有级可调减振器通过减振器顶部的电机控制旋转阀的旋转位置，使减振器的阻尼在“软、中、硬”三档之间变化，其结构及其控制系统相对简单，但在适应汽车行驶工况和道路条件的变化方面有一定的局限性。

连续可调半主动悬架的阻尼系数在一定范围内可以连续调节。阻尼调节一般有以下两种方式：

(1) 节流孔径调节

一般通过步进电机或电磁阀驱动减振器的阀杆，连续调节阻尼器节流阀的通流面积来改变其阻尼特性。快速调节通流面积容易引起流量的严重脉动，影响控制效果，且结构复杂，成本较高。

(2) 电/磁流变液粘性调节

另一种实现阻尼调节的方式是使用电流变或磁流变液体作为减振液，来实现阻尼无级可调。其中电流变液体在外加电场作用下，其流体材料性能，如黏度、剪切强度等都将发生显著变化。只需改变其外部施加的电场强度，便可改变电流变液体的黏度，从而改变减振器阻尼力。通过电/磁流变液粘性调节来改变阻尼是目前发展的主要方向^[11]。

相对于全主动悬架，半主动悬架具有耗能小、成本低、控制简单、易于实现以及可靠性较高的优点，且控制效果与主动悬架基本相当。因此，半主动悬架日益受到人们的重视，成为了研究的热点。研究性能可靠、调节方便的可调阻尼减

振器和算法简单有效的控制策略是半主动悬架实现产业化的前提。因此,本文的研究基于具有广阔应用前景的半主动悬架及其控制展开。

1.4 半主动悬架系统国内外研究现状

从实际应用来看,国外一些工业发达国家已在某些车型上应用了半主动悬架的产品。如1975年Margolis等人提出的“开关”控制半主动悬架^[12]。1988年日产公司在Maximas轿车上应用的“声纳”式半主动悬架,1994年Prinkos等人使用了电流变和磁流变液作为工作介质,研究了新型半主动悬架系统。1999年美国Delphi公司开发的磁流变液半主动悬架系统MagenRide,被评为世界百项重大发明之一^[13]。2002年MagneRide磁流变减振器在Cadillac Seville STS等高档车上得到应用^[14]。

从实际开展的研究来看,国外对半主动悬架的研究开展得较早,比较有影响的有Kanropp、Thompson、Crolla、Langlois等人的研究,研究的内容涉及控制策略的研究和台架及实车试验等。

1973年,美国加州大学戴维斯分校的D.A.Crosby和D.C.Karnopp首先提出了半主动悬架的概念。L.Palkovics等人^[15]对半主动悬架应用天棚控制(Sky-hook Control),最优控制(The Optimal Control),变结构鲁棒控制(The Variable Structure Robust Control),并对其鲁棒性进行了分析。其中应用天棚控制可以提高汽车的平顺性,但同时使得轮胎的性能变坏。变结构控制具有较好的鲁棒性,它能提高汽车的行驶平顺性和路面附着性,但同时会产生由高频转换引起的跳跃现象。

Venhevens^[16]将自适应控制应用到半主动悬架,通过平衡车辆平顺性和道路附着力之间的关系,由卡尔曼滤波器估计状态变量,根据轮胎载荷变化及时调整阻尼参数。结果表明,自适应控制半主动悬架低频段效果明显好于高频段。

Douglas.E.Ivers和Lane.R.Miller^[17]建立了两自由度的1/4汽车悬架模型,以簧载质量加速度、悬架动挠度及车轮动载荷为指标对半主动悬架和被动悬架进行了模拟试验,试验结果与仿真结果的吻合验证了所建模型的可靠性和试验方案的可行性。

Crolla和Abdel-Hady^[18]研究了半主动悬架多种控制律,利用汽车前轮的输入信号进行前馈控制,通过车速与轮距计算出输入到车辆前轮与后轮的延时,研究结果表明,基于前馈的半主动系统控制品质好于无前馈的悬架系统。

J. Swevers、C.Lauwerys 等^[19]通过设计 model-free 自适应控制器, 在线的调节控制参数, 并进行了试验分析; Nizar Al-Holou, Tarek Lahdhiri^[20]针对悬架系统的非线性和参数的不确定性, 结合模糊控制、神经网络和滑模变结构控制对主动悬架系统进行控制, 取得了良好的控制效果; Taegeun Junga、Jeongmok Cho 等^[21]运用基于启发式的模糊控制和天棚控制相结合的 Fuzzy Skyhook 复合控制策略, 采用 GA 遗传算法对仿真效果进行了优化。

国外在半主动悬架方面取得了很多研究成果, 但在控制算法的改进、系统稳定性的增强、性价比的提高等方面仍有大量工作要做。

从 80 年代中期开始, 我国的北京理工大学、重庆大学、吉林大学、南京航空航天大学等高校在半主动悬架、主动悬架方面展开研究, 进行了有价值的探索。国内研究主要集中在四个方面: (1)控制策略的研究。(2)半主动悬架与底盘子系统的集成控制研究。(3)台架试验及实车试验的研究。(4)悬架参数非线性和不确定性研究。

在控制策略的研究方面, 主要包括单一控制策略和复合控制策略的研究。所采用的控制策略主要有天棚阻尼控制、PID 控制、预测控制、最优控制、小波频域控制、模糊控制、自适应控制、滑模变结构控制、神经网络控制等。

汪桂香^[22]设计了一种输出反馈模糊滑模控制器, 对多种激励信号下电流变阻尼器半主动悬架系统的响应进行了仿真分析。

陈无畏, 孙骏^[23]将神经网络自适应 PID 控制应用于汽车半主动悬架系统, 并将控制后的悬架系统与被动悬架进行了对比分析。

陈益, 方子帆等^[24]将基于遗传算法的多项式函数监督 PID 控制应用到汽车半主动悬架系统并进行仿真, 结果表明, 此种离线学习与在线调整相结合的 PID 控制方法能够有效改善车辆的平顺性。

王其东, 陈无畏, 张炳力^[25]将模糊神经网络应用到半主动悬架系统的控制中, 采用遗传算法对控制器的参数和结构进行了优化, 并用基于变尺度的 BFGS 算法优化了神经网络权值。

洪家娣, 沈晓玲^[26]提出了半主动悬架的神经网络自适应模糊控制方法, 通过控制调整可调阻尼器的阻尼值来改变阻尼力, 从而改善了悬架系统的振动特性。

徐顺香, 霍伟廉^[27]应用最优控制理论设计了主动与半主动悬架控制系统, 并对仿真结果进行了比较分析。结果表明, 为获得较好的减振效果, 主动控制与半主动控制应分别选取加权矩阵。

董小冈, 余森, 廖昌荣等^[28]将频域加权次优控制应用于磁流变半主动悬架, 并与线性二次最优控制及频域加权最优控制进行了仿真比较, 结果表明, 合理选择反馈控制变量, 频域加权次优控制优于线性二次最优控制, 且可获得与频域加权最优控制相近的控制效果。

由于车辆系统具有明显的非线性与不确定性, 而最优控制器的构造需要对系统进行准确建模, 因此最优控制实际难以达到理想效果。天棚阻尼控制简单易行, 对降低车身加速度有明显效果, 但它是以牺牲操纵稳定性来达到改善汽车平顺性的目的。单纯的神经网络控制或自适应控制为达到目标往往导致运算量大、实时性差。模糊控制由于无需精确的数学模型, 在半主动悬架中被广泛应用。

从控制策略的发展趋势来看, 今后半主动悬架的控制主要以模糊控制、滑模变结构控制等非线性控制方法为主, 同时考虑多种控制策略的复合。

近年来, 国内一些高校和研究机构对半主动悬架与底盘子系统如 ABS、EPS、SWS 等的集成控制进行了研究。

袁传义^[29]建立了包括 EPS 模型和半主动悬架模型以及轮胎模型和路面模型在内的整车多自由度动力学模型, 将模糊控制应用于半主动悬架(SAS)和 EPS 集成控制系统, 开发了基于 LPC2131 微控制器的 SAS 与 EPS 集成控制器硬件, 进行了基于 SAS 与 EPS 集成控制系统的平顺性随机输入试验、转向盘转角阶跃输入试验、蛇行试验等实车道路试验, 并将实车试验结果与仿真计算结果进行了对比。

陈龙, 尤妍娴, 江浩斌等^[30]建立了 EPS 和半主动悬架集成控制的动力学车辆模型, 并用改进的可调阻尼减振器代替某车型的原有减振器, 然后进行道路试验。试验结果表明, 所采用的集成控制方法能有效改善车辆的舒适性与操纵稳定性。

在台架和实车试验方面, 吉林大学、江苏大学和合肥工业大学等高校的研究较为深入。

鲍可进, 袁晓云, 陈龙^[31]设计了嵌入式智能控制器, 采用模糊神经网络控

制算法来调节半主动悬架系统的阻尼系数,在八位单片机上实现了该算法,并进行了台架试验。

陈龙,杨谋存,薛念文等^[32]分别采用 T-S 和 Mamdani 模糊控制算法,建立了两种半主动悬架控制系统,基于 CIP-51 单片机设计了控制器,并进行了台架试验。计算和试验结果表明,T-S 模糊控制性能明显优于普通 Mamdani 模糊控制性能。

李锐,余森,陈伟民^[33]提出了一种含有控制级和协调级的分级模糊控制。在控制级,把天棚、地棚混合控制算法与模糊控制算法相结合,设计了 1/4 车辆垂直振动的半主动模糊控制器;在协调级,设计了整车控制的协调器,根据反馈变量对整车四个独立模糊控制器输出参数进行调整。将某微型车的四个被动减振器替换成磁流变减振器,建立了磁流变悬架全车测控系统,运用设计的分级模糊控制器,进行了平顺性随机输入实车道路试验。结果验证了分级模糊控制的可行性。

汪若尘,陈龙,江浩斌^[34]建立了含时滞的半主动悬架数学模型,对悬架系统产生时滞的原因进行了分析,应用含时滞补偿模糊神经网络自适应控制对悬架进行半主动控制,以 C8051 单片机为内核设计了半主动悬架控制系统,并进行了台架试验。结果表明,对半主动悬架实施神经网络时滞补偿控制,解决了控制中的“不合拍”问题,较好地协调了车辆舒适性与操纵稳定性之间的矛盾。

在悬架参数非线性和不确定性方面也有一些学者进行了研究。

王洪礼^[35]运用非线性微分几何控制方法对汽车悬架的非线性主动控制问题进行了研究。汪若尘,江浩斌,张效良等^[36]在可调减振器外特性试验的基础上,对减振器阻尼系数与步进电动机转角之间的非线性关系进行了拟合;建立了阻尼非线性半主动悬架的数学模型,并设计了半主动悬架模糊动态最优控制器,最后进行了仿真试验与实车道路试验。

王洪礼,郭龙^[37]针对传统 PID 控制效果不理想的问题,通过数值拟合的方式引入弹簧与阻尼等非线性影响因素,设计了 1/4 汽车悬架非线性动力学模型,利用免疫反馈原理,结合积分控制的规律,提出了一种模糊免疫 PID 控制方法,并利用免疫进化算法进行了参数优化。

综合国内外的研究来看,目前对半主动悬架的控制算法、仿真与实车试验、

非线性与不确定性以及半主动悬架与其它汽车底盘子系统的集成优化设计的方面的研究取得了很大的成果。但是国内很少有针对半主动悬架设计研究采用控制系统软件与动力学分析软件联合进行仿真的方法,并通过联合仿真来分析半主动悬架对汽车舒适性的影响。

1.5 课题的来源

平台共享是指同一套整车开发技术应用于不同车型,派生或衍生出多款车型。它意味着不同档次的车型在理论上可以在同一条生产线上生产,从而可以节省设计开发成本,提高生产效率。多车型共享底盘平台是当前国际主要汽车制造商的技术优势之一,他们可以在共用平台的基础上,针对具体车型的细分,对共用平台进行局部调整,开发出能满足不同市场需求的车型,使厂家有更多的时间和资金去开发新产品,有更多的精力用于对产品实行个性化和多元化设计,从而快速占领市场,赢得更大的市场份额和利润。共享底盘平台的水平已成为衡量一个企业技术成熟度的标志。

本课题以浙江大学车辆工程研究所与浙江万向集团公司共同承担的浙江省重大科技攻关项目“多车型共享底盘平台数字化开发技术及应用”为依托,主要研究如何建立半主动悬架系统动力学模型和控制系统模型,将这两个模型进行联合仿真,分析悬架经控制后对悬架性能及车辆平顺性的影响,以为汽车底盘数字化设计系统的开发提供参考和依据。

1.6 本文主要研究内容

本文以多体动力学为理论依据,在 ADAMS/view 环境中建立悬架系统动力学模型,将生成的 ADAMS 动力学模型导入到 MATLAB 中,采用联合仿真方法,研究悬架系统通过半主动控制后对悬架性能及车辆平顺性的改善情况。

本文的研究工作主要可以概括为以下几个方面:

(1)论文首先介绍了汽车平顺性的评价方法,阐述了车辆悬架系统的分类及半主动悬架的国内外研究现状,确定了课题的主要研究内容。

(2)建立悬架的多体动力学模型及路面模型。悬架系统模型的建立是本文研究工作的基础,结合研究的实际情况,利用机械系统动力学软件 ADAMS 的 VIEW 模块建立了两自由度车体悬架模型。考虑到路面扰动输入对悬架控制的重要影响,通过 MATLAB 的 SIMULINK 工具箱建立了具有普遍性的滤波白噪声路面激

励模型。

(3)利用 MATLAB 软件设计半主动悬架控制器。依据模糊控制理论,以车身加速度与期望加速度(本文选取期望加速度值为零)之间的差及车身速度与设定值(设为零)之间的差作为模糊控制器的输入,以电流变阻尼器的输出阻尼力为输出。根据经验和理论分析制定模糊控制规则,设计了模糊控制器。结合 PID 控制与模糊控制的优点,设计了半主动悬架模糊 PID 控制器。

(4)进行联合仿真。在两自由度车体悬架模型及控制器模型的基础上,运用控制系统软件 MATLAB 和多体动力学软件 ADAMS 分别对被动悬架、模糊控制半主动悬架、模糊 PID 控制半主动悬架进行悬架性能及车辆平顺性的联合仿真。

(5)对仿真结果进行分析

以车身加速度、悬架动挠度和车轮动位移作为主要评价指标,分析比较悬架控制后所能达到的性能改善的程度。

(6)对全文进行总结。论文的最后对全文作了归纳总结,并对论文的下一步研究工作进行了展望。

1.7 本章小结

本章介绍了汽车平顺性的评价方法,概述了悬架系统的分类,对比分析了被动悬架、主动悬架、半主动悬架之间的性能,综述了半主动悬架系统的国内外研究现状,最后确定了本文的主要研究内容。

第2章 多体系统动力学理论及ADAMS软件简介

2.1 多体系统动力学简介

多体系统是指由多个物体通过运动副连接的复杂机械系统^[38]。多体系统动力学是在经典力学基础上发展而来的研究多体系统运动规律的一门科学,包括多刚体系统动力学和多柔体系统动力学。

多体系统动力学研究始于20世纪60年代,由于车辆、飞机、机器人等复杂的机械系统,特别是宇航技术的迅速发展,对刚体动力学提出了新的要求,而电子计算机技术的发展为新的力学方法的产生提供了必要条件。于是,将古典的刚体力学、分析力学与现代的电子计算机技术相结合的力学新分支—多刚体系统动力学应运而生。

六十年代末至七十年代初,罗伯森等人先后提出了图论法、凯恩法、旋转矢量法(或牛顿—欧拉方法,简称N—E法)、最大数量坐标法和变分法,这几种方法构成了早期多刚体系统动力学的主要内容,而且都适用在计算机上建模和计算。从60年代到80年代,侧重于对多刚体系统的自动建模和数值求解的研究;到了80年代中期,多刚体系统动力学的研究取得了一系列成果,尤其是建模理论趋于成熟,但更稳定、更有效的数值求解方法仍然是研究的热点;80年代之后,多体系统动力学的研究更偏重于多柔体系统动力学,这个领域也正式被称为计算多体系统动力学,它至今仍然是力学研究中最活跃的分支之一。

2.1.1 多体系统动力学的建模与求解

一个机械系统,从初始的几何模型,到动力学模型的建立,经过对模型的数值求解,到物理模型、数学模型,最后得到分析结果,其流程如图2.1所示。

在建模和求解过程中,涉及到多种类型的运算和求解^[39]。首先是物理建模过程中的几何模型装配,图2.1中称为“初始条件计算”,这是根据运动学约束和初始位置条件进行的,是非线性方程的求解问题;再就是数学建模,是系统运动方程中的各系数矩阵自动组装过程,涉及大型矩阵的填充和组装问题;最后是数值求解,包括多种类型的分析计算,如运动学分析、动力学分析、静平衡分析、逆向动力学分析等。运动学分析是线性的速度、加速度方程和非线性的位置方程

的求解，动力学分析是二阶微分方程或二阶微分方程和代数方程混合问题的求解，静平衡分析从理论上讲是一个线性方程组的求解问题，但实际上往往采用能量的方法；逆向动力学分析是一个线性代数方程组求解问题，其中，动力学微分代数方程的求解最复杂，它是多体系统动力学的核心问题。

在多体系统动力学建模与求解过程中，在任何正式求解之前必须首先解决的问题就是初值相容性问题，这直接影响到问题的可解性。初值相容性要求系统中所有的位置、速度初始条件必须与系统运动学约束方程相容。对于简单系统，初值相容性是易于保证的，但对于大型复杂系统，必须有专门的初值相容性处理算法来判断系统的相容性或由一部分初值计算相容的其它初值。

求解器是多体系统建模与求解过程中的核心，这其中涉及的所有运算和求解，如初始条件计算、方程自动组装、各种类型的数值求解等等都由求解器所支持，它提供了所需的全部算法。

实际上，结果分析是需要有专门的数值后处理器来支持的，以提供曲线和动画显示以及其它各种辅助分析手段。但与多体系统建模与求解相比，数值后处理器相对简单，不存在什么理论上的重要问题。

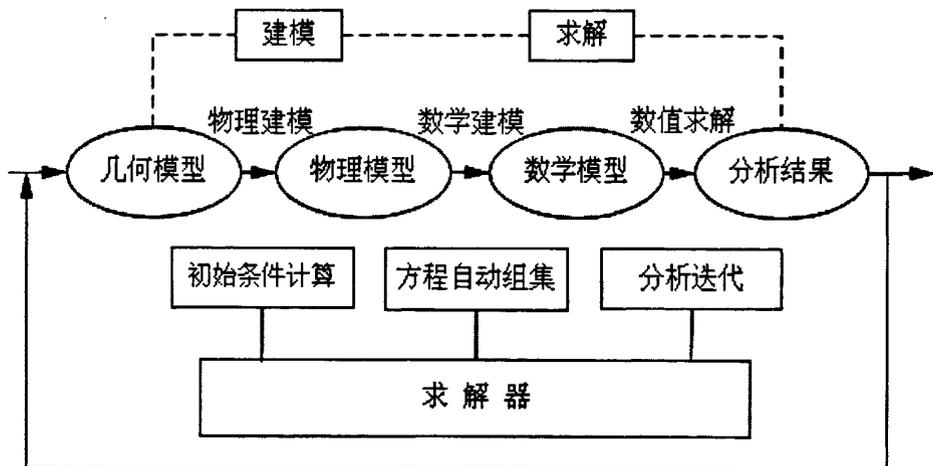


图 2.1 计算多体系统动力学建模与求解一般过程

2.1.2 多体系统动力学在汽车动力学研究中的应用

多刚体系统动力学在汽车中的应用已相当广泛和深入，小到门锁、玻璃升降机构的设计，大到整车系统动力学的研究，都有应用的实例。80年代初美国的通用公司和德国的奔驰公司都已有了专门的汽车多刚体系统动力学分析软件及具体运用成果。

建模、分析和求解是汽车动力学研究中一直困扰研究人员的问题^[40]。在汽车动力学分析中,由于汽车结构的日趋复杂与各部件设计的精确化,传统的作图法已不能胜任三维的非线性分析。传统的汽车系统动力学分析方法是用拉格朗日方程或牛顿-欧拉方程导出位置与状态坐标的运动微分方程。在实际工程中,对越来越复杂的结构和多自由度的系统,一般都是将系统进行简化,降低自由度。简化后的系统对于分析其部分性能是可行的,但不能全面揭示复杂的动力学特性。同时,当系统稍作改变时,就必须重新建模,费时费力,很难满足现代汽车虚拟设计的要求。

多体系统动力学与有限元分析技术的迅速发展,为汽车动力学研究提供了一个方便快捷的手段。从此,汽车动力学研究的力学模型逐渐由线性模型发展到非线性多体系统模型;模型的自由度由二个自由度发展到数十个自由度,甚至到数百上千个自由度。模拟计算也由稳态响应特性的计算发展到瞬态响应特性和转弯制动特性的计算。80年代以来,国外各主要汽车厂家和研究部门采用了大量的多体系统动力学分析软件,并与模态分析、有限元分析、优化设计等软件一起形成了一个整体,在汽车设计开发中发挥了重要作用。

2.2 ADAMS软件简介

机械系统动力学分析软件 ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems),是美国 MDI 公司(Mechanical Dynamics Inc.)开发的多体动力学仿真与分析软件。ADAMS 软件使用交互式图形环境和零件库、约束库、力库,建立三维机械系统参数化模型,其求解器采用多刚体系统动力学理论中的拉格朗日方程方法,建立系统动力学方程,对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析,输出位移、加速度、速度和反作用力等曲线。ADAMS 软件的仿真可用于预测机械系统的性能、运动范围、碰撞检测、峰值载荷以及计算有限元的输入载荷等。ADAMS 既是虚拟样机分析的应用软件又是开发工具,运用该软件可以非常方便地对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析。其开放性的程序结构和多种接口,可以成为特殊行业用户进行特殊类型虚拟样机分析的二次开发工具平台。

2.2.1 ADAMS软件模块介绍

ADAMS 软件主要包括基本模块、扩展模块、接口模块、专业模块及工具箱

五大部分组成, 如表 2.1~表 2.5 所示。用户不仅可以采用通用模块对一般的机械系统进行仿真, 而且可以采用专用模块针对特定工业应用领域的问题进行快速有效的建模与仿真分析^[41]。

表 2.1 基本模块

用户界面模块	ADAMS/View
求解器模块	ADAMS/Solver
后处理模块	ADAMS/PostProcessor

表 2.2 扩展模块

液压系统模块	ADAMS/Hydraulics
振动分析模块	ADAMS/Vibration
线性化分析模块	ADAMS/Linear
高速动画模块	ADAMS/Animation
试验设计与分析模块	ADAMS/Insight
耐久性分析模块	ADAMS/Durability
数字化装配回放模块	ADAMS/DMU Replay

表 2.3 接口模块

柔性分析模块	ADAMS/Flex
控制模块	ADAMS/Controls
图形接口模块	ADAMS/Exchange
CATIA专业接口模块	CAT/ADAMS
Pro/E接口模块	Mechanical/Pro

表 2.4 工具箱模块

软件开发工具包	ADAMS/SDK
虚拟试验工具箱	Virtual Test Lab
虚拟试验模态分析工具箱	Virtual Experiment Modal Analysis
钢板弹簧工具箱	Leafspring Toolkit
飞机起落架工具箱	ADAMS/Landing Gear
履带/轮胎式车辆工具箱	Tracked/Wheeled Vehicle
齿轮传动工具箱	ADAMS/Gear Tool

表 2.5 专业模块

轿车模块	ADAMS/Car
悬架设计软件包	Suspension Design
概念化悬架模块	CSM
驾驶员模块	ADAMS/Driver
动力传动系统模块	ADAMS/Driveline
轮胎模块	ADAMS/Tire
柔性轮胎模块	FTire Module
柔性体生成器模块	ADAMS/FBG
经验动力学模型	EDM
发动机设计模块	ADAMS/Engine
配气机构模块	ADAMS/Engine Valvetrain
正时链模块	ADAMS/Engine Chain
附件驱动模块	Accessory Drive Module
铁路车辆模块	ADAMS/Rail
FORD 汽车公司专用汽车模块	ADAMS/Pre (现改名为Chassis)

ADAMS 作为虚拟样机技术的代表性软件，具有针对汽车设计与分析的专业模块，是汽车产品性能分析的有力工具。利用 ADAMS 软件，可以快速建立并测试悬架、轮胎、转向机构、车窗机构等模型，可以在屏幕上模拟汽车的运动状态，显示重要参数的图形，并自动生成每次仿真的标准试验报告。计算机可同时模拟包括牵引力控制、自动防抱死系统以及其它控制系统的作用，从而在建造物理样机之前，就可以准确地预测车辆乘坐舒适性、操纵稳定性、安全性和其他性能参数。这样就可以在产品开发阶段缩短设计周期、降低开发成本、提高产品质量。

2.2.2 ADAMS 软件的计算方法

2.2.2.1 广义坐标选择

ADAMS 采用多刚体系统动力学理论的 Lagrange 方程方法，建立系统动力学方程。动力学方程的求解速度很大程度上取决于广义坐标的选择。ADAMS 用刚体的质心笛卡尔坐标和反映刚体方位的欧拉角作为广义坐标，即 $q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \varphi]_i^T$ ， $q = [q_1^T, q_2^T, \dots, q_n^T]^T$ ，每个刚体用 6 个广义坐标描述。由于采用了不独立的广义坐标，系统动力学方程是最大数量但却是高度稀疏耦合的

微分代数方程, 适于用稀疏矩阵的方法高效求解。

2.2.2.2 ADAMS 动力学分析

ADAMS 采用 Lagrange 乘子法建立系统的动力学方程:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + \varphi_q^T \rho + \theta_{\dot{q}}^T \mu - Q = 0 \\ \varphi(q, t) = 0 \\ \theta(q, \dot{q}, t) = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

其中: $\varphi(q, t) = 0$ 为完整约束方程; $\theta(q, \dot{q}, t) = 0$ 为非完整约束方程;

T —系统动能; q —系统广义坐标列阵; Q —广义力列阵; ρ —对应于完整约束的拉氏乘子列阵; μ —对应于非完整约束的拉氏乘子列阵。

将 (2.1) 写成更一般的形式:

$$\begin{cases} F(q, v, \dot{v}, \lambda, t) = 0 \\ G(v, \dot{q}) = v - \dot{q} = 0 \\ \Phi(q, t) = 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

式中: q —广义坐标列阵; \dot{q} , v —广义速度列阵; G —描述非完整约束的方程列阵; F —系统动力学微分方程及用户定义的分方程; Φ —描述完整约束的代数方程列阵; λ —约束反力及作用力列阵。

在进行动力学分析时, ADAMS 采用两种算法^[42]:

(1) 提供三种功能强大的变阶、变步长积分求解程序: GSTIFF 积分器、DSTIFF 积分器和 BDF 积分器来求解稀疏耦合的非线性微分代数方程, 这种方法适于特征值变化范围大的模拟刚性系统。

(2) 提供 ABAM 积分求解程序, 采用坐标分离算法来求解独立坐标的微分方程, 这种方法适用于模拟特征值经历突变的系统或高频系统。

下面简要介绍一下微分—代数方程的求解^[43]。

(1) 预估阶段

用吉尔(Gear)预估—校正算法可以有效地求解式(2.2)。首先根据当前时刻的系统状态矢量值, 用 Taylor 级数预估下一个时刻系统的状态矢量值:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{\partial y_n}{\partial t} h + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 y_n}{\partial t^2} h^2 + \dots \quad (2.3)$$

式中 $h = t_{n+1} - t_n$ 为时间步长, 这种预估算法得到的新时刻的系统状态矢量值通常不准确, 式(2.2)右边的项不等于零, 可以用吉尔(Gear)k+1 阶积分求解程序来校正。

$$y_{n+1} = -h\beta_0 \dot{y}_{n+1} + \sum_{i=1}^k \alpha_i y_{n-i+1} \quad (2.4)$$

式中: y_{n+1} 为 $y(t)$ 在 $t = t_{n+1}$ 时的近似值; β_0, α_i 为吉尔(Gear)积分程序的系数值。

整理(2.4)得:

$$\dot{y}_{n+1} = \frac{-1}{h\beta_0} [y_{n+1} - \sum_{i=1}^k \alpha_i y_{n-i+1}] \quad (2.5)$$

(2)校正阶段

将式(2.2)在 $t = t_{n+1}$ 时刻展开, 得:

$$\begin{cases} F(q_{n+1}, v_{n+1}, \dot{v}_{n+1}, \lambda_{n+1}, t_{n+1}) = 0 \\ G(v_{n+1}, q_{n+1}) = v_{n+1} - \dot{q}_{n+1} = v_{n+1} - \left(\frac{-1}{h\beta_0}\right)(q_{n+1} - \sum_{i=1}^k \alpha_i q_{n-i+1}) = 0 \\ \Phi(q_{n+1}, t_{n+1}) = 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

ADAMS 使用修正的牛顿-拉夫森迭代方法求解上面的非线性方程, 其迭代校正公式为:

$$\begin{cases} F_j + \frac{\partial F}{\partial q} \Delta q_j + \frac{\partial F}{\partial v} \Delta v_j + \frac{\partial F}{\partial \dot{v}} \Delta \dot{v}_j + \frac{\partial F}{\partial \lambda} \Delta \lambda_j = 0 \\ G_j + \frac{\partial G}{\partial q} \Delta q_j + \frac{\partial G}{\partial u} \Delta v_j = 0 \\ \Phi_j + \frac{\partial \Phi}{\partial q} \Delta q_j = 0 \end{cases} \quad (2.7)$$

式中 j 表示第 j 次迭代

$$\Delta q_j = q_{j+1} - q_j, \Delta v_j = v_{j+1} - v_j, \Delta \lambda_j = \lambda_{j+1} - \lambda_j \quad (2.8)$$

由式(2.5)可知:

$$\Delta \dot{v}_j = -\left(\frac{1}{h\beta_0}\right) \Delta v_j \quad (2.9)$$

由式(2.6)可知:

$$\frac{\partial G}{\partial q} = \left(\frac{1}{h\beta_0}\right)I, \quad \frac{\partial G}{\partial v} = I \quad (2.10)$$

将式(2.9)和式(2.8)代入式(2.7), 得:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & \left(\frac{\partial F}{\partial u} - \frac{1}{h\beta_0} \frac{\partial F}{\partial \dot{v}}\right) & \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q}\right)^T \\ \left(\frac{1}{h\beta_0}\right) \frac{\partial G}{\partial v} & \frac{\partial G}{\partial v} & 0 \\ \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q}\right) & 0 & 0 \end{bmatrix}_j \begin{Bmatrix} \Delta q \\ \Delta v \\ \Delta \lambda \end{Bmatrix}_j = \begin{Bmatrix} -F \\ -G \\ -\Phi \end{Bmatrix}_j \quad (2.11)$$

式(2.11)左边系数矩阵称系统的雅可比矩阵。式中: $\frac{\partial F}{\partial q}$ —系统刚度阵;

$\frac{\partial F}{\partial v}$ —系统阻尼阵; $\frac{\partial F}{\partial \dot{v}}$ —系统质量阵。

通过分解系统雅可比矩阵求解 Δq_j , Δv_j , $\Delta \lambda_j$, 计算出 q_{j+1} , v_{j+1} , λ_{j+1} , \dot{q}_{j+1} , \dot{v}_{j+1} , $\dot{\lambda}_{j+1}$, 重复上述迭代校正步骤, 直到满足收敛条件。

(3) 积分误差控制步骤

如果预估值与校正值的差值小于规定的积分误差限, 接受该解, 进行下一时刻的求解。否则拒绝该解, 并减少积分步长, 重新进行预估—校正过程。

2.2.2.3 ADAMS 运动学分析

设运动副的约束方程数为 nh , 用系统广义坐标矢量表示的运动学约束方程为:

$$\Phi^k(q) = [\Phi_1^k(q), \Phi_2^k(q), \dots, \Phi_{nh}^k(q)] = 0 \quad (2.12)$$

系统具有确定运动, 所以要使系统实际自由度为零, 因此对其施加等于自由度 $(nc - nh)$ 的驱动约束:

$$\Phi^D(q, t) = 0 \quad (2.13)$$

式(2.12)和(2.13)可以统一表示为:

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi^k(q, t) \\ \Phi^D(q, t) \end{bmatrix} = 0 \quad (2.14)$$

在 ADAMS 仿真软件中, 运动学分析研究零自由度系统位置、速度、加速度和约束反力, 因此只需求解系统约束方程:

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (2.15)$$

任意时刻 t_n 的位置确定, 可由约束方程的牛顿—拉夫森(Newton—Raphson)迭代方法求得:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q_j} \Delta q_j = \Phi(q_j, t_n) \quad (2.16)$$

式中 $\Delta q_j = q_{j+1} - q_j$ 表示第 j 次迭代。

t_n 时刻速度、加速度的确定, 可由约束方程求一阶、二阶时间导数得到:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q} \dot{q} = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q} \ddot{q} = -\left\{ \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} + \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n \frac{\partial^2 \Phi}{\partial q_k \partial q_l} \dot{q}_k \dot{q}_l + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \dot{q} \frac{\partial}{\partial q} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} \right) \dot{q} \right\} \quad (2.18)$$

t_n 时刻约束反力的确定, 可由带乘子拉格朗日方程得到:

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right)^T \lambda = -\left\{ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T - Q \right\} \quad (2.19)$$

2.2.2.4 ADAMS 静力学分析

对应上面的动力学分析过程, 在进行静力学与准静力学分析时, 分别设速度、加速度为零, 得到如公式(2.20)所示的静力学方程:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right)^T \\ \frac{\partial \Phi}{\partial q} & 0 \end{bmatrix}_j \begin{Bmatrix} \Delta q \\ \Delta \lambda \end{Bmatrix}_j = \begin{Bmatrix} -F \\ -\Phi \end{Bmatrix}_j \quad (2.20)$$

该方程为非线性代数方程, 可利用牛顿—拉夫森(Newton—Raphson)求解。

2.3 本章小结

本章简要介绍了多体系统动力学的发展及其在汽车动力学分析中的应用, 详细介绍了多体系统动力学分析软件 ADAMS 的计算方法及其计算分析的过程, 为下面的悬架系统动力学建模和仿真分析提供了必要的理论依据。

第3章 悬架系统动力学模型的建立

3.1 ADAMS/View建模与仿真步骤

ADAMS/View 具有强大的建模与仿真功能，它可以建模、仿真并对系统模型进行优化。ADAMS/View 建模与仿真步骤大致可以分如下几步，如图 3.1 所示。

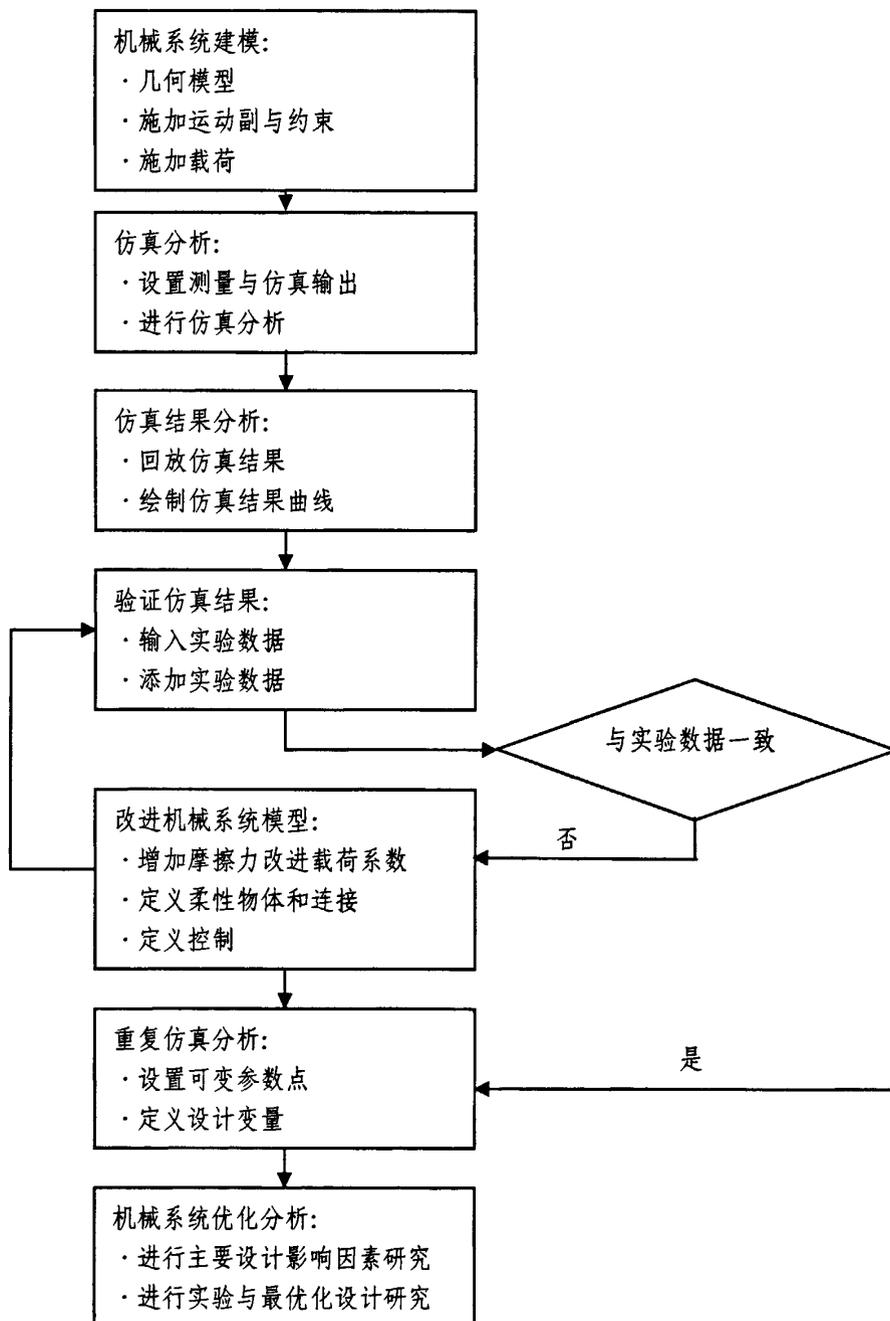


图 3.1 ADAMS/View 建模与仿真步骤

ADAMS/View 是 ADAMS 的核心模块之一。它提供了一个直接面向用户的交互式图形环境和零件库、约束库、力库等各种建模工具,创建参数化的机械系统几何模型,其求解器采用多刚体系统动力学理论中的拉格朗日方程方法,对虚拟机械系统进行静力学、动力学、运动学分析。

3.2 悬架系统模型的建立

3.2.1 车辆模型的简化

悬架的动力学建模是研究悬架半主动控制的基础,一般根据研究的内容与侧重点的不同,采用不同的简化方法建立不同的动力学模型^[44]。通常情况下,对悬架进行概念设计和控制方法研究时,常采用两自由度四分之一车体模型,它能较好的反映车辆簧载质量与非簧载质量的垂向运动;对前后悬架间的参数匹配关系和车身的垂直方向与纵向的运动耦合进行研究时,常采用半车四自由度模型,它能较好地反映垂向和俯仰运动;在需要从总体上较全面把握汽车运动响应或综合控制效果时,常采用整车七自由度模型,它能综合反映垂直、俯仰以及侧倾运动。

采用两自由度四分之一车体模型分析悬架对行驶平顺性的影响时,结构简单,求解容易,计算量小,并能反映悬架的主要性能,在悬架控制的研究中被广泛采用^{[45][46]}。

采用 ADAMS 软件建立两自由度四分之一车体机械模型时作如下假设^{[47][48]}:

(1)所有零部件都假设为刚体,各运动副均为刚体,不考虑其变形情况。运动副内部摩擦力与内部间隙均忽略不计。

(2)将车身视为刚性簧载质量,车轴与车轮视为非簧载质量,车辆只作上下垂直运动,不考虑发动机与传动系对车身的影晌。

(3)只考虑轮胎刚度的作用,其阻尼忽略不计。

(4)由于不考虑转向工况,因而可以将转向横拉杆忽略。

3.2.2 悬架空间位置的确定

本文研究的半主动悬架以麦弗逊独立悬架为基础,它主要由下摆臂、转向节、车轮、车轴、弹簧及减振器等组成。取某车辆参数如表 3.1 所示。悬架各构件的空间位置是通过设计点来定位的,按表 3.2 所示确定悬架的各设计点。其中 lca_outer 表示下摆臂外点, lca_front 表示下摆臂前点, lca_rear 表示下摆臂后点,

upper_link 表示悬架上铰点, spring_down 表示弹簧下支座点, knuckle_inner 表示车轴内点, knuckle_outer 表示车轴外点。

表 3.1 车辆参数

符号	M_b	M_r	K_b	K_r	C_b
名称	车体质量	非簧载质量	悬架弹簧刚度	轮胎等效刚度	悬架阻尼系数
数值	316	40	16000	150000	1000
单位	Kg	Kg	N/m	N/m	N/(m/s)

表 3.2 悬架设计点空间坐标

设计点	X 坐标	Y 坐标	Z 坐标
lca_outer	0.0	199.2	-346.5
lca_front	-78.0	199.2	-12.0
lca_rear	-13.0	199.2	-4.0
upper_link	26.0	694.0	-277.0
spring_down	8.0	402.0	-325.0
knuckle_inner	1.0	277.0	-379.0
knuckle_outer	0.0	276.0	-579.0

3.2.3 悬架各个构件及运动副的创建

3.2.3.1 悬架各构件的创建

(1) 创建下摆臂(lca)

点击 ADAMS/view 零件库中的连杆(Link), 选择“New Part”, 选择设计点 lca_out 和 lca_front, lca_out 和 lca_rear 分别创建两个连杆, 并将它们合并(unite two solides)为一个物体, 重命名为“lca”。

(2) 创建转向节总成(knuckle_assembly)

以 spring_bearing 和 knuckle_inner, knuckle_inner 和 lca_out 为端点分别创建两个圆柱体, 半径设为 20mm, 通过零件库中的“unite two solides”工具将它们合并为一个物体, 并重命名为“knuckle_assembly”。

(3) 创建车轴(knuckle)

选择零件库中的圆柱体(Cylinder), 半径设为 20mm, 以 knuckle_inner 和 knuckle_outer 为端点创建一个圆柱体, 并重命名为“knuckle”。

(4) 创建弹簧下支座(spr_down_holder)

以 spring_down 为质心, 长度设置为 30(mm), 创建一个圆柱体, 重命名为

“spr_down_holder”。

(5)创建弹簧上支座(spr_up_holder)

以 upper_link 为质心, 长度设置为 30(mm), 创建一个圆柱体, 重命名为 “spr_up_holder”。

(6)创建悬架弹簧

点击主工具箱中的弹簧(spring) ，在 upper_link 和 spring_down 两点之间创建弹簧(spring1)。选中 spring1, 点击鼠标右键, 选 “Modify”, 在 “Stiffness Coefficient” 选框内输入 “16.0”, 在 “Damping Coefficient” 选框内输入 “1.0”。即设置悬架弹簧的刚度为 16.0N/mm, 阻尼为 1.0N/(m/s)。

(7)创建车身(chassis)

以 upper_link 为下端点, 沿 y 轴正方向创建一个长 150(mm), 宽 150(mm), 高 50(mm)的长方体(Box), 用来代替车身, 并将其命名为 “chassis”, 将其质量修改为 316.0kg。

(8)创建车轮(wheel)

点击 ADAMS/View 的零件库中的圆柱体(Cylinder), 选择 “New Part”, 定义圆柱体半径为 300(mm), 以设计点 knuckle_inner 和 knuckle_outer 为端点, 创建一个圆柱体, 将其重命名为 “wheel”, 将其质量修改为 40.0kg。悬架系统的质量分为簧载质量和非簧载质量, 簧载质量即车身质量, 模型中的车身质量并非指整个车身的总质量, 而是指作用于此悬架上的车身质量。本模型中取簧载质量为 316.0kg, 非簧载质量取为 40.0kg。

(9)创建车轮等效弹簧

ADAMS 中实体的变形无法直观地表示, 可以用一个弹簧的变形等效为车轮的变形, 以便考察实际车轮的变形情况。选择 wheel.cm 和 testpatch.cm, 创建弹簧 spring2。选中 spring2, 点击鼠标右键, 选择 “Modify”, 在 “Stiffness Coefficient” 选项框内输入 “150.0”。由于车轮的阻尼很小, 可忽略不予考虑, 因此选择 “No Damping” 项。即车轮的等效刚度为 150.0N/mm, 无阻尼。

(10)创建测试平台(testpatch)

创建一个长方体代替路面, 再创建一个圆柱体支撑该方块, 然后将长方体和圆柱体合并, 并将其重命名为 “testpatch”。

3.2.3.2 施加约束

创建了构成悬架系统的各部件之后，需要通过约束将它们连接起来形成一个有机的整体。ADAMS/View 中有许多约束，大致可以分为三类：

- (1)运动副约束，如旋转副、移动副、圆柱副等。
- (2)基本约束，如点一面、点一线约束等。
- (3)驱动，如平移驱动、旋转驱动等。

在主工具箱的约束副库中选择旋转副，设置旋转副的选项为“2 Bod-1 Loc”和“Normal to Grid”，选择下摆臂(lca)和车身(chassis)为参考物体，选择设计点“lca_front”为旋转副的位置点，创建下摆臂和车身之间的约束副。

按照类似的方法，分别创建如表 3.3 所示的模型的其它约束。

模型约束创建完后，需要给模型施加驱动。选择主工具箱的直线驱动(Translational Joint Motion)，选择测试平台和大地之间的移动副(Translational Joint)添加一个驱动(Motion1)。创建直线驱动后，直接在“Edit”菜单中选择“Modify”，可以修改驱动，在添加驱动对话框的“F(time)=”栏中，可输入驱动函数表达式。创建后的模型如图 3.2 所示。

表 3.3 悬架各构件之间的约束副

Body1	Body2	约束类型	位置	方向
lca	chassis	旋转副	Lca-front	Lca-front 的 Z 轴正向
Lca	Knuckle-assembly	球副	Lca-outer	同上
Knuckle-assembly	Knuckle	固定副	Lca-outer	同上
Knuckle-assembly	Spr-down-holder	固定副	Spring-down	同上
Knuckle	wheel	固定副	Knuckle.cm	同上
Spr-down-holder	Spr-up-holder	移动副	Spring-down	Spring-down 与 upper-link 连线
Spr-up-holder	chassis	万向副	Upper-link	同上
chassis	ground	移动副	Chassis.cm	同上
testpatch	ground	移动副	Testpatch.cm	同上

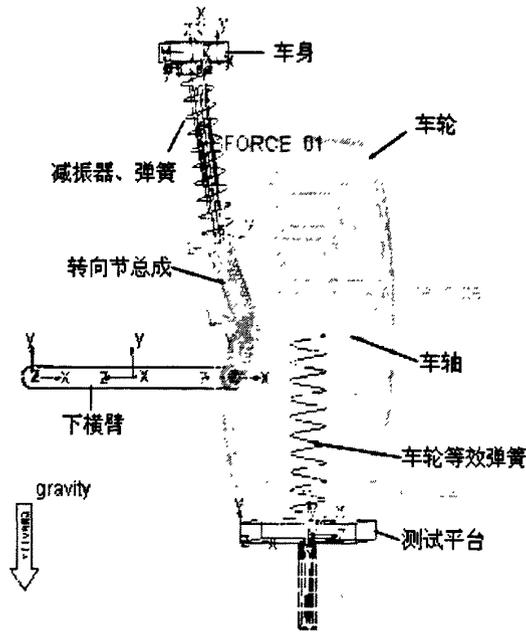


图 3.2 悬架系统模型

3.2.4 模型的验证及空间拓扑关系

ADAMS/view 提供了一个功能强大的模型自检验工具，右击工作窗口右下角的信息按钮 **i**，显示信息工具库，然后选择模型检验工具 **✓**，弹出信息窗口如图 3.3，可以得到模型的构件数量、运动副数量，同时列出模型的自由度数，说明模型建立正确。构件和约束副之间的空间拓扑关系如图 3.4 所示。

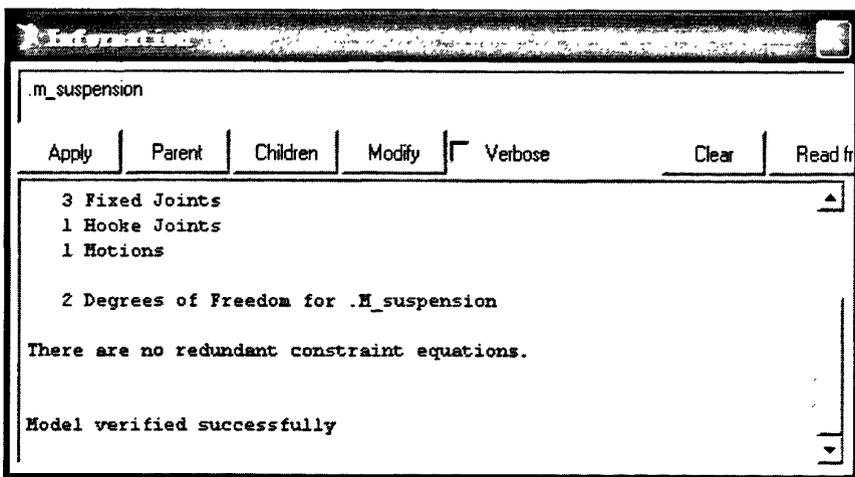


图 3.3 模型自检信息

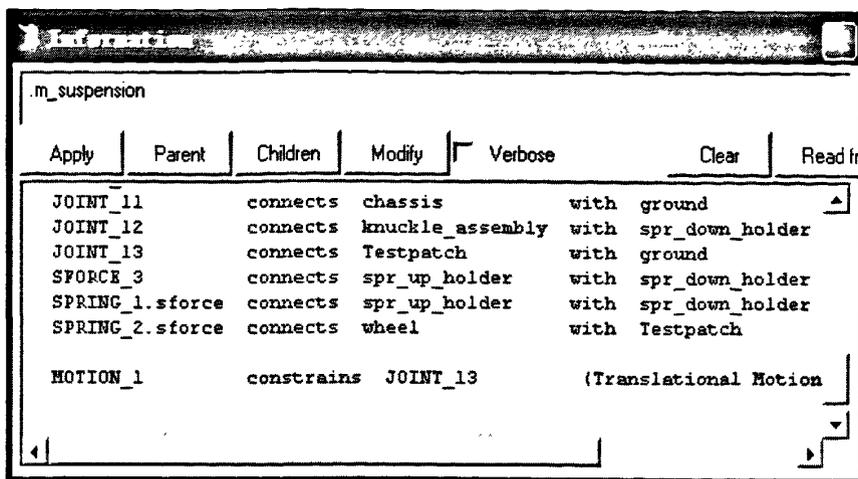


图 3.4 悬架各构件和约束副之间的空间拓扑关系

3.3 悬架性能评价指标

车身振动加速度直接反映了汽车的行驶平顺性,是评价汽车平顺性的主要指标^[49],除了第一章介绍的总的加权加速度均方根评价法外,人们还采用传至人体振动的总加权均方根值,或车身振动的总加速度均方根值作为平顺性评价标准^[50]。

总加权加速度均方根值计算繁琐不便于实际的仿真分析,车辆振动中坐垫与人体接触表面垂直方向的振动对人体的影响最大,大约占 70%的份量^[51]。因此在悬架控制和平顺性研究中常用垂向加速度作为评价指标。

悬架动挠度也是评价悬架性能的重要指标,悬架动挠度即悬架簧载质量与非簧载质量之间的相对位移。在设计悬架时,由于平顺性和结构上的要求,一般对悬架的动挠度有一定的限制。当悬架动挠度超出限位行程时就会撞击限位块,发生悬架击穿现象,使平顺性变坏。

车轮动位移直接影响车轮与路面的附着效果。理想情况下,车轮应始终跟随地面运动,即车轮动位移为零。当车轮动位移过大时,车轮会跳离地面而失去附着力,使车辆操纵稳定性变差甚至失去控制。

本文采用车身的垂向加速度以及代表悬架性能的悬架动挠度和车轮动位移作为悬架性能评价指标。

3.4 路面模型的建立

道路的不平坦、各种惯性力和空气阻力是影响汽车操纵稳定性和平顺性的主要因素,而路面输入又是影响悬架动力学特性的主要因素。对路面的描述可以分

为离散冲击和连续振动两类。前者是指在较短时间内具有较高强度的离散事件，如平坦道路上的凸起和凹坑。由于受冲击时，轮胎的性能变化比较复杂，往往难以精确描述。对冲击的描述常采用阶跃、矩形脉冲、三角形波或正弦波去代替凸起和凹坑路面。连续振动则是指道路长度方向的连续激励，如沥青路面、沙石路面等。这些路面的特性可以用统计特性来描述，一般采用空间频率功率谱密度函数以及相应的时域表示形式加以描述^[52]。

3.4.1 路面不平度的功率谱

路面不平度是一个复杂的随机过程，通常把路面相对于基准平面的高度 z_r ，沿道路走向长度 L 的变化 $z_r(L)$ ，称为路面纵断面曲线或不平度函数，如图 3.5 所示。



图 3.5 路面不平度曲线

路面的不平度主要采用路面功率谱密度来描述其统计特性，路面功率谱密度 $G_z(n)$ ，可用下式进行拟合^[1]：

$$G_z(n) = G_z(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (3.1)$$

式中：

n ：空间频率，是波长 λ 的倒数，表示每米长度中包括几个波长，单位为 m^{-1} ；

n_0 ：参考空间频率，单位为 m^{-1} ；

$G_z(n_0)$ ：路面不平度系数，即参考空间频率 n_0 下的路面不平度功率谱密度值，单位为 m^2/m^{-1} ；

w ：频率指数，确定每段功率谱斜线的斜率，它决定了路面功率谱密度的频率结构。

1984 年国际标准化组织在文件 ISO/TC108/SC2N67 中提出的“路面不平度表

示方法草案”和长春汽车研究所起草制定的 GB7031《车辆振动输入—路面平度表示》^[53]标准之中都提出了按路面功率谱密度把路面的不平度分为 A 到 H 共 8 级。我国公路路面功率谱基本在 A、B、C 三级，且 B、C 级所占的比重较大。表 3.4 是国标 GB7031-86 中我国各路面等级对应的路面平度系数，分级路面谱的频率指数 $w=2$ 。

表 3.4 路面不平度的部分分级标准

路面等级	$G_z(n_0) \times 10^{-6} \frac{m^2}{m^{-1}} \quad (n_0 = 0.1m^{-1})$		
	下限	几何平均值	上限
A	8	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	215	1024	2048
E	2048	4096	8192
H	131072	262144	524288

3.4.2 空间与时间频率功率谱的转化

当汽车以一定车速 v 驶过空间频率 n 的路面时，将空间频率内的路面位移谱密度转换为时间频率内的路面位移谱密度，由功率谱密度物理意义可以推导得到：

$$G_z(f) = \frac{1}{v} G_z(n) \quad (3.2)$$

时间频率是空间频率与速度的乘积，即存在关系： $f = v \cdot n$ ，当 $w=2$ 时，结合 (3.1) 式得：

$$G_z(f) = \frac{1}{v} G_z(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} = n_0^2 G_z(n_0) \frac{v}{f^2} \quad (3.3)$$

路面不平度的统计特性还可以用路面速度功率谱和加速度功率谱描述。

$$G_{\dot{z}}(n_0) = (2\pi n)^2 G_z(n) \quad (3.4)$$

$$G_{\ddot{z}}(n_0) = (2\pi n)^4 G_z(n) \quad (3.5)$$

将以上两式转换为空间频率函数为：

$$G_{\dot{z}}(f) = (2\pi n_0)^2 G_z(n_0) v \quad (3.6)$$

$$G_{\ddot{z}}(f) = (2\pi n_0)^4 G_z(n_0) f^2 v \quad (3.7)$$

由(3.6)可知，当车速为定值时，速度谱密度为常数，所以速度的时域功率谱为一不随频率变化的白噪声信号，一般有两种产生随机路面不平度时间轮廓的方法，即由一高斯白噪声通过积分器产生或由一高斯白噪声通过成形滤波器产生。

随机路面的输入也常用下式来表示：

$$\dot{x}_r(t) = -2\pi f_0 x_r(t) + 2\pi \sqrt{G_0} v w(t) \quad (3.8)$$

式中： G_0 为路面不平度系数， $x_r(t)$ 为路面激励， f_0 为下截止频率， v 为车辆速度， $w(t)$ 为均值为零的高斯白噪声。若 f_0 取值为0，则滤波器为一积分环节，路面输入为积分白噪声；路面输入的时间频率是车速与空间频率的乘积，本文取 $f_0=0.1$ 。

3.4.3 MATLAB模拟的随机路面

本文研究所采用的随机路面是采用一高斯白噪声通过成形滤波器产生。假定车辆以车速 20m/s 的速度驶过 B 级路面。

利用(3.8)式，在 MATLAB/simulink 下构建路面仿真模型如图 3.6 所示。

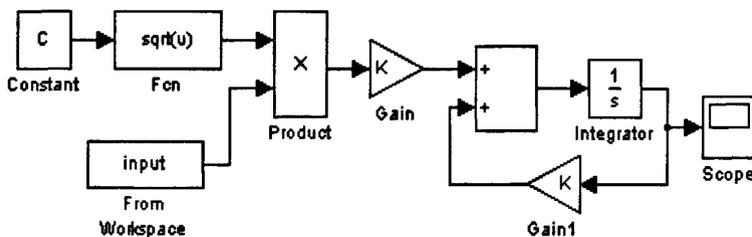


图 3.6 随机路面模型

由上述路面仿真模型产生的随机路面轮廓如图 3.7。

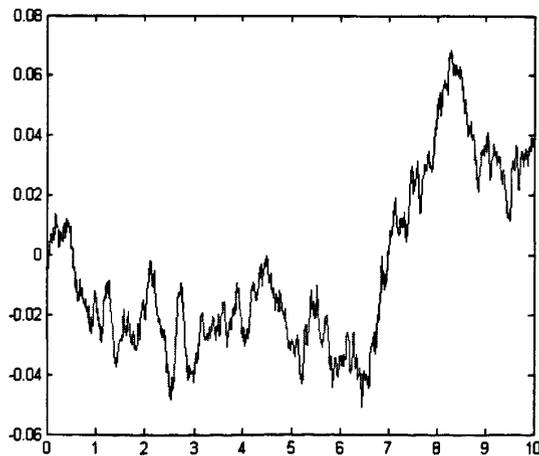


图 3.7 随机路面激励

3.5 本章小结

本章利用机械系统多体动力学软件 ADAMS/View 建立了两自由度的 1/4 车体悬架动力学模型, 并验证了模型的自由度和空间拓扑关系。确定了以车身垂向加速度、悬架动挠度和车轮动位移作为平顺性与悬架性能评价指标。介绍了路面不平度的功率谱, 分析了空间频率谱函数与时间频率谱函数的转化关系, 运用 MATLAB 软件建立了随机路面时域激励模型。

第4章 半主动悬架模糊PID控制

汽车半主动悬架系统是一个复杂的非线性系统,难以建立其数学模型,采用常规的线性控制方法很难达到预想的控制效果。而模糊控制由于不需要建立被控对象的数学模型,且适用于非线性、不确定性时变系统,因而可以取得较好的控制效果。PID控制作为一种经典的控制方法,由于具有结构简单、较好的稳定性和鲁棒性等特点,在过程控制中得到了广泛的应用。

然而实际工业控制过程往往具有非线性、时变不确定性,采用单一PID控制存在对过程难以控制以及参数在线调整困难等难题。而模糊控制根据人工控制规则组织控制决策表,虽然能对复杂的和难以建模的过程进行简单有效的控制,但由于模糊控制器不具有积分环节,因而很难消除静态误差。而PID控制器的积分调节作用可以很好地消除系统的稳态误差。为了克服PID控制的缺点同时改善模糊控制器的稳态性能,提出了模糊PID控制思想。

4.1 模糊逻辑控制

模糊逻辑控制(Fuzzy Logic Control)简称模糊控制(Fuzzy Control),是以模糊集合论、模糊语言变量和模糊逻辑推理为基础的一种计算机数字控制技术^[54]。1965年,美国的L.A.Zadeh创立了模糊集合论;1973年他给出了模糊逻辑控制的定义和相关的定理;1974年,英国的E.H.Mamdani首先运用模糊控制语句组成模糊控制器,并把它应用到蒸汽机和锅炉的控制,在实验室获得成功。经过几十年的发展,模糊控制已在工业控制等许多领域得到了广泛应用。

4.1.1 模糊集合

模糊控制的基本思想是将操作人员的控制经验通过模糊语言加以描述。模糊控制不需要被控对象的精确数学模型,对于非线性、时变的复杂对象以及多变量系统,模糊控制能取得比传统控制更好的效果。

模糊集合是模糊数学的基础,它是从经典集合理论发展而来的。就像集合是现代数学的基础一样,模糊集合是模糊理论的基础,模糊概念用模糊集合来表示。

设论域 U 中的模糊子集 \tilde{A} 是以隶属函数 $\mu_{\tilde{A}}$ 表征的集合,即由映射

$$\mu_{\tilde{A}}: U \rightarrow [0,1]; \quad x \rightarrow \mu_{\tilde{A}}(x)$$

确定论域 U 的一个模糊子集 \tilde{A} 。 $\mu_{\tilde{A}}$ 称为模糊子集 \tilde{A} 的隶属函数， $\mu_{\tilde{A}}(x)$ 称为模糊集合 \tilde{A} 的元素 x 对 \tilde{A} 的隶属度。对于论域 U 上的模糊集合 \tilde{A} ，通常采用以下几种表达方式：

(1) Zadeh 表示法

当论域 U 为离散有限域 $U = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ 时，模糊集合 \tilde{A} 可表示为：

$$\tilde{A} = \frac{\mu_{\tilde{A}}(x_1)}{x_1} + \frac{\mu_{\tilde{A}}(x_2)}{x_2} + \dots + \frac{\mu_{\tilde{A}}(x_n)}{x_n} = \sum_{i=1}^n \frac{\mu_{\tilde{A}}(x_i)}{x_i} \quad (4.1)$$

式中， $\frac{\mu_{\tilde{A}}(x_i)}{x_i}$ 并不代表分数，而是表示论域中元素 x_i 对于模糊集合 \tilde{A} 的隶属度 $\mu_{\tilde{A}}(x)$ 和元素 x_i 之间的对应关系。同样“+”号也不表示“求和”，而是表示论域 U 上组成模糊集合 \tilde{A} 的所有元素及其隶属于模糊集合 \tilde{A} 的隶属度的总体关系。如果某项隶属度为零，则该项可不写入。这是一种列举表示法，该方法简单实用，但它只适用于论域为有限域的情况。

当论域 U 为无限域时，可将上述方法推广到一般情形，模糊集合 \tilde{A} 可表示为：

$$\tilde{A} = \int_U \frac{\mu_{\tilde{A}}(x_i)}{x_i} \quad (4.2)$$

式中积分号也不代表普通积分，而是用来表示无限多个元素与隶属度对应关系的一个总和。

(2) 向量表示法

当模糊集合 \tilde{A} 的论域 U 由有限个元素 $\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ 构成时，模糊集合 \tilde{A} 还可表示成向量形式，即

$$\tilde{A} = [\mu_{\tilde{A}}(x_1), \mu_{\tilde{A}}(x_2), \dots, \mu_{\tilde{A}}(x_n)] \quad (4.3)$$

应注意的是，向量表示法中隶属度为零的项不能省略。

(3) 序偶表示法

将论域中的元素 x_i 与隶属度 $\mu_{\tilde{A}}(x_i)$ 构成序偶来表示 \tilde{A} ，即

$$\tilde{A} = [(x_1, \mu_{\tilde{A}}(x_1)), (x_2, \mu_{\tilde{A}}(x_2)), \dots, (x_n, \mu_{\tilde{A}}(x_n))] \quad (4.4)$$

此种方法隶属度为零的项可不写入。

4.1.2 隶属度函数

模糊集合是用隶属函数来描述的,把模糊集合的特征函数称为隶属度函数。隶属函数(Membership Function)是模糊控制最基本和最重要的概念。对于模糊概念,不能用普通集中的属于或不属于来描述,即不能简单的用普通集中的特征函数来描述,必须通过反映某个元素 x 属于模糊集合 \tilde{A} 的程度的隶属函数 $\mu_{\tilde{A}}(x)$ 来描述。隶属度函数的值域为 $[0, 1]$, 它将普通集合特征函数只能取 0, 1 两个值,推广到 $[0, 1]$ 闭区间上可以连续取值。 $\mu_{\tilde{A}}(x)$ 的值越接近 1, 表示元素 x 隶属于模糊集合 \tilde{A} 的程度越大。反之, $\mu_{\tilde{A}}(x)$ 的值越接近 0, 表示元素 x 隶属于模糊集合 \tilde{A} 的程度越小。

根据前述模糊集合、隶属度函数的定义及描述,论域 U 上的模糊集合 \tilde{A} 完全可以由隶属函数 $\mu_{\tilde{A}}(x)$ 来表征。如果能给出隶属函数的解析表达式,就能表示出相应的模糊集合。

隶属度函数是模糊集合论的基础,因此确定隶属度函数是一个关键问题。在实际应用中,根据满足问题需要及计算方便等原则,常用以下几种隶属函数:

(1) 正态型

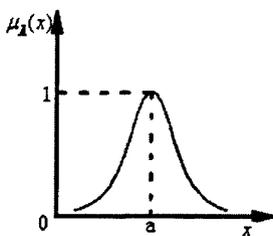


图 4.1 正态型隶属度函数

如图 4.1 所示,其中:

$$\mu_{\tilde{A}}(x) = e^{-\frac{(x-a)^2}{b}}, b > 0$$

(2) 三角形

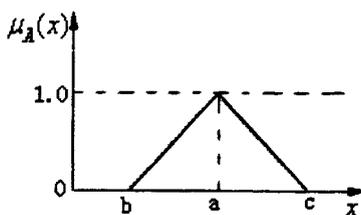


图 4.2 三角形隶属度函数

如图 4.2 所示,其中:

$$\mu_{\tilde{A}}(x) = \begin{cases} 0, & x < b, x > c \\ (x-b)/(a-b), & b \leq x < a \\ (c-x)/(c-a), & a \leq x < c \end{cases}$$

(3) 梯形

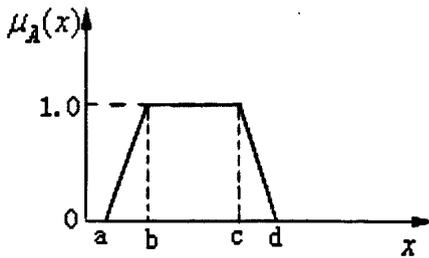


图 4.3 梯形隶属度函数

如图 4.3 所示, 其中:

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a \\ (x-a)/(b-a), & a \leq x < b \\ 1, & b \leq x \leq c \\ (d-x)/(d-c), & c < x \leq d \\ 0, & x > d \end{cases}$$

4.1.3 模糊规则

模糊规则是人们通过学习、实际操作与试验以及长期经验积累而形成的一种知识集合。模糊规则必须保证控制器的输出能够使系统输出响应的动静态特性达到最佳, 常用多条模糊条件语句 if-then 加以描述。模糊规则具有以下特性:

(1) 完备性。指对于任意给定的输入, 均有相应的控制作用。

(2) 一致性。指控制规则中不存在相互矛盾的规则。

(3) 交互性。一般模糊控制器的输出值是由数条控制规则来决定, 说明控制规则之间是相互联系、相互影响的, 这就是控制规则之间的交互性。由于模糊规则的交互性, 可得到更好的控制性能。

4.1.4 模糊推理

推理是对于一个特定表述的解释过程。它利用所有的有用知识以产生最佳的输出估计。在模糊系统中, 利用推理机制完成当前模糊输入集 $\mu_A(\xi)$ 与所有模糊规则前提的模式匹配, 并结合其响应, 产生一个单独的模糊输出集 $\mu_A(y)$ 。模糊推理是以模糊条件为基础, 它是模糊决策的前提, 也是模糊控制规则生成的理论依据。

模糊推理通常可以分为四步: 第一步是计算隶属度, 将已知事实与模糊规则的前提进行比较, 求出相对每一前提隶属函数的隶属度; 第二步求总前提的满足程度, 用模糊并或模糊交算子, 结合相对于前提隶属度函数的隶属度, 求出对总前提的满足程度; 第三步应用模糊规则, 将总前提的满足程度施加于模糊规则结果的隶属函数, 以产生一个定性的隶属函数; 第四步进行模糊聚类, 得到最后输出的隶属度。

模糊推理的方法较多, 比较常用的有扎德(Zadeh)法、拉松(Larsen)法、马丹

尼(Mamdani)法、sugeno 法、鲍德温(Baldwin)法等。

4.1.5 反模糊化

通过模糊推理得到的结果是一个模糊量,还需将推理结果进行反模糊化以得到一个精确量。把模糊量转换为精确量的过程称为反模糊化,或解模糊化、清晰化。反模糊化的方法很多,在实际应用中通常对模糊推理结果有以下几种反模糊化方法^[55]:

(1)最大隶属度法

最大隶属度法是最简单的一种方法。它是指在推理结论的模糊集中选取隶属度最大的元素作为确定控制量输出的方法。如果论域上多个元素同时出现最大隶属度值,则取它们的平均值作为解模糊判决结果。设存在模糊集 C , 所选择的隶属度最大的元素 u^* 应满足:

$$\mu_c(u^*) \geq \mu_c(u), u \in U \quad (4.5)$$

如果该模糊集隶属度函数曲线是梯形平顶的,那么具有最大隶属度的元素就可能不止一个,这时就要对所有取最大隶属度的元素求取平均值。

该方法简单易行,实时性好,但它的缺点是只利用了最大隶属度的信息,忽略了小隶属度函数的影响,因而涵盖的信息量少。

(2)重心法

所谓重心法,就是取模糊隶属度函数曲线与坐标横轴所围成面积的重心为模糊推理最终值。理论上,我们应该计算出输出范围内一系列连续点的重心,即

$$u = \frac{\int \mu_N(x)x dx}{\int \mu_N(x) dx} \quad (4.6)$$

当输出隶属度函数为离散单点集时,则为

$$u = \frac{\sum \mu_N(x_i)x_i}{\sum \mu_N(x_i)} \quad (4.7)$$

重心法不仅有公式可循,而且在理论上比较合理,与最大隶属度法相比,重心法具有更平滑的输出推理控制。即对应于输入信号的微小变化,其推理的最终输出一般也发生一定的变化,且这种变化明显比最大隶属度函数法要平滑。它利用与涵盖了模糊集合的全部信息,并根据隶属度的不同而有所侧重。

(3)系数加权平均法

加权平均法是指输出量模糊集合中各元素进行加权平均后的输出值作为输出控制量,该方法按照普通加权公式,根据下式来计算控制量:

$$u = \frac{\sum k_i x_i}{\sum k_i} \quad (4.8)$$

应根据具体的实际情况来选择系数 k_i ,不同的系数决定系统有不同的响应特性。当 $k_i = \mu_N(x_i)$,即取其隶属度函数时,就是上面所述的重心法。在模糊控制中可以通过该系数来改善系统的相应特性。这种方法具有较大的灵活性,但系数的选择需要根据现场操作经验和试验观察来进行反复调整,才能取得较好的控制效果。

4.1.6 模糊控制器的结构

模糊控制系统一般由模糊控制器和被控对象组成,如图4.4所示。模糊控制器是模糊控制系统的核心,一个模糊控制系统的性能优劣,主要取决于模糊控制器的结构、所采用的模糊规则、合成推理算法,以及模糊决策的方法等因素。

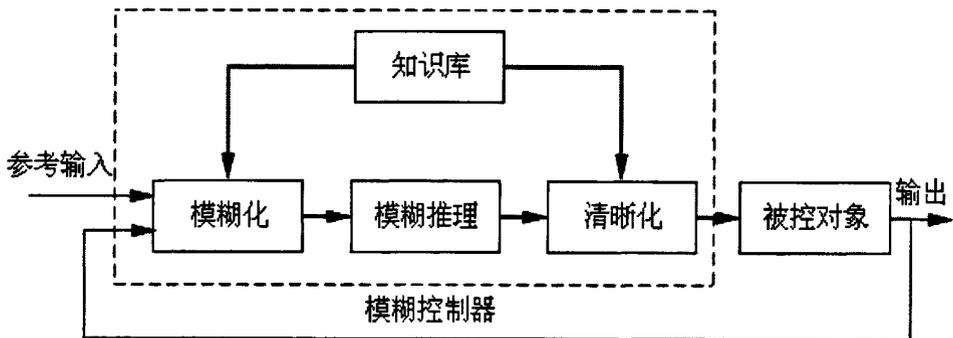


图 4.4 模糊控制系统的组成

模糊控制器的结构如图4.4中虚线部分所示,它主要由以下几部分组成。

1. 模糊化

模糊化的作用是将输入变量的精确量变换成其对应论域上的模糊量。其输入量包括外界的参考输入、系统的输出或状态等。模糊化的具体过程如下:

- (1)首先对输入量进行处理,以变成模糊控制器要求的输入量。
- (2)将上述已处理过的输入量进行尺度变换,使其变换到各自的论域范围。
- (3)再将已变换到论域范围的输入量进行模糊处理,使其从精确量变成模糊量,并用相应的模糊集合来表示。

2. 知识库

知识库一般由数据库和模糊控制规则库两部分组成。它包含了具体应用领域中的知识和要求的控制目标。

数据库提供必要的定义,包括语言控制规则论域的离散化、量化和正则化以及输入空间的分布、隶属度函数的定义等。它虽称作数据库,但不同于常规计算机软件中数据库的概念,它存储着论域变换、隶属函数、推理算法等有关模糊化、模糊推理、解模糊等知识。

模糊控制规则库包含了基于专家经验与知识的用模糊语言变量表示的一系列控制规则。

3.模糊推理

模糊推理是模糊控制器的核心,它利用知识库的信息模拟人的推理决策过程,给出适合的控制量。该推理过程是基于模糊逻辑过程中的蕴含关系及推理规则来进行的。目前,常采用的是 Zadeh 模糊推理和 Mamdani 模糊推理等。

4.清晰化

通过模糊推理得到的结果是一个模糊量,但在实际控制中必须有一个确定的量才能去控制被控对象。将这个模糊量转换成用于实际控制的精确量的过程就称为清晰化。清晰化可以看作是模糊化的反过程。它包含以下两部分的内容:

- (1)将模糊控制量变换转换成论域范围的清晰量。
- (2)将表示在论域范围的清晰量经尺度变换换成实际的控制量。

4.1.7 半主动悬架模糊控制

4.1.7.1 输入输出变量的确定

设计模糊控制器的首要问题是输入输出变量的确定。通常将模糊控制器输入变量的个数称为模糊控制器的维数,从理论上讲,模糊控制器的维数越高,控制越精细,但维数越高,模糊控制规则变得过于复杂,控制算法的实现也相当困难,本文采用目前广泛选用的二维模糊控制器。

对悬架实行半主动控制的最终目的是为了提高汽车的行驶平顺性与操纵稳定性。汽车悬架的性能评价指标车身加速度、悬架动挠度、车轮动位移之中,最能反映车辆平顺性与振动特性的是车身加速度。因此,取车身加速度作为控制目标,以尽可能减小车身加速度。对于两自由度汽车半主动悬架模糊控制器,采用双输入单输出控制系统结构,即选择车身在垂直方向的速度、加速度与设定值(设为

零)的差分别为偏差 e 和偏差变化 ec , 作为系统的两个输入变量, 半主动悬架可变阻尼力 u 作为控制器的输出变量。

通常用“大”、“中”、“小”等词汇来作为描述输入输出变量的词集, 由于人的行为在正、负两个方向的判断基本是对称的, 将“大”、“中”、“小”再加上正、负两个方向并考虑零状态, 这样总共可组成 7 个模糊标记, 常用“正大”(PB), “正中”(PM), “正小”(PS), “零”(ZE), “负小”(NS), “负中”(NM)和“负大”(NB)这 7 个语言变量来描述。选取语言变量值时, 既要考虑到控制规则的灵活与细致性, 又要兼顾其简单与易行的要求。

本文依据实际控制对象, 对模糊控制器的输入以及输出都取 7 个语言值, 即正大(PB), 正中(PM), 正小(PS), 零(ZE), 负小(NS), 负中(NM), 负大(NB)。表示为:

$$E=EC=U=\{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\}$$

4.1.7.2 论域、量化因子、比例因子的选择

为了对输入变量进行模糊化处理, 必须将输入变量从基本论域转换到对应的语言变量模糊集论域, 这个过程需要通过量化因子进行论域转换来实现。在模糊控制系统中, 我们把输入变量的实际变化范围称为变量的基本论域。设误差的基本论域为 $[-e, e]$, 误差变化的基本论域为 $[-ec, ec]$, 输出变量的基本论域为 $[-u, u]$ 。设误差所取的模糊子集的论域为: $[-n, -n+1, \dots, 0, \dots, n-1, n]$

误差变化所取的模糊子集的论域为: $[-m, -m+1, \dots, 0, \dots, m-1, m]$

输出变量所取的模糊子集的论域为: $[-l, -l+1, \dots, 0, \dots, l-1, l]$

误差的量化因子、误差变化的量化因子和控制量的比例因子由实际变量的变化范围及相应隶属函数论域确定, 分别为:

$$k_e = n/e, \quad k_{ec} = m/ec, \quad k_u = u/l$$

设计一个模糊控制器除了要有一个好的模糊控制规则外, 合理的选择模糊控制器输入变量的量化因子和输出控制量的比例因子也是非常重要的。

量化因子 k_e 和 k_{ec} 的大小意味着对输入变量误差和误差变化率的不同加权程度, k_e 、 k_{ec} 两者之间也有着相互的影响。 k_e 选得大时, 调节死区小, 上升速率

大。 k_e 选得过大时,系统产生较大的超调,系统的调节时间变长,甚至系统产生振荡; k_{ec} 选得大时,超调量减少,但系统的响应速度则变慢。 k_{ec} 选得小时,系统反应快,上升速率大。 k_{ec} 选得过小时,超调量增大,系统的调节时间变长。同样,输出变量的比例因子 k_u 作为整个回路的增益,对模糊控制系统的特性也有着一定的影响,一般 k_u 选得过小会使系统动态响应过程变长, k_u 选得过大造成系统不稳定^[56]。

根据簧载质量加速度最大幅值以及可控阻尼力输出幅度来确定误差、误差变化及输出变量的变化区间,对输入输出变量进行正规化处理即规范化处理^[57]。

根据悬架系统及路面输入的实际情况以及仿真结果,可得簧载质量速度的变化范围为 $[-0.4, 0.4]$,簧载质量加速度的变化范围为 $[-5.9, 5.9]$,控制阻尼力的变化范围 $[-880, 880]$,以上即为各个变量的基本论域。对于模糊论域的选取,一般选择误差论域 $n \geq 6$ 。这是因为,为了满足模糊集论域中所含元素个数为模糊语言词集总数的两倍以上,保证论域能被模糊集较好的覆盖,避免出现失控现象,模糊语言变量的词集一般取为7个。因此选取误差及误差变化的模糊论域均为 $[-6, 6]$,于是,量化因子: $k_e=15$, $k_{ec}=1.02$;比例因子: $k_u=146.7$ 。

4.1.7.3 模糊控制规则的设计

模糊控制规则是设计模糊控制器的核心。模糊控制规则可用多条模糊条件语句来表示。句型有以下几种,其中模糊命题用A、B、C来表示。

- (1)简单模糊条件语句“若A,则B”型。记为:if A then B。
- (2)多重简单模糊条件语句“若A,则B,否则C”型。记为if A then B else C。
- (3)双维模糊条件语句“若A且B,则C”型。记为:if A and B then C。

本文采用模糊控制中经常采用的双维模糊条件语句。

模糊控制规则的设计原则是^[58]:

当误差为负大时,若误差变化为负,这时误差有增大的趋势,为尽快消除已有的负大误差并抑制误差变大,控制量的变化取正大。当误差为负而误差变化为正时,系统本身已有减少误差的趋势,所以为尽快消除误差且又不超调,应取较小的控制量。

当误差为负中时，为尽快消除误差，控制量的变化应选取同误差为负大时相同。当误差为负小时，系统接近稳态，若误差变化为负时，选取控制量变化为正中，以抑制误差往负方向变化；若误差变化为正时，系统本身有趋势消除负小的误差，选取控制量变化为正小^[59]。

根据以上规则，设计模糊控制器，规则库采用一组模糊控制规则如下：

$$R_n: \text{if } e \text{ is } A_n \text{ and } ec \text{ is } B_n \text{ then } u \text{ is } C_n \quad (n=1, 2, 3, \dots)$$

其中 A_n 是 e 的模糊集合， B_n 是 ec 的模糊集合， C_n 是 u 的模糊集合。E, EC, U 分别用 NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB 语言变量表示。根据半主动悬架特性、专家经验及已有文献并通过仿真调试，设计模糊控制规则如表 4.1 所示^[60-62]。采用 MATLAB 的模糊工具箱设计的模糊控制规则如图 4.5。

表 4.1 模糊控制规则表

U		EC						
		PB	PM	PS	ZE	NS	NM	NB
E	PB	NB	NB	NB	NB	NM	ZE	ZE
	PM	NB	NB	NB	NB	NM	ZE	ZE
	PS	NM	NM	NM	NM	ZE	PS	PM
	ZE	NM	NM	NS	ZE	PS	PM	PM
	NS	NS	NS	ZE	PM	PM	PM	PM
	NM	ZE	ZE	PM	PB	PB	PB	PB
	NB	ZE	ZE	PM	PB	PB	PB	PB

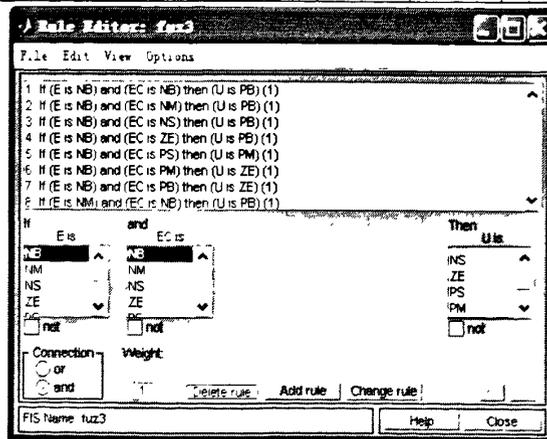


图 4.5 Fuzzy 工具箱设计的模糊控制规则

4.1.7.4 模糊推理及解模糊化

对建立的模糊控制规则必须经过模糊推理才能决策出控制变量的一个模糊子集。模糊推理方法主要有：Zadeh 推理法、Mamdani 推理法和 Sugeno 推理法等，本文采用 Mamdani 推理法。这种推理方法是先在推理条件中选取各个条件中隶属度最小的值作为这条规则的适配程度，以得到这条规则的结论，这称为取小操作；然后再对各个规则的结论综合选取最大适配度的部分，即取最大操作。

$$R = \bigcup_{ij} E_i \times EC_j \times U_{ij} \quad (4.9)$$

$$U_R(e, ec, u) = \bigvee_{i=1, j=1}^{j=k, j=l} \mu_{E_i}(a) \wedge \mu_{EC_j}(b) \wedge \mu_{U_{ij}}(c) \quad (4.10)$$

以上两式中，R 为模糊变量 E, EC, U 之间的模糊关系， $U_R(e, ec, u)$ 为模糊关系的隶属度函数。对于特定输入量精确量 e^* 、 ec^* ，则有输出：

$$U = (E \times EC) \circ R \quad (4.11)$$

$$\mu_u(c) = \bigvee \mu_E(e^*) \wedge \mu_{EC}(ec^*) \wedge \mu_R(e, ec, u) \quad (4.12)$$

模糊推理的输出结果是一个模糊集，而模糊控制器的输出必须是一个确定的数值，因此必须对输出结果进行解模糊。解模糊有多种方法，如重心法、最大隶属度法、系数加权平均法等。一般用重心法来表示输出的精确值。理论上说，应该计算输出范围内一系列连续点的重心，但实际上多是通过计算输出范围内整个采样点(即若干离散值)的重心。这样在不花太多时间的情况下，用足够小的采样间隔来提供所需的精度，是一种最好的折衷方案。

在 MATLAB/Simulink 环境下建立模糊控制半主动悬架系统的仿真子模型如图 4.6 所示。

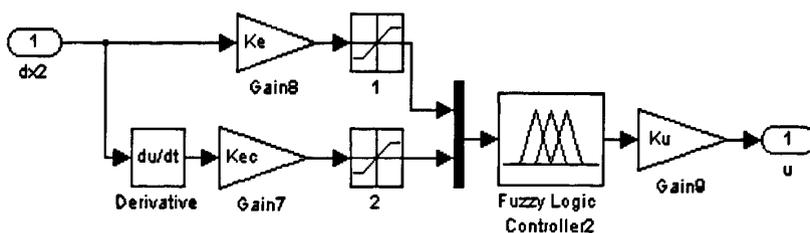


图 4.6 模糊控制子模型

4.2 PID 控制

PID 控制是最早发展起来的经典控制理论之一，由于其算法简单、鲁棒性好和可靠性高，被广泛应用于工业控制中。自动控制理论和技术的飞速发展，特别

是现代控制理论和计算机技术的发展,大大促进了工业自动化的进程。但是,工业控制领域仍有近90%左右的过程控制仍采用PID控制策略^[63]。

4.2.1 PID控制基本原理

当被控对象的结构和参数不能完全掌握,或得不到精确的数学模型时,系统控制器的结构和参数必须依靠经验和现场调试来确定,这时应用PID控制技术最为方便。即当我们不完全了解一个系统和被控对象,或不能通过有效的测量手段来获得系统参数时,最适合用PID控制技术。PID控制器根据系统的误差,利用比例、积分、微分计算出控制量来进行控制。常规PID控制原理图如图4.7所示,系统主要由PID控制器和被控对象组成。根据设定值 $r(t)$ 和实际输出值 $y(t)$ 构成控制偏差 $e(t)$,将偏差的比例(P)、积分(I)和微分(D)通过线性组合构成控制量 $u(t)$ 对被控对象进行控制。

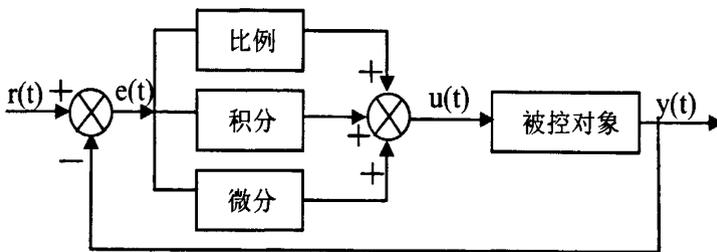


图 4.7 PID 控制原理图

PID 控制的数学描述为:

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (4.13)$$

式中 $u(t)$ 为控制输入, $e(t) = r(t) - y(t)$ 为误差信号, $r(t)$ 为输入量, $y(t)$ 为输出量。 K_p 为比例系数; T_i 为积分时间常数; T_d 为微分时间常数;

式(4.13)也可写成:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.14)$$

式中: K_p 为比例系数;

K_i 为积分系数;

K_d 为微分系数;

PID 控制器由比例、积分、微分三个环节组成,各校正环节的作用如下:

(1)比例环节。即时成比例地反应控制系统的偏差信号 $e(t)$ ，一旦产生偏差，调节器立即产生控制作用，使偏差向减小的方向变化^[64]。增大比例系数，可以加快调节速度，减小系统稳态误差，有利于提高系统控制精度。但是过大的比例，将使系统的稳定性下降，甚至造成系统的振荡。比例取得过小，会使系统的响应速度减慢，降低调节精度，从而延长调节时间，使系统静、动态特性变坏。

(2)积分环节。主要用于消除系统的静态误差，提高系统的无差度，但积分过大会延长过渡过程时间，增大超调量，甚至产生振荡，影响系统的稳定性。若积分过小，系统的静态误差难以消除，影响系统的调节精度。积分作用的强弱取决于积分时间常数 T_i ， T_i 越小，积分作用越强，反之则越弱。

(3)微分环节。微分环节的作用主要是为了改善系统的稳定性和动态特性。能反应偏差信号的变化趋势，并能在偏差信号的值变得太大之前，在系统中引入一个有效的早期修正信号，从而加快系统的动作速度，减小调节时间，降低超调量。由于微分作用对噪声干扰有放大作用，因此过大的微分会降低系统的抗干扰性能。若微分过小，会增大超调量，系统响应变慢，稳定性变差。

4.2.2 PID控制参数整定

PID 控制器的参数整定是控制系统设计的核心内容。PID 控制器参数整定的方法很多，概括起来有两大类：理论计算法和工程整定法。理论计算法依赖被控对象的精确数学模型，因而有很大的局限性。工程整定法主要依靠工程经验，直接在过程控制系统中通过实验，然后按照工程经验公式对控制器参数进行调整整定，该方法简单且易于掌握，在工程实际中被广泛采用。工程整定法有扩充临界比例度法、试凑法、Ziegler-Nichols 整定法、优选法、扩充响应曲线法、归一参数整定法、阻尼振荡法等。

本文采用试凑的方法来整定 PID 控制器的参数。以经验公式为参考，根据汽车悬架系统的性能要求和一些基本的整定参数的经验，选择不同的 K_p 、 K_i 、 K_d 参数进行仿真，通过观察仿真曲线，反复凑试，来确定最终满意的参数。

在试凑时可参考表 4.2 中 K_p 、 K_i 、 K_d 对控制过程的影响，并根据经验公式以及半主动悬架的特性参数实行先比例、后积分、再微分的整定步骤^[65]，PID 参数整定的具体步骤如下：

(1)先整定比例系数 K_p ，将积分系数 K_i 和微分系数 K_d 置零，取消微分和积

分作用而采用纯比例控制。由小到大逐步改变比例系数 K_p ，观察系统的响应，直至得到响应速度快，且超调量较小的响应曲线。如果系统静差在规定范围之内，且响应曲线已满足设计要求，那么比例系数可以由此确定。如果静差仍较大，纯比例调节不能达到目的，需进入下一步调节。

(2) 如果比例控制系统的静差达不到设计要求，这时可以加入积分作用。整定时先将 K_i 置一较小值，将第一步得到的比例系数稍微减小，将积分系数 K_i 由小逐渐增大，观察输出，系统的静差应逐渐减少直至消除。反复试验几次，直到消除静差的速度满意为止。注意这时的超调量会比原来加大，可能需要适当降低一些比例系数 K_p 。

(3) 对于微分部分，若使用比例积分(PI)控制器经反复调整后仍达不到设计要求，应考虑加入微分作用。整定时先将微分系数 K_d 从零逐渐地增大，观察超调量和稳定性，同时相应地微调比例系数 K_p 以及积分系数 K_i ，逐步试凑，直到满意为止。

4.2.3 半主动悬架PID控制

对悬架进行半主动控制的目的是为了尽可能提高汽车行驶平顺性及操纵稳定性，这一般通过改善车身垂向加速度、悬架动挠度以及车轮动位移来加以衡量。因此，以车身加速度为控制对象，以尽量减小车身加速度为目的，采用车身加速度与参考加速度(设为零)之间的偏差作为控制器的输入，建立典型的按偏差控制的负反馈结构。其中偏差 e 是输出量与设定值之间的差； u 是半主动悬架控制力，作用于被控对象并引起输出量的变化。利用 MATLAB/simulink 软件构建半主动悬架的 PID 控制系统模型，其中 PID 控制子模块如下图 4.8 所示。

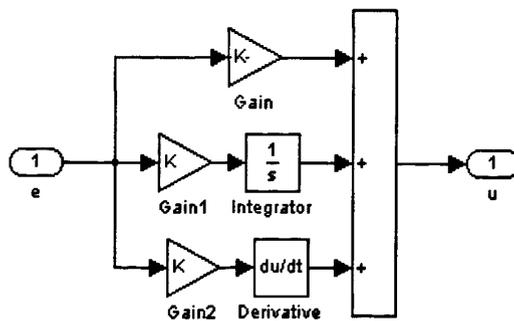


图 4.8 PID 控制子模块

当 K_p 、 K_i 、 K_d 三个参数相应增大时，控制系统在时域内的控制效果和性能指标有如下变化，见表 4.2。该表中各参数与性能指标之间的关系不是绝对的，只是表示一定范围内的相对关系。 K_p 、 K_i 、 K_d 三个参数之间存在着相互影响，其中一个参数的改变将导致另外两个参数控制效果的变化。因此，我们可以以此表为参考，根据实际控制的输出响应曲线及选用的整定方法对三个参数进行整定。

表 4.2 PID 调节参数与系统时域性能指标间的关系

参数	上升时间	超调量	过渡过程时间	静态误差
K_p	减小	增大	微小变化	减小
K_i	减小	增大	增大	消除
K_D	微小变化	减小	减小	微小变化

4.3 模糊PID控制

4.3.1 模糊PID控制基本原理

模糊 PID 控制结合了 PID 控制器精度高和模糊控制灵活且适应性强的优点，可自动实现对 PID 参数的最佳调整，使系统具有较高的实时性、较强的鲁棒性和较高的控制精度，有效地提高了系统的控制性能^[66]。

模糊 PID 控制器由模糊控制器和 PID 控制器组成，其结构原理如图 4.9 所示。

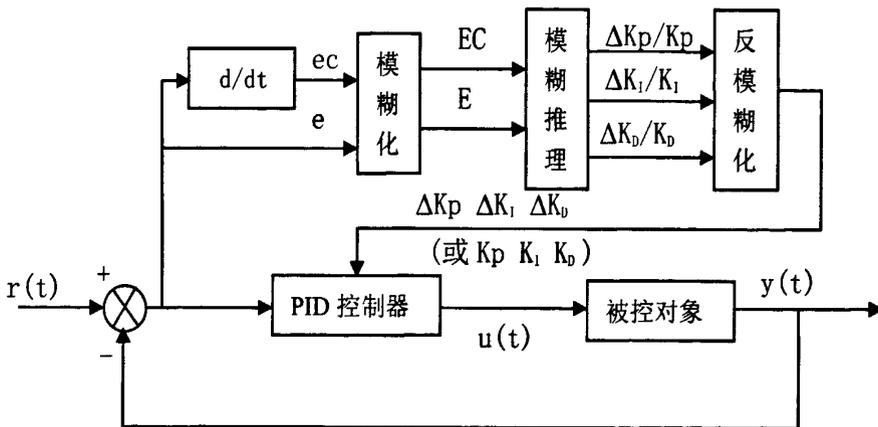


图 4.9 模糊PID控制原理图

其设计思想是，首先对 PID 控制参数进行初步整定，然后通过建立偏差 e 和偏差变化 ec 同参数 K_p 、 K_i 、 K_d 之间的模糊关系。依据不同的 e 、 ec 对参数

K_p, K_I, K_D 进行在线自整定, 以满足不同的 e, ec 对 PID 参数不同的要求, 从而保证系统具有良好的动态和静态性能。在线运行时, 计算机通过查表和计算, 完成对 PID 参数的在线修正, 其工作流程图见图 4.10 所示。参数 K_p, K_I, K_D 的自整定原则^[67-70]:

(1) 当 $|e|$ 较大时, 为加快系统的响应速度, 并防止因开始时偏差 e 的瞬间变大可能引起的微分过饱和, 而使控制作用超出许可范围, 应取较大的 K_p 与较小的 K_D , 同时为防止系统响应出现较大的超调, 需要对积分环节加以限制, 通常取 $K_I=0$ 。

(2) 当 $|e|$ 和 $|ec|$ 为中等大小时, 为使系统响应具有较小的超调, 应取较小的 K_I, K_p 和 K_D 的值大小要适中, 以保证系统的响应速度。

(3) 若 $|e|$ 较小, 为了使系统具有良好的稳态性能, K_p, K_I 的值应取得大些, 同时为了避免系统在设定值附近出现振荡, 并考虑系统的抗干扰性能, K_D 值的选择比较重要, 原则为: 当 $|EC|$ 较小时, K_D 值通常可取中等大小, 当 $|EC|$ 较大时, K_D 值应取小些。

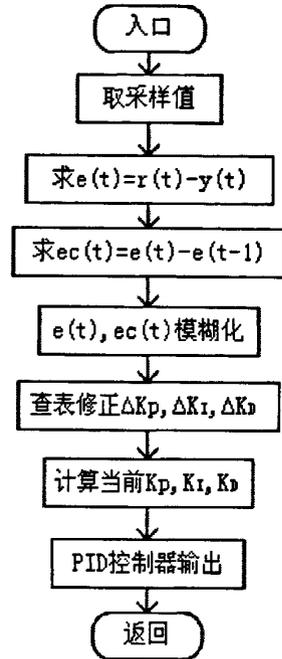


图4.10 模糊PID控制器流程图

4.3.2 模糊PID控制器的基本形式

根据模糊推理机输出量的直接物理含义, 模糊 PID 控制器可以分增益调整型、直接控制量型和混合型^[71]。

(1) 增益调整型模糊 PID 控制器

该类控制器中输出的物理量直接对应增益参数, 通过应用模糊规则在线对三个增益参数进行调整。它有两种形式, 一种是基于性能监督(Perform-supervised)的增益调整型模糊 PID 控制器, 其规则形式如下:

If (“Perform Index” is ...) then (ΔK_p is ...) and (ΔK_I is ...) and (ΔK_D is ...)

其中性能指标(Perform Index)可以是稳态误差、超调量或其它动态特性。由

于这些性能指标需要一个完整控制过程得到,因此该类控制器可以用于自整定或自适应方式对增益进行动态调整。

增益调整型的另一种形式是基于误差驱动的模糊 PID 控制器。其规则形式为:

If (e is ...) and (ec is ...) then (ΔK_p 或 K_p is ...) and (ΔK_i 或 K_i is ...) and (ΔK_d 或 K_d is ...)

该类控制器的 PID 增益参数是误差 e 和误差变化 ec 的非线性函数。其非线性比例增益可记为: $K_p = f(e, ec)$ 。虽然 e 和 ec 均是时间的函数,但是 K_p 取值只由 e 和 ec 具体值决定,而与处在什么时刻无关。因此,该类模糊控制器本质上是一个静态非线性系统,并可以实现各个非线性增益的独立整定。近年来,对这类模糊 PID 控制器的研究和应用较多。根据整定参数的形式不同,又有模糊自整定 PID 参数控制器和模糊自校正 PID 参数控制器两种形式。

(2) 直接控制量型模糊 PID 控制器

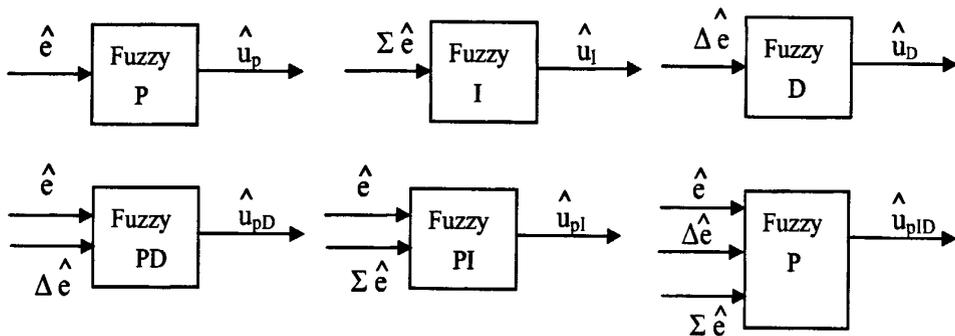


图 4.11 模糊 PID 控制器结构单元

直接控制量型的模糊推理机的输出是 PID 原理范围内的控制作用量。Mann 等对该类控制器归纳了 12 种结构单元。由于各单元在控制作用效果上的不完全等效,可以进一步认为每个单元是独立的。各单元名称不仅与输入变量的信号内容有关,而且也取决于输出变量的形式。图 4.11 列出了其中几种不同的单元,由这些结构单元可以组成各种形式的模糊 PI/PD/PID 控制器。

(3) 混合型模糊 PID 控制器

混合型模糊 PID 控制器有多种形式。如直接增量型与增益调整型的结合,或模糊控制器与传统线性 PID 控制器的结合。还有些学者提出了应用模糊 PID 进行初始的快速响应调整,然后采用传统线性 PID 控制器进行细节调整。这种模

糊PID控制与PID控制相比,具有更快的动态响应,更小的超调,同时它比模糊控制具有更高的稳态精度。然而实现无扰切换的方法与时间将是应用需要考虑的另外一个问题。另一方面,为了解决Fuzzy-PD控制器无法消除稳态误差的问题,可以增加积分I的环节,成为模糊PD+I控制器。

4.3.3 半主动悬架模糊PID控制

汽车悬架是一个非线性、时变的不确定性复杂系统。常规PID控制器不能解决鲁棒性与控制性能之间、跟踪设定值与抑制扰动之间等方面的矛盾,同时PID控制器虽然结构简单,参数改变灵活,但本身不具备参数自整定的功能。本文将模糊控制与传统PID控制相结合,利用模糊控制规则对PID控制器参数进行在线整定,既简单易行,又可以较好解决PID控制器参数的整定问题。

汽车悬架系统的性能评价指标主要有车身加速度、悬架动挠度、车轮动位移,而车身加速度是这三个性能指标中最能反映车身振动特性的。因此,选取车身加速度作为控制对象,以尽量减小车身加速度为目的。

(1) 模糊PID控制器的结构

以车身垂向速度与设定值(设为零)之差即 e 及车身加速度与设定值(设为零)之差即 ec 作为模糊控制器的输入变量,模糊PID的输出为 ΔK_p 、 ΔK_I 、 ΔK_D 。

(2) 模糊子集与模糊变量的论域

输入变量仍采用7个语言模糊子集, $E=EC=\{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\}$

输出变量采用4个语言模糊子集, $\Delta K_p=\{ZE, PS, PM, PB\}$;

$$\Delta K_I=\{ZE, PS, PM, PB\}; \Delta K_D=\{ZE, PS, PM, PB\}$$

e 、 ec 的模糊论域为 $\{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$ 。

$$\Delta K_p、\Delta K_I、\Delta K_D的模糊论域为\{0, 1, 2, 3\}。$$

输入 E 、 EC 和输出量 ΔK_p 、 ΔK_I 、 ΔK_D 的隶属度函数均选取三角形隶属函数。

(3) 模糊控制规则

根据本文4.3.1中模糊PID控制参数自整定原则,结合半主动悬架控制经验,给出根据模糊理论进行算法合成得出的 ΔK_p 、 ΔK_I 和 ΔK_D 的控制规则表(见表4.3~4.5)^{[72][73]}。

表 4.3 ΔK_p 控制规则表

EC ΔK_p		E						
		NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
E	NB	PB	PB	PB	PB	PB	ZE	ZE
	NM	PB	PM	PM	PS	PS	ZE	ZE
	NS	PM	PM	PS	ZE	PS	PS	PS
	ZE	PM	PS	ZE	ZE	ZE	PS	PM
	PS	PS	PS	PS	ZE	PS	PM	PM
	PM	PS	PM	PS	PS	PM	PM	PB
	PB	ZE	ZE	PB	PB	PB	PB	PB

表 4.4 ΔK_i 控制规则表

EC ΔK_i		E						
		NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
E	NB	ZE						
	NM	PS	PS	ZE	ZE	ZE	PS	PS
	NS	PM	PB	PM	PB	PB	PM	PM
	ZE	PB						
	PS	PM	PB	PM	PB	PB	PM	PM
	PM	PS	PS	ZE	ZE	ZE	PS	PS
	PB	ZE						

表 4.5 ΔK_D 控制规则表

EC ΔK_D		E						
		NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
E	NB	PS						
	NM	PM	PM	PB	PB	PB	PM	PM
	NS	ZE	PS	PS	PS	PS	PS	ZE
	ZE	ZE	ZE	PS	ZE	PS	ZE	ZE
	PS	ZE	PS	PS	PS	PS	PS	ZE
	PM	PM	PM	PB	PB	PB	PM	PM
	PB	PS						

半主动悬架模糊PID控制仿真子模块如图4.12所示。

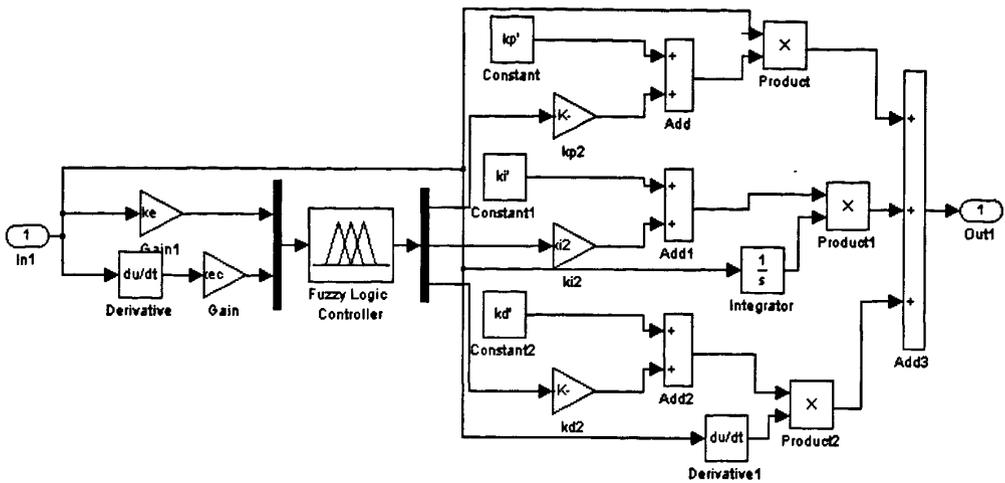


图 4.12 模糊PID控制仿真子模块

(4)模糊推理及去模糊化

根据前面的模糊规则，对于输入偏差 e 和偏差变化 ec 经过推理可以得出响应的输出。首先求出输出变量的隶属度，如对应 ΔK_p 的第一条模糊规则的隶属度为：

$\mu(\Delta K_p) = \mu_{NB}(e) \wedge \mu_{NB}(ec)$ ，这里运算符“ \wedge ”为取小，即

$$\mu(\Delta K_p) = \min \{ \mu_{NB}(e), \mu_{NB}(ec) \} \quad (4.15)$$

以此类推可以求得输出量 ΔK_p 在不同偏差和偏差变化下的所有模糊规则调整的隶属度。在某一采样时刻，根据偏差和偏差变化的测量值可以求得此时 ΔK_p 的值为：

$$\Delta K_p = \frac{\sum_{j=1}^{49} \mu_{pj}(\Delta K_p) \cdot \Delta K_{pj}}{\sum_{j=1}^{49} \mu_{pj}(\Delta K_p)} \quad (4.16)$$

式中， $\mu_{pj}(\Delta K_p) (j=1,2,\dots,49)$ 是由当前偏差 e 和偏差变化 ec 的测量值经过量化后的 e 和 ec 对应的隶属度求得的对应于表 4.3 中各种组合的 ΔK_p 的隶属度。同理，对于输出量 ΔK_I 、 ΔK_D 的模糊推理和去模糊化过程与 ΔK_p 相同，也可求得类似于式(4.16)的计算式。去模糊化方法采用重心法，该方法取横坐标与模糊隶属函数曲线围成面积的重心作为模糊推理的最终输出值，其实质是找出控制作用可

能性分布的重心。图 4.13 为利用 MATLAB 的模糊工具箱得到的模糊控制器输入输出关系曲面图。根据上面的公式就可以计算出在不同的偏差和偏差变化时 PID 参数调整量的输出值，但这些值还不能用于修正 PID 参数，它还是一个模糊量，还需乘上一个比例因子。PID 参数的整定算式为：

$$\begin{cases} K_p = K'_p + \Delta K_p \\ K_I = K'_I + \Delta K_I \\ K_D = K'_D + \Delta K_D \end{cases} \quad (4.17)$$

式中， K'_p 、 K'_I 、 K'_D 是 K_p 、 K_I 、 K_D 的初始值， ΔK_p 、 ΔK_I 、 ΔK_D 是模糊控制器的输出，即 PID 参数的修正量。

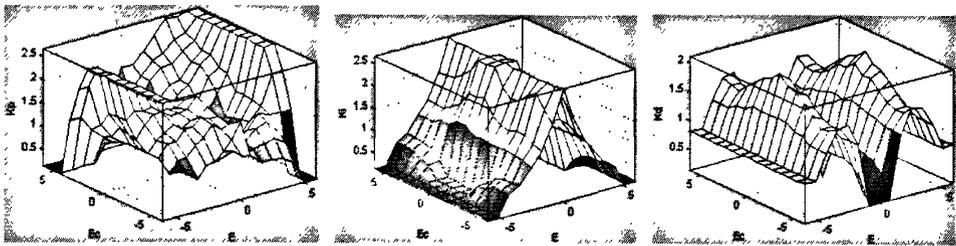


图 4.13 输入输出变量关系曲面图

4.4 本章小结

从模糊控制基本理论出发，介绍了模糊控制器的结构组成及原理。以控制车身加速度为目标，设计了半主动悬架的二维模糊控制器。由于车辆半主动悬架系统具有非线性、时变性的特点，单纯的 PID 控制难以达到预期的控制效果，利用模糊控制对 PID 进行在线自整定是提高悬架控制性能的有效方法。结合 PID 控制理论和模糊理论，分析了模糊 PID 控制的基本原理，介绍了模糊 PID 控制器的基本形式，设计了半主动悬架模糊 PID 控制器。

第5章 基于ADAMS与MATLAB的半主动悬架联合仿真

ADAMS 是美国 MDI 公司开发的目前国际上应用最为广泛的机械系统动力学分析软件。利用 ADAMS 软件强大的运动学、动力学分析功能,可以建立任意复杂系统的多体动力学数字化虚拟样机模型,对机械系统进行运动学、动力学仿真分析。在产品开发阶段,利用 ADAMS 仿真分析并对设计参数不断进行修改,可以优化产品设计方案,降低开发成本、缩短设计周期^[74-76]。

MATLAB 软件是由美国 MathWorks 公司开发的当今最优秀的科技应用软件之一,它以强大的科学计算和可视化功能,成为科学研究和工程设计领域必备的工具,并被广泛应用于控制算法的仿真。

把 ADAMS 和 MATLAB 联合起来仿真,可以将机械系统仿真分析同控制设计仿真有机地结合起来,实现复杂系统机电一体化的联合分析,避免了繁琐的动力学方程和控制系统传递函数的推导,为复杂机械系统的控制仿真提供了一种新途径。

本章将采用 ADAMS 软件与 MATLAB 软件的联合仿真的方法,进行半主动悬架的仿真分析。

5.1 联合仿真方法简介

随着计算机技术的不断发展,利用软件进行设计前期的仿真分析已经成为产品设计的一项重要工作,但这些软件之间通常彼此独立,如果有问题,只有在物理样机上进行综合调试时才能得以发现,这样浪费了大量的人力物力。联合仿真方法很好地解决了这个问题。使用联合仿真技术,机械工程师和控制工程师可以共享一个样机模型,无须制造物理样机就可进行反复的仿真测试,直到获得满意的设计结果。

基于 ADAMS 的控制系统的设计有两种方法可以实现^[77],第一种是利用 ADAMS/View 环境下的 Build/controls Toolkit/standard control Blocks 调出模块内置的控制环节工具包来设计比较简单的控制系统。为了增强控制系统的设计分析能力,ADAMS 还专门提供一个 Controls 模块,用来实现和其它控制类设计仿真软件的联合仿真^[78]。第二种就是利用 ADAMS/Control 模块提供的与其它控制软件的数据接口,在 ADAMS 环境中建立动力学模型,而在如 MATLAB、EASYS

或 MATRIX 控制系统软件中建立控制方案。这种方法特别适合对具有复杂控制装置的机械系统进行设计。

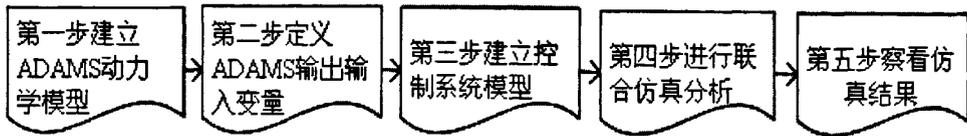


图 5.1 联合仿真步骤

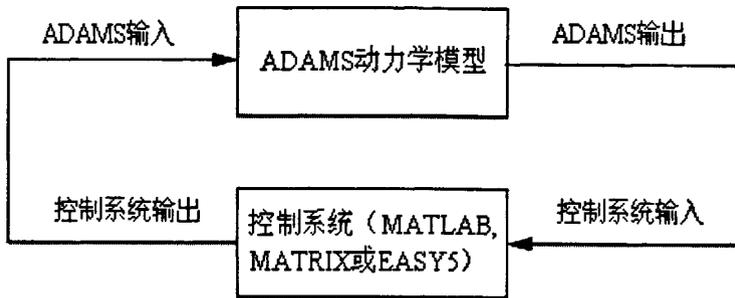


图 5.2 ADAMS 与 MATLAB 的接口

5.2 联合仿真实现步骤

ADAMS 和 MATLAB 联合仿真的调度和通讯是通过 ADAMS/Controls 模块来实现的。Controls 模块的核心其实是 ADAMS 提供的一个名为 ADAMS_Plant 的 S 函数。联合仿真时, ADAMS 提供模型系统方程的参数接口, ADAMS 负责机构动力学仿真, 向 MATLAB 提供作为传感器信号的运动参数, MATLAB 接收这些外部参数, 通过解算控制器模型, 向 ADAMS 输出控制机构部件运动所需的外部激励(控制力或力矩)。ADAMS 的求解器求解系统方程, MATLAB 求解控制方程, 在求解过程中, 每经过一定时间间隔, 两者进行一次数据交换。

联合仿真的主要步骤如下(如图 5.1 所示):

(1) 在 ADAMS/View 中创建虚拟样机机械模型, 在模型中添加约束、作用力及检测量。

(2) 定义 ADAMS 的输入和输出变量。ADAMS 的输入输出是与 MATLAB 设计的控制系统进行数据传递的接口, ADAMS 的输入就相当于系统的控制输入, ADAMS 的输出就相当于系统的测量量。

(3) 建立控制系统模型。通过 ADAMS/Control 将 ADAMS 建立的机械模型与 MATLAB 或其他控制系统软件中建立的控制系统模型部分连接起来, 形成一个闭环控制系统, 如图 5.2。

(4)进行联合仿真。设置仿真参数(仿真步长、通讯类型、通讯间隔、工作模式、求解器类型等),启动 MATLAB 仿真。MATLAB 通过 ADAMS_Plant 以子进程的方式自动调用 ADAMS。

(5)察看仿真结果。仿真结束后,ADAMS 被自动关闭,但可以通过 View 重新载入结果文件(.res、.gra),通过观察分析仿真过程中的数据曲线和动画,对样机模型进行改进与完善。在 MATLAB 中,也可以通过观察示波器的仿真结果曲线来判定控制器设计的好坏,改进控制器模型或参数,并根据需要进行新一轮的联合仿真。

5.3 半主动悬架联合仿真模型设计

5.3.1 定义状态变量

先加载 ADAMS/control 模块,如图 5.3 所示。ADAMS/control 模块与 MATLAB 之间的数据交换是通过状态变量来实现的,这个的状态变量起着桥梁的作用。在定义输入输出之前需要先将相应的状态变量定义好,输入变量是系统被控制的量,输出变量是系统输入到其他控制程序的变量,它的值经过控制系统后,又返回到输入变量。

结合 MATLAB 建立的控制模型,定义悬架的可变阻尼力为 ADAMS 机械模型的输入变量,先设置其值为 0,在联合仿真过程中,其值将来自 MATLAB 中控制模型的输出。在模型中定义一个由弹簧下支座作用于上支座的作用力 SFORCE=VARVAL(.My_suspension.control),式中 ADAMS 函数 VARVAL 返回 .My_suspension.control 的值,即作用力 SFORCE 从状态变量 control 获得。

在 ADAMS/View 菜单中,选择 Build/system Element/state variable/new,在弹出的对话框中的 Name 中定义输出变量 chassis_acc,在 F(time,...)栏中定义输出函数为 ACCY(chassis.cm),如图 5.4 所示,用来求车身加速度。按照以上同样的方法可定义车身垂向速度(chassis_vel)、悬架动挠度(susp_def)、车轮动位移(wheel_def)为输出函数,用于将车体的振动状态实时地输入到控制系统中经过解耦变换得到控制系统的输入量。

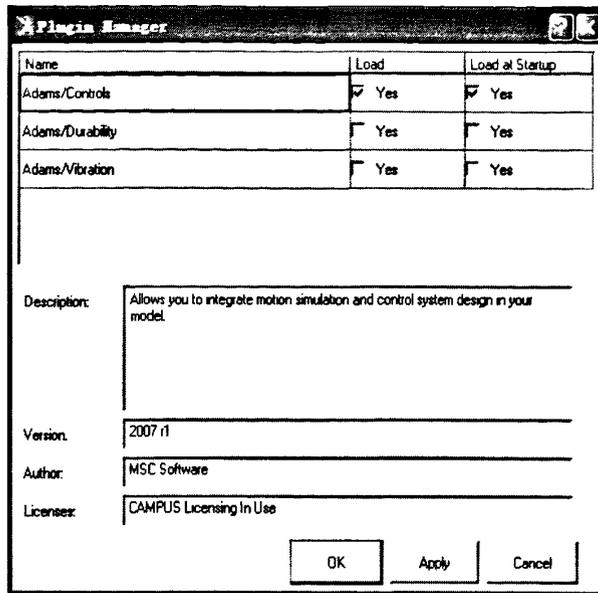


图 5.3 加载 ADAMS/control 模块

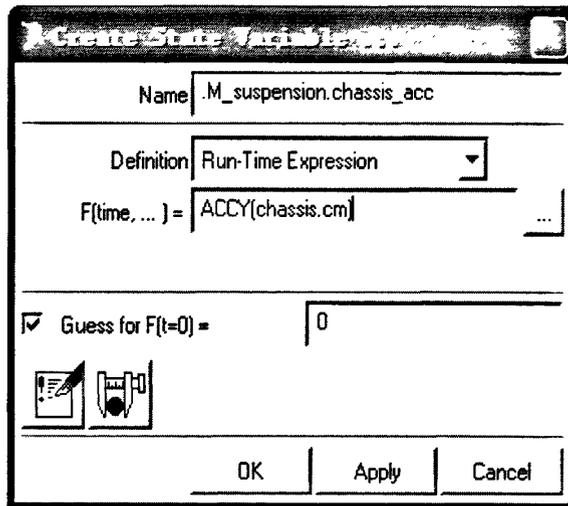


图 5.4 变量 chassis_acc 的创建

5.3.2 输入输出设置

控制的输入输出通过状态变量来实现，因此必须将模型的输入输出变量定义为与状态变量相关的设置。一个系统可能存在许多状态变量，因此还需指定用哪些状态变量实现输入输出，用于输入输出的状态变量一般是系统模型元素的函数，如构件的位置、速度的函数以及载荷等函数。

设定系统输入输出变量，其中输入变量值为悬架可变阻尼力，输出变量值为车身垂向加速度、车身垂向速度、悬架动挠度、车轮动位移，设置按图 5.5、图 5.6 所示。

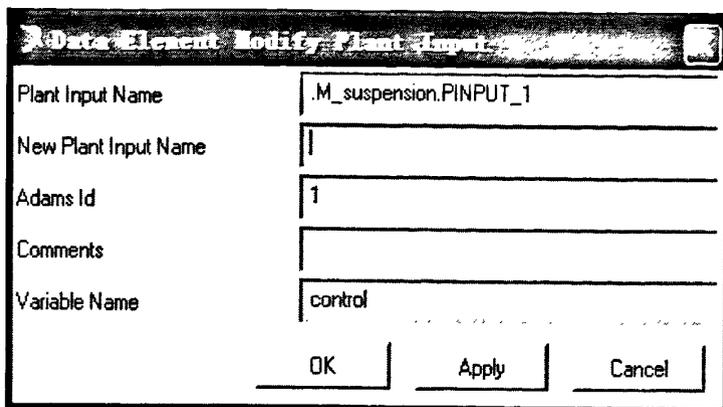


图 5.5 设定控制输入

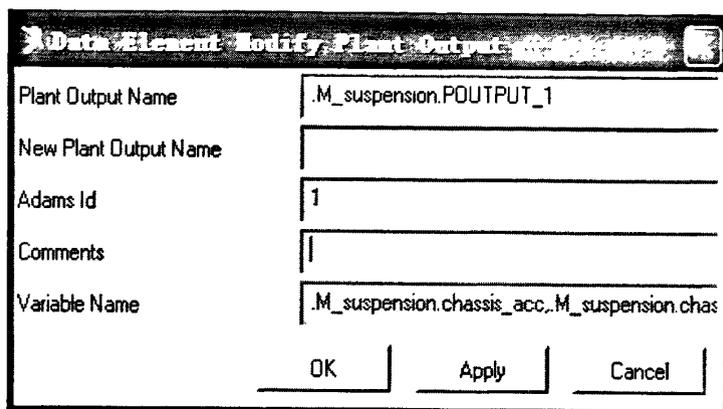


图 5.6 设定控制输出

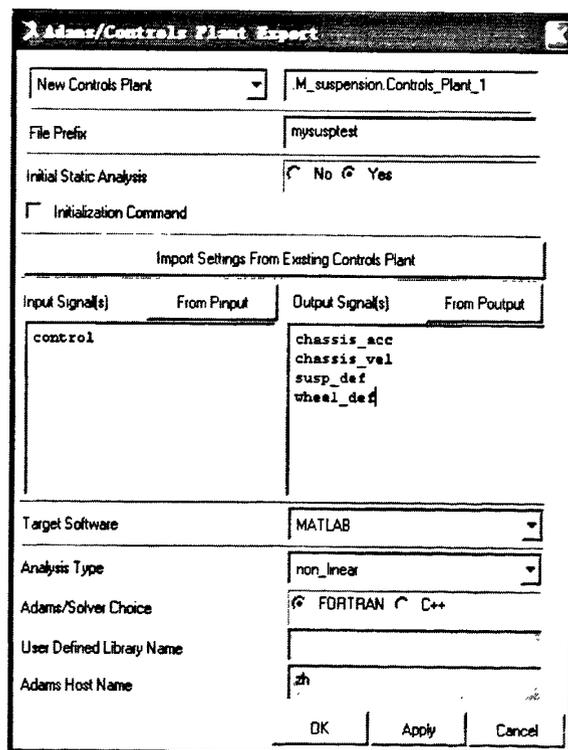


图 5.7 设定输入输出变量

5.3.3 联合仿真模型的建立

创建了控制输入和控制输出后，可以将系统的控制参数导出到 MATLAB 控制程序中，在 ADAMS/Control 菜单中选择 control/plant export 命令弹出输出命令对话框，按照图 5.7 的设置进行导出，在 ADAMS 工作目录下生成有 mysusptest.m 文件。此 M 文件包含了 1/4 车体模型的参数，但没有路面等具体的试验参数，故还应添加路面才能进行试验。同时生成 ADAMS/Solver 命令文件 mysusptest.adm 与 ADAMS/View 命令文件 mysusptest.cmd，在 ADAMS 的安装目录下找到联合仿真所须的三个文件 adams_server.py, adams_plant.dll, decode.m，一并拷入 ADAMS 工作目录。同时将 MATLAB 的工作目录指定为该目录。

在 MATLAB 命令窗口运行 M 文件，在工作区可得到其状态变量信息：

```
%%% INFO : ADAMS plant actuators names :
```

```
1 control
```

```
%%% INFO : ADAMS plant sensors names :
```

```
1 chassis_acc
```

```
2 chassis_vel
```

```
3 susp_def
```

```
4 wheel_def
```

然后运行 adams_sys，弹出如图 5.8 窗口，S-Function 方框表示 ADAMS 进行动力学计算的非线性模型，其中 adams 生成的机械模型被处理成 adams_sub，当需要机械模型进行运算时，程序会自动调用 adams 进行联合仿真计算。双击 adams_sub 模块，得到其结构图，如图 5.9。

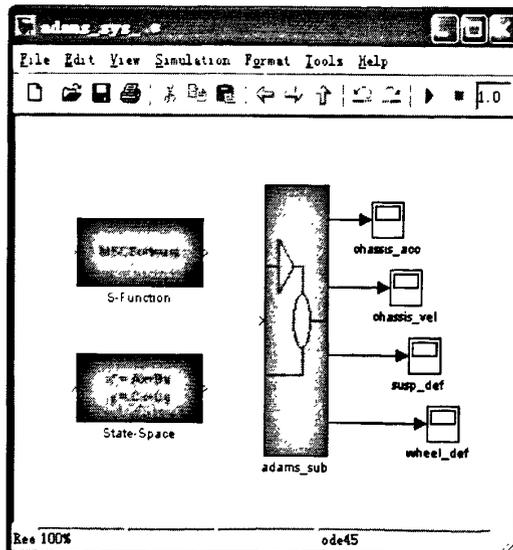


图 5.8 adams_sys 结构图

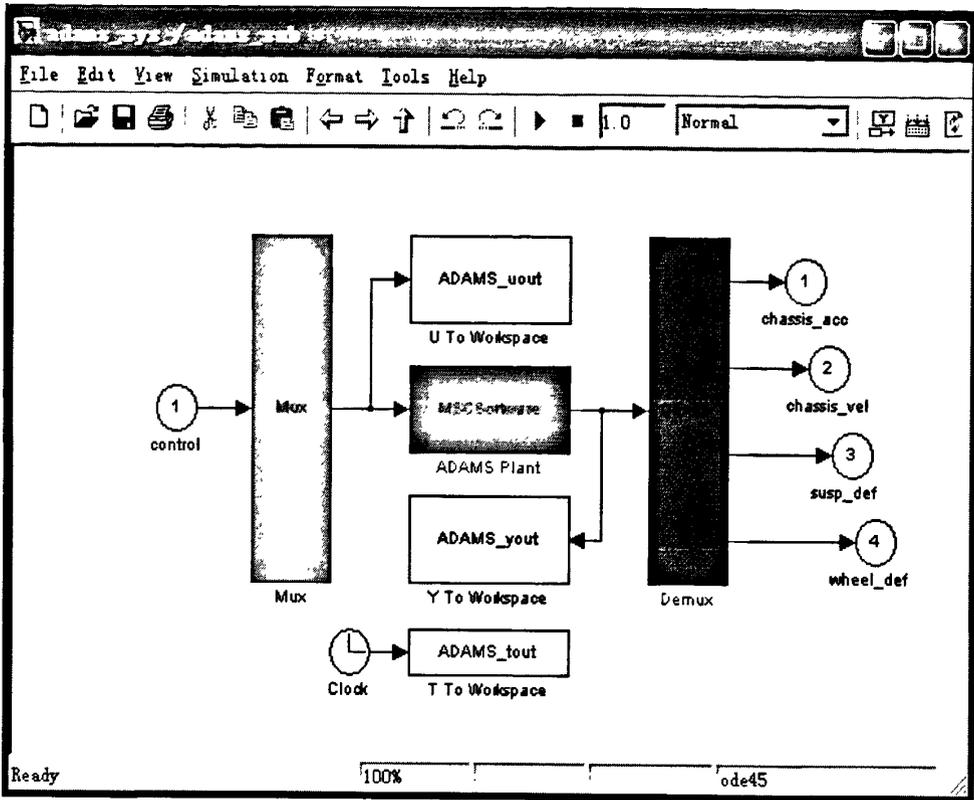


图 5.9 adams_sub 结构图

双击图 5.9 中的 ADAMS Plant 模块，将 output files prefix 中 adams prefix 修改为 'sustest1'，将输出文件命名为 sustest1.res 的仿真结果，如图 5.10 所示。

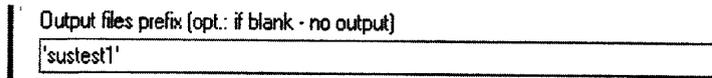


图 5.10 参数设置

将图 5.8 中的 adams_sub 模块拖入前面建立的半主动悬架模糊控制、模糊 PID 控制仿真框图中，得到图 5.11、图 5.12 系统联合仿真模型。

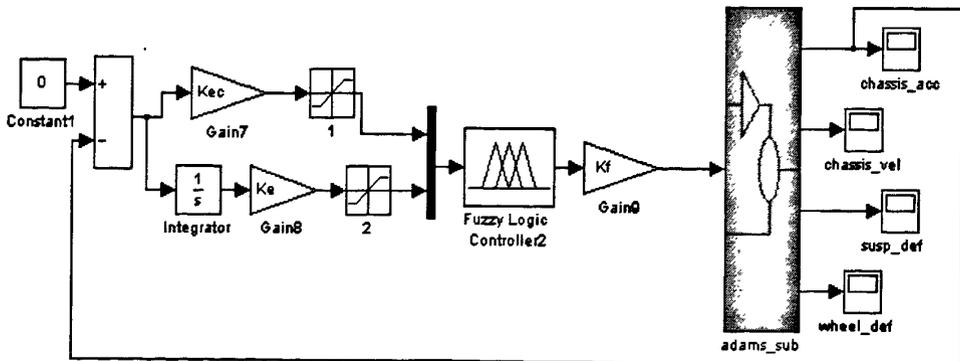


图 5.11 模糊控制半主动悬架联合仿真模型

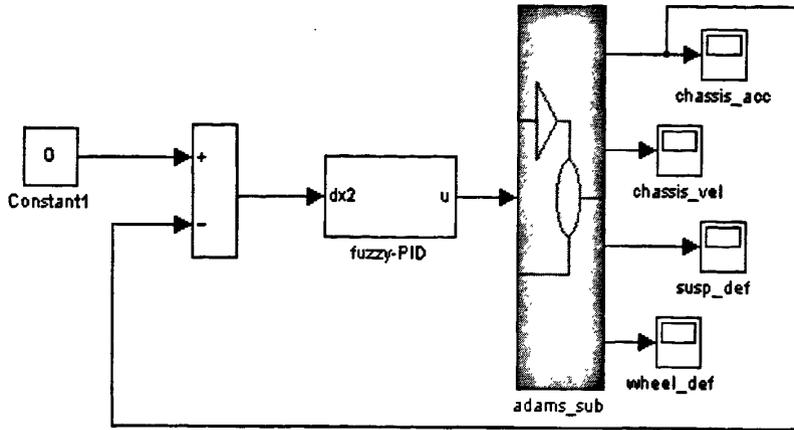


图 5.12 模糊 PID 控制半主动悬架联合仿真模型

5.4 联合仿真结果与分析

5.4.1 随机路面输入的时域响应

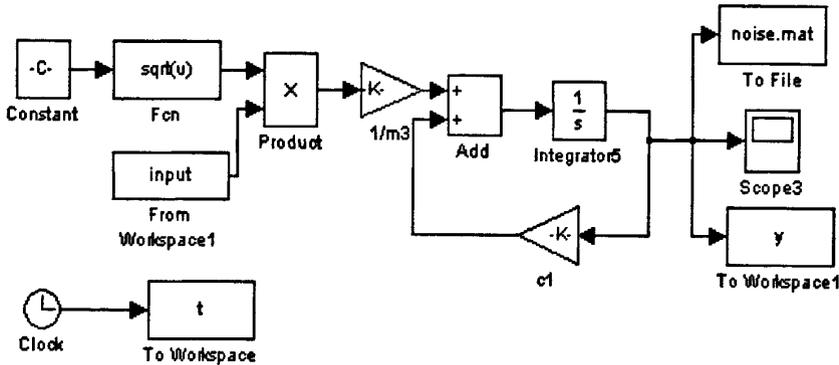


图 5.13 路面输入

在 ADAMS/View 中导入上图的曲线数据，生成样条函数。首先将图 5.13 仿真数据保存为文本格式，在主菜单 File 下拉菜单中选定“Import”，显示图 5-14 对话框。File Type 选“Test Data”，即选文本格式输入；选择“Create Splines”，表示将数据作为样条函数储存；在 File To Read 栏中，输入已经保存为文本格式的数据文件名，同时在 independent coloum index 处填入 1(表示将导入文件中的第一列作为变量)。最后点击“OK”，生成样条函数。然后选定驱动(Motion1)，单击鼠标右键，选“Modify”，在 Function(time)栏输入驱动的方程：

$$F=100*AKISPL(\text{time},0,\text{SPLINE}_1) \quad (5.1)$$

5.1 式中，AKISPL()是 ADAMS 的一个函数，表示按 Akima 迭代插值方法将样条数据“SPLINE_1”拟合成以时间为横轴的函数曲线。

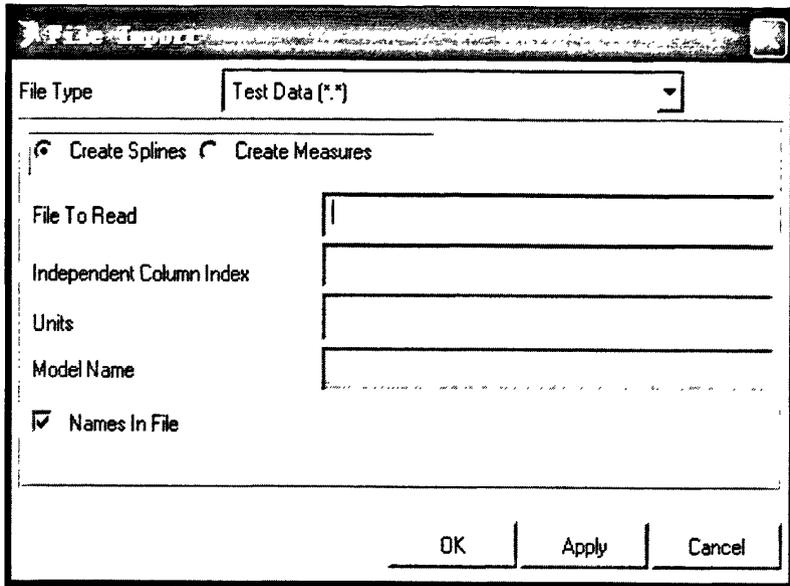


图 5.14 样条函数的创建

在仿真模型中，将可控阻尼力设置为 0，就构成了被动悬架系统。根据上述已经建立的联合仿真模型，对被动悬架、模糊控制和模糊 PID 控制半主动悬架进行仿真。仿真时间取为 10s，采样时间为 0.005s，车速为 20m/s。为了更直观地比较两种半主动控制悬架对悬架性能及平顺性的改善情况，将模糊控制和模糊 PID 控制半主动悬架与被动悬架仿真结果曲线显示在同一张图中，并分别计算车身加速度(BA)、悬架动挠度(SWS)和车轮动位移(DTD)的均方根值和最大值。图 5.15~图 5.17 为被动与模糊控制悬架仿真结果比较图。

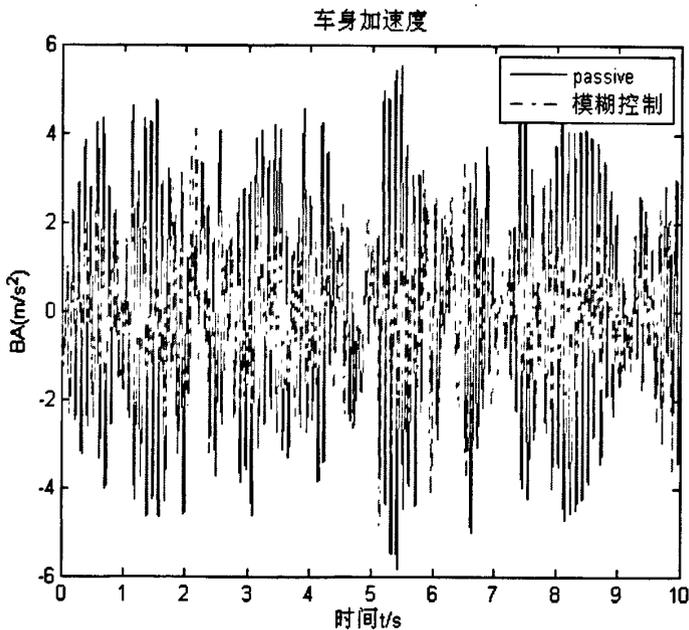


图 5.15 随机激励下被动悬架与模糊控制悬架车身加速度对比

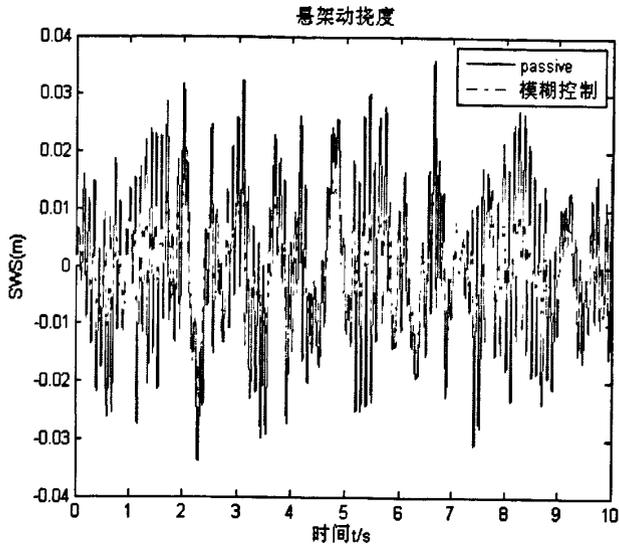


图 5.16 随机激励下被动悬架与模糊控制悬架动挠度对比

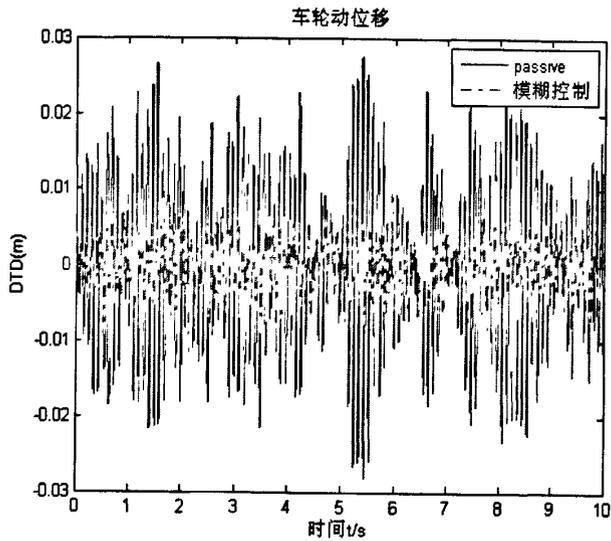


图 5.17 随机激励下被动悬架与模糊控制悬架车轮动位移对比

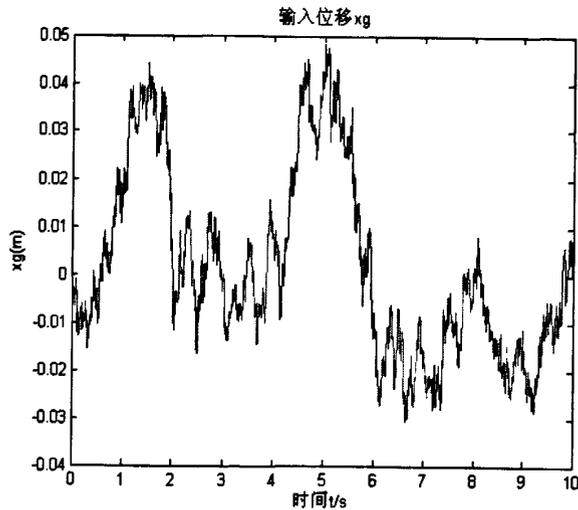


图 5.18 随机路面输入

表 5.1 被动与模糊控制仿真结果比较

性能指标	悬架类型	
	被动悬架	模糊控制悬架
车身加速度均方根值/ $m \cdot s^{-2}$	2.1340	1.4298
车身加速度最大值/ $m \cdot s^{-2}$	5.5169	4.4306
悬架动挠度均方根值/m	0.0127	0.0079
悬架动挠度最大值/m	0.0360	0.0254
车轮动位移均方根值/m	0.0100	0.0048
车轮动位移最大值/m	0.0275	0.0134

从以上仿真结果图 5.15 ~ 图 5.17 可以得出, 基于模糊控制的半主动悬架的车身加速度、悬架动挠度和车轮动位移性能相比被动悬架均有不同程度的改善, 作为车辆平顺性重要指标的车身加速度, 在模糊控制作用下的均方根值由 2.134 下降到 1.4298。由表 5.1 数据计算可得出模糊控制的车身加速度、悬架动挠度和车轮动位移的均方根值与被动悬架相比分别下降了 32.98%、37.79%、52.00%, 最大值分别下降了 19.69%、29.44%、51.27%。

图 5.19 ~ 图 5.21 为被动与模糊 PID 控制半主动悬架仿真结果比较图。

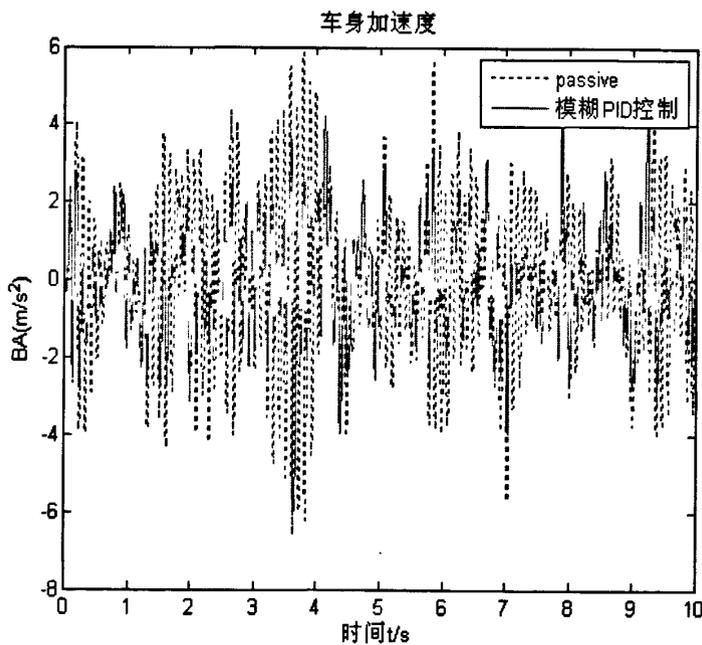


图 5.19 随机激励下被动悬架与模糊 PID 控制悬架车身加速度对比

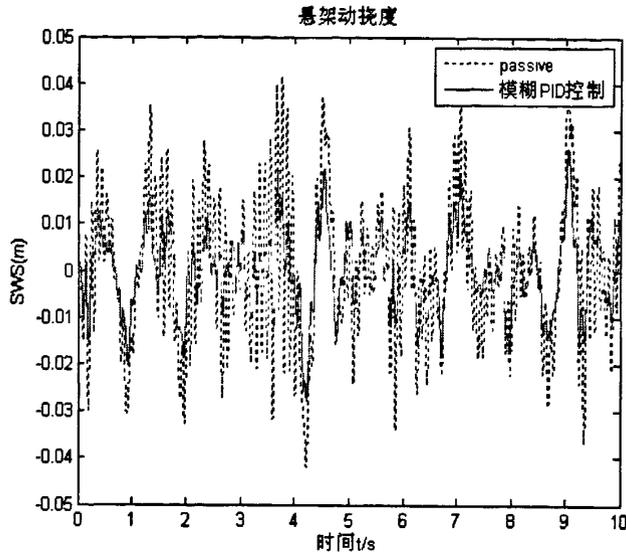


图 5.20 随机激励下被动悬架与模糊PID控制悬架动挠度对比

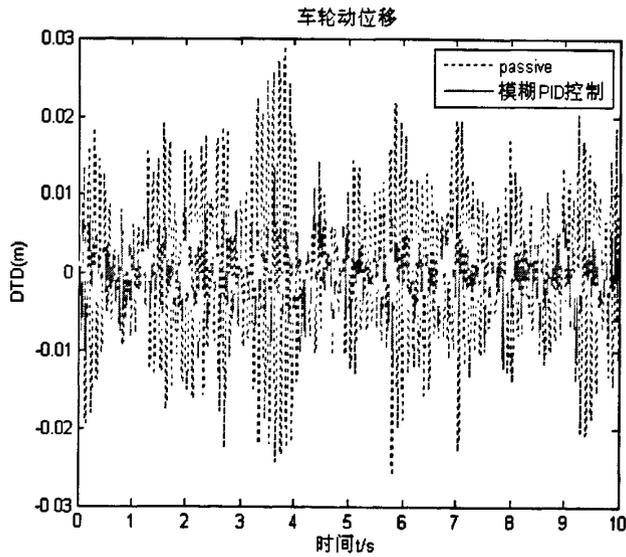


图 5.21 随机激励下被动悬架与模糊PID控制悬架车轮动位移对比

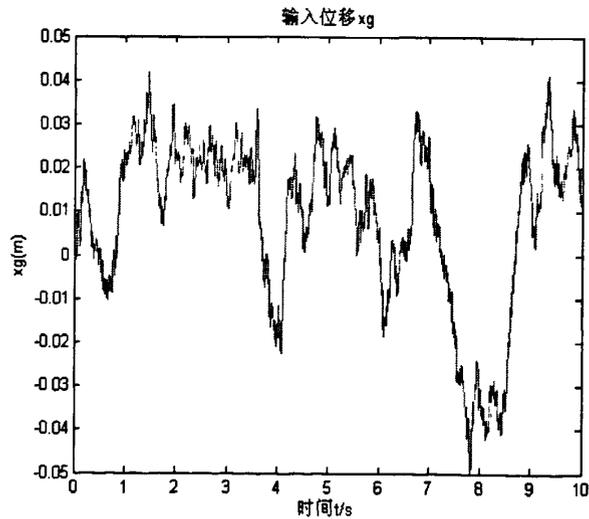


图 5.22 随机路面输入

表 5.2 被动与模糊 PID 控制仿真结果比较

性能指标	悬架类型	
	被动悬架	模糊 PID 控制悬架
车身加速度均方根值/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	2.0212	1.0751
车身加速度最大值/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	5.8698	4.1214
悬架动挠度均方根值/m	0.0150	0.0081
悬架动挠度最大值/m	0.0449	0.0210
车轮动位移均方根值/m	0.0089	0.0036
车轮动位移最大值/m	0.0290	0.0133

从以上仿真结果图 5.19 ~ 图 5.21 以及仿真结果表 5.2 可以得出, 模糊 PID 控制半主动悬架相比于被动悬架的车身加速度、悬架动挠度、车轮动位移的均方根值分别下降 46.81%、46.0%、59.55%, 最大值分别下降 29.79%、53.23%、54.14%。代表车辆平顺性主要指标的车身加速度相比模糊控制有了进一步的降低, 悬架动挠度与车轮动位移的均方根值与最大值同时也有较大降低, 说明模糊 PID 控制半主动悬架在改善平顺性的同时也使汽车的操纵稳定性得到了改善。由此可见, 模糊 PID 控制效果优于模糊控制; 半主动悬架车辆的平顺性与操纵稳定性明显优于被动悬架车辆。

5.4.2 正弦输入的时域响应

为了进一步验证控制算法的有效性, 采用确定性正弦信号 $r = A \sin(\omega t)$ 模拟不平凹凸路面^{[79][80]}, 取频率 $\omega = 7.12 \text{ rad/s}$, 该频率为车身质量的固有频率, 振幅 $A = 0.02 \text{ m}$, 仿真试验结果如图 5.24 ~ 图 5.29。

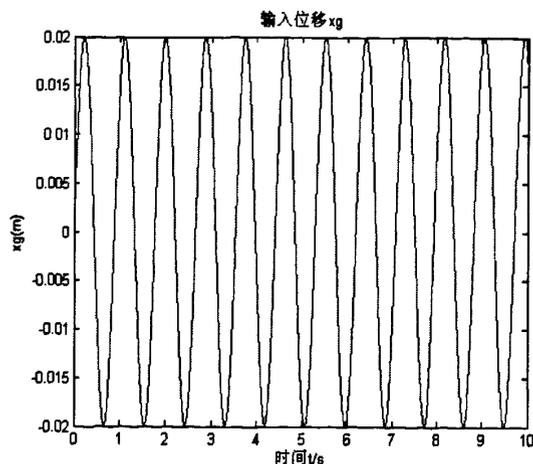


图 5.23 正弦输入

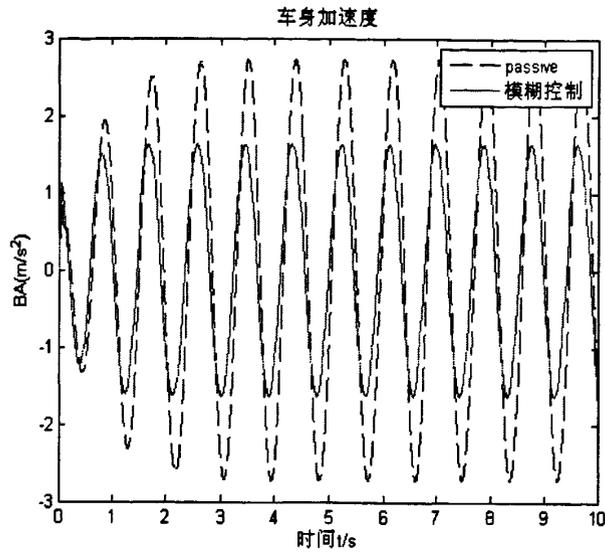


图 5.24 正弦激励下被动悬架与模糊控制悬架车身加速度对比

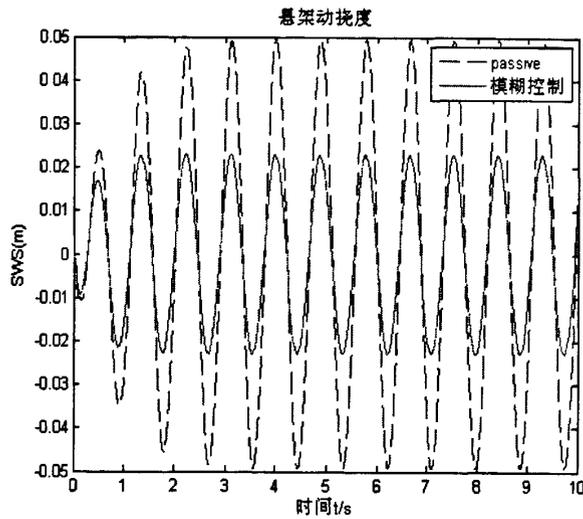


图 5.25 正弦激励下被动悬架与模糊控制悬架动挠度对比

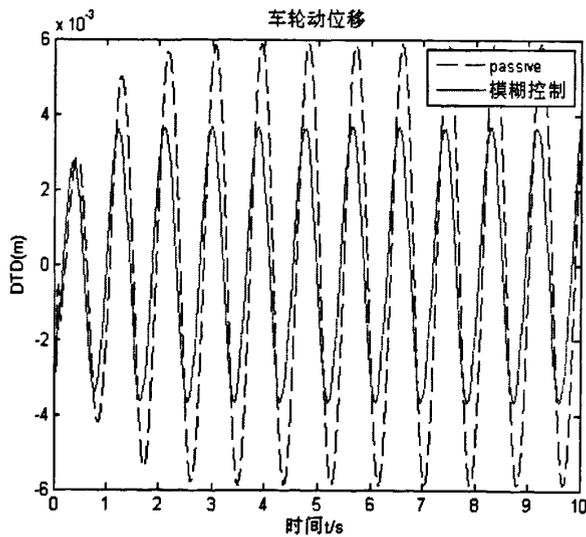


图 5.26 正弦激励下被动悬架与模糊控制悬架车轮动位移对比

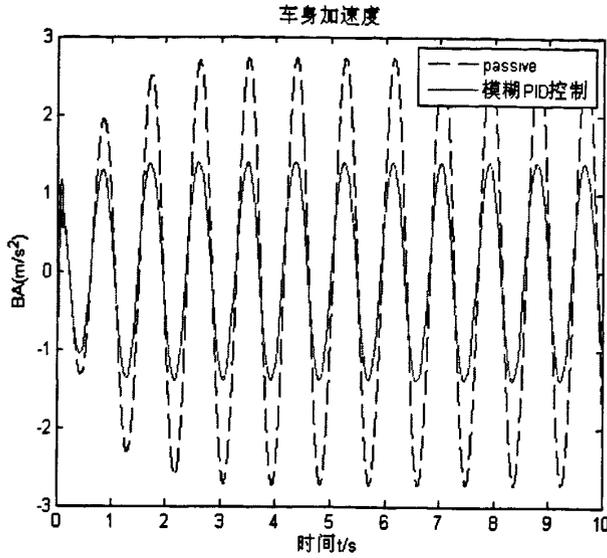


图 5.27 正弦激励下被动悬架与模糊 PID 控制悬架车身加速度对比

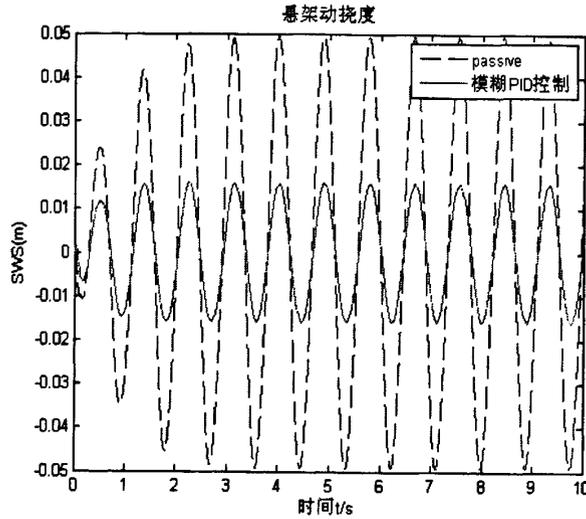


图 5.28 正弦激励下被动悬架与模糊 PID 控制悬架动挠度对比

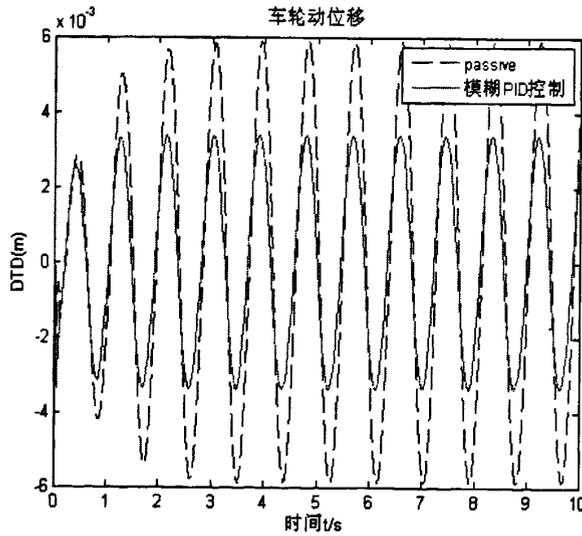


图 5.29 正弦激励下被动悬架与模糊 PID 控制悬架车轮动位移对比

从以上仿真结果图 5.24~图 5.29 可以得出,在正弦输入激励下,模糊控制、模糊 PID 控制半主动悬架与被动悬架相比,车身加速度、悬架动挠度、车轮动位移的均方根值与最大值都有不同程度的降低,且模糊 PID 复合控制的效果优于单一的模糊控制的效果,进一步说明本文采用的控制策略是行之有效的,有效地改善了汽车行驶平顺性及操纵稳定性。

5.5 本章小结

采用 ADAMAS 与 MATLAB 联合仿真方法,分别在随机与正弦路面激励下,对被动悬架、模糊控制半主动悬架、模糊 PID 控制半主动悬架进行了仿真,得到了性能指标的响应曲线,并与被动悬架进行了对比,结果表明,半主动悬架车辆的车身加速度、悬架动挠度与车轮动位移较被动悬架车辆均有不同程度的降低,且采用 PID 控制与模糊控制相结合的模糊 PID 控制半主动悬架的改善效果优于模糊控制,有效地改善了车辆平顺性及操纵稳定性。联合仿真具有较好的可行性与实用性,可为复杂车辆动力学系统仿真分析提供一种有效途径。

第6章 总结与展望

6.1 总结

本文依托浙江省重大科技攻关项目“多车型共享底盘平台数字化开发技术及应用”，以多体动力学为理论依据，以半主动悬架为研究对象，在 ADAMS/View 中建立了两自由度车体悬架机械模型，在 MATLAB/Simulink 中建立了半主动悬架的模糊控制与模糊 PID 控制系统模型，通过 ADAMS/Control 接口将悬架机械模型导入到 MATLAB/Simulink 中，进行了半主动悬架车辆的联合仿真研究。纵观全文，本文的主要研究工作内容有：

- 1、介绍了汽车平顺性的评价方法，分析了车辆悬架系统的结构特点与分类，综述了半主动悬架的国内外研究现状，并确定了本文的主要研究内容。

- 2、应用多体动力学理论，对悬架系统进行了必要的简化，运用虚拟样机软件 ADAMS/View 建立了两自由度四分之一车体悬架模型。考虑路面扰动是车辆振动的主要来源，对路面不平度以及路面不平度的功率谱密度进行了阐述，采用 MATLAB/Simulink 建立了滤波白噪声随机路面时域模型。

- 3、控制系统的设计是研究半主动悬架的关键。以经典控制与现代控制理论为背景知识，依据模糊控制理论、PID 控制理论以及模糊 PID 复合控制理论，利用 MATLAB 软件分别设计了半主动悬架的模糊控制器与模糊 PID 控制器。

- 4、在第三章所建立的悬架动力学模型与第四章所建立的控制器模型的基础上，设计了模糊控制与模糊 PID 控制半主动悬架的联合仿真模型，通过 ADAMS/Control 接口实现了 ADAMS 与 MATLAB 的联合仿真。在随机与正弦路面激励下，分别对被动悬架、模糊控制半主动悬架、模糊 PID 控制半主动悬架进行了仿真，得到了反映车辆平顺性与悬架性能指标的响应曲线。

- 5、对联合仿真结果进行了对比分析。结果表明，半主动悬架车辆的垂向加速度、悬架动挠度与车轮动位移较被动悬架均有不同程度的降低，且采用 PID 控制与模糊控制相结合的模糊 PID 控制半主动悬架的改善效果优于模糊控制，有效地改善了车辆的平顺性与操纵稳定性。

在本文所做的研究工作中，主要有以下特色和创新之处：

1、应用虚拟样机技术建立车辆悬架多体动力学模型,省去了繁琐的系统微分方程的推导,改变了以往采用建立悬架数学模型,采用单一仿真软件进行仿真研究的做法。

2、在 ADAMS 软件环境中建立悬架模型,在 MATLAB 软件环境中建立半主动悬架控制系统模型,应用 MATLAB 与 ADAMS 软件的各自优势,将半主动悬架控制系统与悬架动力学模型相结合,进行联合仿真,研究半主动控制悬架对车辆平顺性的影响。联合仿真方法可以大大提高设计效率,降低产品开发成本,为半主动悬架系统的设计开发提供了新的思路,为那些结构复杂很难甚至无法推导出其微分方程的机电一体化系统提供了有效的分析途径,具有一定的实用价值。

6.2 展望

由于时间仓促和个人精力有限,加之半主动悬架系统的研究是一门多学科交叉的复杂课题,本文难免存在这样或那样的缺点,总的来说主要有以下一些需要完善的地方:

1、本文以 1/4 车辆模型为研究对象,忽略了柔性部件的影响,为了综合考虑汽车侧倾、俯仰运动对控制效果的影响,可以建立包括发动机、变速器、传动轴、转向系和制动系统在内的更加复杂的刚弹耦合的多自由度整车模型,以提高模型的精度。

2、仿真试验虽然有很多优点,但仍不能完全取代台架试验与实车道路试验,在条件允许的情况下,下一步研究工作可以建立试验台架与实车试验,通过台架试验与实车试验来验证仿真试验结果。

3、对底盘进行集成控制是汽车底盘控制系统的发展趋势,可以考虑将悬架控制系统的研究与电动助力转向(EPS)、牵引力控制系统(TCS)、四轮转向系统(4WS)、制动防抱死系统(ABS)等相融合,通过协调各子系统之间的工作,使整车的综合性能达到最优。

参考文献

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001
- [2] 张方银, 潘家英等. STD 时域模态参数识别法的用户参数研究[J]. 中国铁道科学, 1996, 17(2):8-10
- [3] Michael Wet al, A Generic Multibody Vehicle Model for Simulating Handling and Braking, Vehcile System Dynamics,1996(6):87-93
- [4] 丁志兰. 人机工程[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2000
- [5] ISO2631-1(1997).Evaluation of human exposure to whole-body vibration-part1:General requirements.1985,5
- [6] 陈家瑞. 汽车构造(下册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [7] EL Madany,M.M,Stochastic Optimal Control of Highway Tractors with Active Suspensions,Vehicle System Dynamics,Vol.17,1988,pp193-210
- [8] 寇发荣, 方宗德. 汽车可控悬架系统的研究进展[J]. 汽车工程, 2007, 29(5): 427-432
- [9] 俞凡, 林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005
- [10] Nagai,M.,Shioneri,T.,and Hayass,M.,Analysis of Vibration Suppression Control System of Semi-active Secondry Suspension,SICE,1989, P.929-932
- [11] Chol S B. A semi-active suspension using ER fluid for a commercial vehicle seat[J].Journal of Intelligent Material Systems and Structures,1998,9(8):601-606
- [12] Margolis D L, Tyle J L and Hrovat D. Heave mode dynamics of a tracked air cusion Vehicle with semi-active airbag secondary suspension.Transactions of the ASME Journal of Dynamic System,Measurement and control,1997, 119(4): 399-407
- [13] 余森, 廖昌荣, 杨建春等. 磁流变阻尼器 PWM 快速控制[J].中国机械工程, 2002, 13(14):1238-1240
- [14] 胡海岩, 郭大蕾, 温建生. 振动半主动控制技术的进展[J]. 振动、测试与诊断, 2001, 21(4):235-244
- [15] L.palkovics,J.BokorP.Venhovens.Design Problems of the semi-active wheels

- suspension system and a Possible way of their elimination.SAE PaPer,No.945056
- [16] Th.Venhovens P.J..The development and implementation of adaptive semi-active suspension control.Vehicle System Dynamics,1994,Vol.2 3,pp.211-235
- [17] Douglas Elvers, Lane R Miller. Experimental comparison of semi-active on/off and semi-active continuous suspension.SAE paper, No.89 2484
- [18] Crolla,D.A.,and Abdel-Hady,M.B.A.Semi-active Suspension Control for a Full Vehicle Model.SAE Transactions,1991,100:1660-1666
- [19] J.Swevers, C.Lauwerys. A model-free control structure for the on-line tuning of the semi-active suspension of a passenger car[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, (21): 1422-1436
- [20] Nizar Al-Holou, Tarek Lahdhiri. Sliding Mode Neural Network Inference Fuzzy Logic Control for Active Suspension Systems[J].IEEE transactions on fuzzy systems, 2002, 10(2): 234-246
- [21] Taegeun Junga, Jeongmok Cho. Fuzzy Skyhook Control of Semi-active Suspensions using Genetic Algorithm[C].Proceedings of SPIE on Smart Structures and Materials, 2006:6169-61690
- [22] 汪桂香. 电流变智能半主动悬架的模糊滑模控制[J].噪声与振动控制, 2008(2):51-54
- [23] 陈无畏, 孙骏. 汽车半主动悬架的神经网络自适应 PID 控制[J].安徽工学院学报, 1997, 16(4):1-4
- [24] 陈益, 方子帆等. 基于遗传算法的多项式监督 PID 控制仿真[J].系统仿真学报, 2004, 16(6):1171-1174
- [25] 王其东, 陈无畏, 张炳力. 基于多体模型的汽车半主动悬架控制方法研究[J].机械工程学报, 2004, 40(1): 104-108
- [26] 洪家娣, 沈晓玲. 神经网络自适应模糊控制在汽车半主动悬架中的应用[J].农机化研究, 2008, (7): 32-35
- [27] 徐顺香, 瞿伟廉. 汽车悬架最优控制的研究及结果分析[J].武汉理工大学学报, 2003, 25(6): 60-63

- [28] 董小闵, 余森, 廖昌荣等. 汽车磁流变半主动悬架频域加权次优控制研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(11):3183-3186
- [29] 袁传义. 半主动悬架与电动助力转向系统自适应模糊集成控制及其优化设计[D]. 江苏大学博士学位论文, 2007
- [30] 陈龙, 尤妍娴, 江浩斌等. EPS 与 SASS 的自校正集成控制仿真及试验研究[J]. 汽车技术, 2008, (5): 5-10
- [31] 鲍可进, 袁晓云, 陈龙. 车辆半主动悬架控制器的设计与研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(12): 9-12
- [32] 陈龙, 杨谋存, 薛念文等. 基于 T-S 模糊模型的半主动悬架控制研究[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2004, 25(5): 385-388
- [33] 李锐, 余森, 陈伟民. 基于磁流变减振器的汽车悬架振动控制[J]. 机械工程学报, 2005, 41(6): 128-132
- [34] 汪若尘, 陈龙, 江浩斌. 时滞半主动悬架模糊神经网络控制[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7):10-12
- [35] Wang HL, Shi L, et al. Active control for nonlinear vibration of automotive active suspension. *Journal of Mechanical Strength*. 2000, 22 (3):164-221
- [36] 汪若尘, 江浩斌, 张效良等. 阻尼非线性半主动悬架的建模与控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 14-17
- [37] 王洪礼, 郭龙. 基于模糊免疫 PID 的非线性汽车悬架控制策略与仿真研究[J]. 机械强度, 2008, 30(6):911-915
- [38] 范成建, 熊光明, 周明飞. 虚拟样机软件 MCS.ADAMS 应用与提高[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006
- [39] 袁士杰等. 多刚体系统动力学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1992
- [40] 陈立平, 张云清等. 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005
- [41] 李军, 邢俊文, 覃文洁等. ADAMS 实例教程[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2002
- [42] 王国强, 张进平, 马若丁. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2002

- [43] 石博强, 申焱华等. ADAMS 基础与工程范例教程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007
- [44] 余森. 汽车磁流变半主动悬架控制系统研究[D]. 重庆大学博士学位论文, 2003
- [45] 董波. 汽车姿态控制算法的研究[D]. 吉林大学博士学位论文, 2004
- [46] 郭生. 模糊控制在汽车半主动悬架中的应用[D]. 东北大学硕士学位论文, 2006
- [47] 刘刚. 基于 ADAMS 的车辆主动悬架控制策略与仿真研究[D]. 东北大学硕士学位论文, 2005
- [48] 戴清桥, 易孟林等. 汽车半主动控制油气悬架测试研究[J]. 机床与液压, 2003. (2)78-83
- [49] 王树凤. 汽车操纵稳定性虚拟试验系统的研究[D]. 中国农业大学硕士学位论文, 2002
- [50] 雷雨成. 汽车系统动力学及仿真[M]. 北京: 国防科学出版社, 1999
- [51] 孙丹丹. 座椅被动安全性仿真分析与结构参数化设计[D]. 吉林大学硕士学位论文, 2003
- [52] 邵英. 车辆主动悬架控制策略的仿真研究[D]. 南京农业大学硕士学位论文, 2003
- [53] 林茂成, 赵济海起草. GB7301-1987 车辆振动输入—路面平度表示方法. 北京: 中国标准出版社, 1987
- [54] 刘曙光, 魏俊民, 竺志超. 模糊控制技术[M]. 北京: 中国纺织工业出版社, 2001
- [55] 韩俊峰, 李玉慧等. 模糊控制技术[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2003
- [56] 张彦如. 汽车半主动悬架模糊控制研究[D]. 合肥工业大学硕士学位论文, 2005
- [57] 翁建生, 胡海岩等. 基于磁流变阻尼器的车辆悬架系统模糊半主动控制[J]. 南京工业大学学报, 2002, 24(1): 57-61
- [58] 张慧鹏. 基于模糊理论的车辆主动悬架控制策略与仿真研究[D]. 西北农林科技大学硕士学位论文, 2007

- [59] 诸静等. 模糊控制原理与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001
- [60] 贝绍轶, 陈龙. 基于遗传算法的汽车半主动悬架模糊控制器设计[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9): 9-12
- [61] 陈兵, 曾鸣, 尹忠俊. 半主动悬架的模糊控制策略设计与仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2008, 20(2): 420-424
- [62] 张大千, 张天侠, 郭生等. 车辆半主动悬架的模糊控制与仿真[J]. 机械设计, 2008, 25(9): 21-24
- [63] 李岱. 基于 PID 控制的主悬架设计及其优化[J]. 机械设计与制造, 2008, (8): 116-118
- [64] Hang C.C, Astrom K J, Ho W K Refinement of the Ziegler-Nichols tuning formula, IEE.Proceeding,1991,Part D,138(2): 111-118
- [65] 邵瑛. 车辆主动悬架控制策略的仿真研究[D]. 南京农业大学硕士学位论文, 2003
- [66] 刘文强. 车辆主动悬架的模糊 PID 控制器研究[D]. 浙江工业大学硕士学位论文, 2003.
- [67] 张春艳. 基于模糊-PID 控制的链梯降速控制研究[D]. 江苏大学硕士学位论文, 2006
- [68] 曾光奇等. 模糊控制理论与工程应用[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2006
- [69] Zhao Z Y, Tomizuka M, Isaka S. Fuzzy gain scheduling of PID controllers. IEEE Trans.On system Man & Cybernetics, 1993, (23):1392-1398
- [70] MaedaM, Murakami S.Self-Tuning fuzzy controller. Fuzzy sets and Systems, 1992, (51):29-40
- [71] 胡包钢, 应浩. 模糊 PID 控制技术研究发展回顾及其面临的若干重大问题[J]. 自动化学报, 2001, 27(4):567-583
- [72] 刘金琨. 先进 PID 控制 MATLAB 仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2004
- [73] 薛定宇. 控制系统计算机辅助设计 - MATLAB 语言与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006
- [74] 宋健, 张越今. 机械系统分析软件 ADAMAS 在汽车列车动力学仿真中的应用[J]. 汽车工程, 1997, 19(5):286-290

- [75] 张越今, 宋健, 张云清等. 多体系统动力学分析的两大软件 ADAMS 和 DADS[J].汽车技术, 1997(3):16-19
- [76] 张越今. 汽车多体动力学及计算机仿真[M].长春: 吉林科学技术出版社, 1998
- [77] 郑建荣. ADAMS 虚拟样机技术入门与提高[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [78] S.B. Choi. Vibration control of a semi-active suspension featuring electro-rheological fluid dampers. Journal of Sound and Vibration [J].2000, 234(3): 537-546
- [79] 杨永柏. 汽车半主动悬架控制策略与仿真研究[D].中南林学院硕士学位论文, 2006
- [80] 陈翔, 胡玉霞, 安虎平等. 基于模糊控制的汽车半主动悬架的仿真研究[J]. 机械研究与应用, 2006, 19(5):46-49

攻读硕士学位期间发表的论文

朱华, 胡树根, 王耘, 宋小文. 基于 ADAMS 的沙滩车悬架仿真与优化. 现代机械, 2008(6):38-41