

中文摘要

随着石油资源的逐渐减少,电动汽车终究会成为未来汽车发展的主要形式。电动轮汽车以其高度集成化的结构形式,高自由度的设计空间等优点,也将成为未来汽车发展的重要力量。电动轮汽车采用轮毂式电机驱动,在集成化的电动轮与传统悬架耦合时,会对悬架结构造成一些影响。如主销参数的变化、非簧载质量的增加以及轮胎、轮毂等结构形式的变化。而这些影响因素会进一步作用于整车的平顺性,造成车辆行驶舒适性的恶化。传统被动悬架的刚度、阻尼等参数不能进行实时调节,因此有必要针对电动轮汽车平顺性恶化的问题发展悬架调节控制技术。

ADAMS/CAR 是一种专业的汽车动力学仿真软件,能够将车辆物理模型转化为以多刚体动力学为基础的动力学模型,进而可以进行整车或者部件的各种虚拟样机仿真实验。其中的 RIDE 模块,能够准确有效地进行平顺性仿真实验。在 MATLAB/simulink 中能够快捷、有效地实现各种现代控制方法,因此在本文中将运用 simulink 工具建立半主动悬架控制模型。

本文以轮毂式电动轮汽车为研究对象,首先分析了电动轮中各个重要的组成部分,以及传统悬架与电动轮耦合时所产生的影响。在 ADAMS/CAR 的平台上建立了电动轮汽车整车动力学模型,并对所建立的整车模型进行平顺性仿真实验。依照仿真结果以及本文所设定的平顺性评价指标,分析了主销偏移距初始值的变化、轮胎刚度和阻尼的变化以及非簧载质量的增加对电动轮汽车平顺性的影响。在 ADAMS/CAR 中建立整车模型时,需要考虑到半主动悬架的控制作用。因此通过 ADAMS/Control 工具建立与半主动悬架控制模型相连接的输入和输出变量。运用 MATLAB/simulink 工具分别建立磁流变半主动悬架模型、PID 控制系统和模糊控制系统。将整车模型引入到 simulink 环境下,并与半主动悬架控制系统相连接,实现对电动轮汽车平顺性的联合控制仿真。最后对联合仿真控制结果分析,得到 PID、模糊控制系统均能够改善电动轮汽车由于非簧载质量增加、主销偏移距初始值的变化以及轮胎刚度和阻尼的变化而引起的平顺性恶化的问题。

关键词: 电动轮汽车, 半主动悬架, PID 控制, 模糊控制, 平顺性

ABSTRACT

With the gradual reduction of oil resources, electric vehicle will become the main form of future vehicle eventually. Advantages of in-wheel motor drive EV as highly integrated structure, multiple freedom of design etc, which urge this vehicle to become an important force of the development of automotive industry. In-wheel motor drive EV employ wheel type motors, and which exert some influence on the structure of suspension when coupling with traditional suspension. These effects include parameter changes of kingpin, increases of the un-sprung mass, and the changes of structural forms of tires, wheel hub. These factors will act on the ride of vehicle, resulting in the deterioration of the ride. Conventional passive suspension system is unable to meet the needs of real-time adjustment, so it's necessary to develop the technology of suspension adjustment and control in allusion to the deterioration of the in-wheel motor drive EV.

ADAMS/CAR is a professional vehicle dynamics software, which could converted into kinetic model based on multi-body dynamics form physical model, and further on virtual prototype simulation experiment of vehicle or parts. The module of RIDE could do many ride comfort simulation experiments accurately and effectively. It's effectively and quickly to achieve a variety of modern control methods in the MATLAB/simulink, so we could build the model of semi-active suspension using the simulink tool in this article.

In this paper, taking in-wheel motor drive EV as the research object, analyze the important components of electric wheel firstly and the impact of coupling between traditional suspension and electric wheel. Then build the vehicle dynamic model with ADAMS/CAR as a platform, and go on some ride comfort simulation experiments on the basis of the vehicle model. according to the simulink results and riding evaluation we have set , we analyze the impact on ride from the changes of the initial value of kingpin offset, the stiffness and damp of tires as well as the increase of unsprung mass. When building the model of In-wheel motor drive EV, the impact of semi-active suspension should be considered. So create the input and output variables

which connect to the semi-active suspension in ADAMS/control. We establish magnetorheological semi-active suspension model, PID control system and fuzzy control system using MATLAB/simulink. The vehicle model is introduced into the simulink environment, connected with the semi-active suspension control system, and make joint control simulation on ride of in-wheel motor drive EV. At last, on the base of the results of joint control simulation, PID and fuzzy control system could improve the ride comfort deterioration caused by the increase in unsprung mass, the initial value of kingpin offset and the stiffness and damp of tires in the In-wheel motor drive EV.

KEYWORDS: In-wheel motor drive EV, semi-active suspension, PID control, fuzzy control, ride

第一章：绪论

1.1 前言

现今，汽车在不断满足人们对快捷、舒适生活追求的同时，也引起交通拥堵、环境污染以及能源短缺等诸多问题，但是人类从没有停止过针对问题解决的探索。特别是人们对环境和能源问题的亟待解决，电动汽车越来越成为持续关注的对象。若按照驱动系统中所采用的电机个数不同，电动汽车可以分为单电机集中驱动和多电机轮毂驱动两种。单电机驱动与传动底盘兼容性较好，易于改造和大规模生产，但是整车性能同样要受制于底盘。采用双电机或者多电机直接驱动的电动形式以其结构紧凑，传动高效，愈来愈受到各方的重视。其中典型代表就是四轮驱动电动汽车。

采用四轮驱动的轮毂式电动轮汽车与传统内燃机汽车和单电机集中驱动电动汽车相比具有如下突出优点^[1]：

1，可以通过电子控制器实现各个电动轮驱动速度的无级变速以及各个轮毂电机间的差速。省略了传统汽车的变速器、传动轴、差速器等机械传动部分，提高了传动效率。

2，电动轮结构易于与悬架、制动、转向等底盘零件组成一体化的集中模块结构形式，减少了零部件设计和制造成本。

3，电动轮结构运用于整车可大大简化底盘的结构，使得整车布置以及车身设计的自由度增加。进而将底盘的承载功能和传动功能分离，易实现相同底盘与不同车身造型相匹配，缩短新车的开发周期^[2]。

4，各个电动轮的独立控制，给 ABS，ASR，TCS 等集成控制方案提供可实施的平台，从而增强车辆的操作稳定性和高速安全性能。

5，制动方面突破了传统汽车的制动方法，易于实现机电复合制动和电气制动等制动方法。同时易于实现制动过程中的能量回馈，提高整车能源的利用效率。

6，通过对多轮转向和多轮驱动的联合控制（4WS/4WD），减小转弯半径，实现整车转向高性能化。

7, 电机转矩控制具有高速响应性, 通过对各个电动轮进行转矩控制可防止汽车在加速、启动、减速时的滑转。通过对左右转矩的分配实现直接横摆控制(DYC)以控制车辆在转弯时的姿势, 提高行驶稳定性。

所以四轮独立驱动轮毂式电动汽车有着燃油汽车和传统电动汽车所不具备的优势。集新能源运用、计算机控制、电机伺服驱动等高新科技于一身的产物。正因为这样诸多优势, 业界认为电动轮汽车或者轮毂式电动汽车将会是电动汽车的最终驱动形式。

1.2 电动轮汽车

1.2.1 电动轮的分类及结构特点

电动轮汽车也可称为轮毂式电动汽车。它是将驱动电机、制动系统甚至部分悬架系统集成在车轮的轮毂内, 组成高度集成化的驱动系统。

至 20 世纪 50 年代, 美国人罗伯特发明了第一个轮毂式电动轮以来, 电动轮的结构形式也根据不同作用而各不相同。运用最广泛的当属大型矿用电动轮, 它是将电机的转矩经输出轴传递给减速机构, 经减速机构减速增扭后在传递给轮辋, 最终驱动汽车行驶。因为电动轮可以实现四轮独立驱动, 很适合在恶劣路面上行驶, 所以这种结构首先运用于矿用车和越野车的驱动系统上。

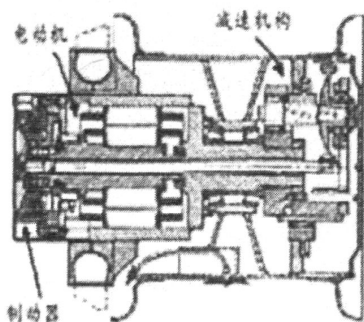


图 1.1 罗伯特发明的轮毂装置

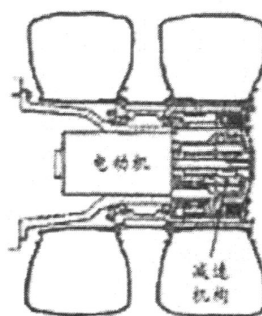


图 1.2 矿用车电动轮

按照驱动方式不同, 汽车所用的电动轮可以分为直接驱动型和减速驱动型两类。

直接驱动型是将驱动电机, 制动系统及部分悬架系统装配在车轮的轮辋内。

在车辆起步时，需要电机提供低转速、高扭矩的动力，这与普通电动机的高转速性能相矛盾。因此这种驱动系统所采用的电机与普通的内转子电机不同，多使用外转子电机，直接将外转子与轮辋相连驱动车轮。要求电动机有很宽的转矩和转速调节范围、较强的动力性以适应车辆在不同工况下的转矩要求。

最典型的直接驱动型电动轮是加拿大研制的专门用于电动轮车上的 TM4 电动轮。此外日本 IZA 电动汽车同样采用直接驱动车轮，改驱动车轮采用的是外转子电动机。

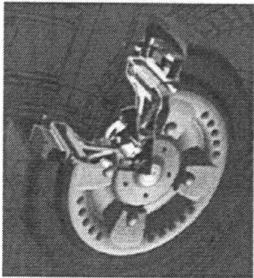


图 1.3 TM4 电动轮

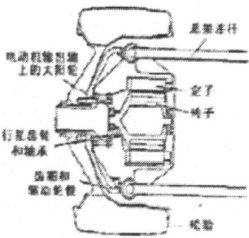
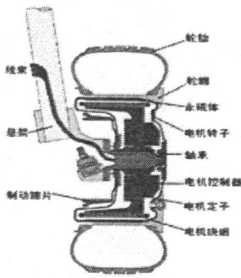


图 1.4 IZA 电动轮

减速驱动型电动轮来源于矿用车的电动轮，电机的输出轴不直接驱动车轮，而需要经减速机构后再传输到车轮上。在此时情况下，可以允许电机高速运行，提高电机的比功率。而不需要对电机的性能有什么特别要求，采用较为普通的内转子高速电机。这里的减速机构相当于传统汽车中的主减速器，对从电机传来的动力减速增扭再输送给车轮，使得汽车在低速时能够获得足够大的转矩。

2001 年日本 Keio 大学推出的一款 KAZ 八轮全驱动纯电动汽车以及后来英国研制的用于方程式电动赛车的电动轮同样也是采用的减速型电动轮。此外还有日本 COMS 小型电动车、Eco 电动汽车以及 Luciole 电动汽车也都是采用的这种驱动系统。

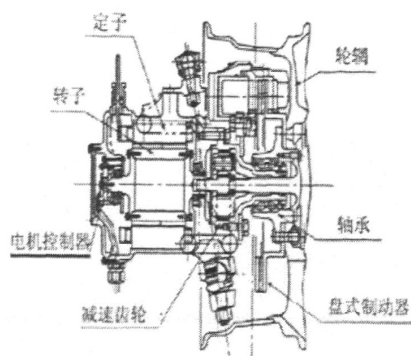


图 1.5 KAZ 前轮驱动系统

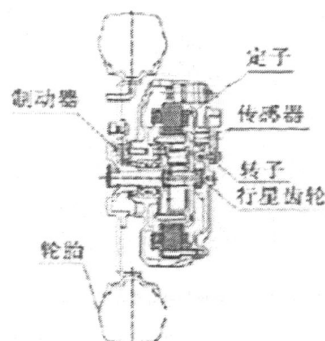


图 1.6 COMS 电动轮

1.2.2 电动轮汽车研究现状

在四轮驱动电动汽车的研究开发上，日美等传统汽车强国起步较早，技术也处于领先地位。日本庆应大学清水浩教授所领导的电动轮汽车研究开发小组，一直致力于以轮毂电机为基础的电动轮汽车的研发。1991 年该小组与东京电力公司合作共同开发了电动汽车 IZA，该车所采用的电动轮结构如图 1.4 示。该电动轮所采用的是外转子电动机，转子与轮毂直接相连。四个电动轮所采用的电机的额定功率均为 6.8Kw，最大功率 25Kw，最高时速为 176km/h，一次充满电后若以 40 公里每小时的匀速工况行驶下，IZA 具有 548km 的续驶里程。2001 年，该小组在前一款电动轮车的基础上又推出一款轮毂式电动汽车 KAZ。与传统车辆采用四轮驱动模式不同的是，KAZ 采用 8 个交流同步电机独立驱动。外形特别，长 6.7m，宽 1.95m，高 1.68m，重 2980kg，可载 8 人，如图 1.7 示。KAZ 中的电动轮采用高性能、高转速的内转子电机，峰值功率为 55Kw，这大大提高了该车的行驶性能。在匀速 100km/h 情况下，该车在一次充满电后的续驶里程为 300km/h。车辆动力来源为由 84 块锂电池组成的动力系统，每颗电池 3.75V。由于采用的是高速内转子电机，为了使电机的输出扭矩满足车辆的要求，KAZ 电动轮都配备了一个减速比为 4.588 的行星齿轮减速机构。KAZ 电动轮的前轮系统如图 1.5 示。2004 年，该小组在 KAZ 的基础上推出电动汽车 Eliica，如 1.8 示，该车的性能与 KAZ 相比有了较大提高。0~100km 加速时间仅需 4.2s，加速到 160km/h 不过 7s，良好工况下的最大时速可达 400km/h，这种动力性能可以与跑车媲美。



图 1.7 KAZ 电动轮汽车



图 1.8 Eliica 电动轮汽车

美国同样是最早研究开发电动汽车的国家之一。1996 年美国通用汽车公司推出了一款名为 EV1 的电动汽车，以镍氢电池为动力源，并将其实施出租计划。但是到 2002 年，通用公司又宣布放弃这个几乎没有盈利的计划。虽然这件事给整个电动汽车的研发带来很大的负面影响，但是很快通用公司在北美国际汽车展上就推出了他们比较看好的燃料电池汽车 Autonomy，它采用电动轮驱动形式，滑板式结构，燃料电池加上电动马达取代了发动机、变速箱及传动轴。这款车被认为是未来汽车工业的趋势，线控技术和模块化设计在这款车上发挥到了极致。2005 年通用公司又推出前轮采用集中电机驱动，后轮电动轮驱动的燃料电池电动汽车 Sequel。

其他汽车工业发达国家在轮毂式电动汽车领域也做了较大的突破，其中最具代表性的为法国米其林公司研发的一款燃料电池电动轮车 (Hy-light)。该车采用的米其林主动轮将车辆的动力驱动系统全部集中安装在了轮胎的轮辋中。轮辋中集中了驱动电机，嵌入式主动悬挂，悬挂电机和制动器，这款高度集成化的电动轮被称为 Active-wheel，如图 1.9 示。

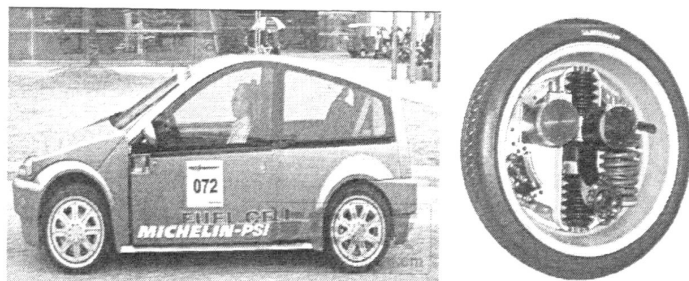


图 1.9 米其林公司的 Hy-light 及电动轮 Active-wheel

我国幅员辽阔，自然资源丰富，但是长期受到能源利用效率不高，空气污

染严重等问题的困扰。从缓解资源压力的角度出发，也从振兴汽车工业的考虑，我国从政府，汽车公司再到科研院校都在积极开展电动汽车的研制和开发。在轮毂式电动汽车领域，同济大学汽车研究院走在了国内的前列。

从2002年8月起，同济大学相继推出“春晖一号”，“春晖二号”，“春晖三号”四轮驱动电动汽车。它们均采用四个永磁直流无刷低速轮毂电动机来驱动车辆。由制动盘，轮毂电机，转速传感器组成的电动轮与独立悬架采用模块化设计。春晖系列电动车所采用的电机为外转子式，在设计时考虑电动轮与独立悬架的连接和电动轮内部电机，轮辋和制动系统的连接。北京理工大学所研制开发的E-touring Car电动游览车，采用两个2.2Kw的直流串励电动轮驱动车辆前行。哈尔滨工业大学所研发的EV96-1电动汽车其动力系统同样也采用了轮毂式电机驱动形式。改电动汽车采用的是多态电动机，也就是说该电机兼有异步电机和同步电机的双重特性，额定功率6.8Kw，峰值功率15Kw。

1.2.3 半主动悬架介绍

悬架的主要作用就是传递路面作用在车身上的各种方向力、力矩，以及吸收和缓冲作用在车身上的振动和冲击。因此悬架系统对提高整车平顺性有着非常重要的意义。悬架按照其参数是否可控可以分为被动悬架和可控悬架。可控悬架又可以分为车身高度可调节悬架、主动悬架以及半主动悬架。典型的车身高度可调节悬架主要有空气悬架和油气悬架，而主动和半主动悬架是同调节悬架刚度或阻尼参数来适应各种路况的需要。

主动悬架或者半主动悬架是相对于被动悬架而言的。所谓被动悬架也就是传统意义上的悬架，主要有减振器、弹簧等衰减振动元件和导向机构组成。这其中减振器主要起衰减振动作用，弹簧起到缓冲冲击力的作用。但是弹簧的刚度值以及减振器的阻尼值是根据特定工况下设定好的，系统的振动特性不可改变，不能根据车辆的运行状况和路面情况进行实时调节，只能在特定的工况下达到最佳减振效果。在实际运用中，为了使乘坐舒适性得到提高，需要采用刚度较小的弹簧和阻尼较小的减振器。但是这样会使悬架动挠度增大，进而导致车身侧倾严重，影响操纵稳定性。相反若要采用刚度系数和阻尼系数都比较大，则会影响到悬架的隔振性能，进而会降低行驶平顺性。所以被动悬架很难在平顺性和操作稳定性上统筹兼顾，开发一种能够实时调节悬架参数的智能悬架系统势在必行。

主动悬架是在簧载质量和非簧载质量之间增加了一个力作动器，使其具有可变的弹簧刚度特性和阻尼特性。力作动器依靠外界能量向悬架系统提供作用力，进而对悬架性能进行控制。与被动悬架相比，主动悬架可以根据车辆状态，路况信息随时对刚度和阻尼进行调节，在很大程度上改善了操纵稳定性和平顺性。但是主动悬架因其结构复杂，成本高，能耗大的特点阻碍了它的广泛运用。

半主动悬架介于被动悬架和主动悬架之间，也是一种可以根据路况和行驶状况的变化而对弹簧刚度或者减振器阻尼进行调节的悬架系统。其结构示意图如图 1.10 示。在悬架系统中，弹簧不但起到缓冲冲击力的作用，并且还要承受部分车身静载荷，因此根据车辆运行状况实时改变弹簧的刚度比较困难。目前半主动悬架系统通过检测车辆运行状况和车身加速的反馈信号调节减振器阻尼系数，进而实现对悬架的可控。半主动悬架按照对阻尼的控制方式不同可以分为阻尼系数连续可调的半主动悬架和可切换档位的半主动悬架。可切换档位的半主动悬架是在已设定好的几个阻尼值上进行切换，一般分为“软、中、硬”三个档位，切换的时间大概在 10ms~20ms 之间。这种悬架系统结构及控制系统相对简单，在适应实时变换方面有一定的局限性。而对于阻尼系数连续可调的半主动悬架可以分为节流孔径调节和电流变或者磁流变粘性调节。节流孔径调节是通过调节减振器内液体的流通面积来改变其阻尼特性。但是这种控制方式结构复杂，成本较高，况且容易引起流量的脉动。

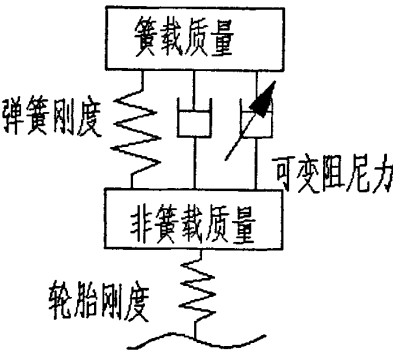


图 1.10 半主动悬架结构示意图

最早在 1974 年，以天棚阻尼的基础，Karnop 和 Crosby 设计发明了半阻尼器。将半主动悬架运用到车辆上是在 1975 年，选用的是“开关控制方法”。目前对半主动悬架的研究主要集中于通过控制方法，实时调节减振器的阻尼，进而改善车辆的行驶性能。但是不论国外还是国内，对于半主动悬架的研究基本

大都还停留在实验室的实验研究阶段。从可控悬架的综合因素看，主动悬架由于其自身的成本高、复杂性以及高耗能等缺点，汽车悬架控制技术的发展方向不是单单集中在全主动悬架的设计研发，而是在现有传统悬架的基础上进行改进。

磁流变液具有较快速的响应速度、较宽的动态响应范围以及低耗能的优点。目前以磁流变液为基础的磁流变减振器越来越成为半主动悬架领域的应用研究热点。

1.3 本文的研究思路及方法

采用电动轮驱动系统可以降低整车的中心高度，使车辆在行驶过程中更加趋于平稳，提高操作稳定性。同时在车身设计方面更具有灵活性，增加了车内的空间利用率。在这一过程中，减少了变速器、差速器和主减速器等部分传统传动系统，减轻了整车的重量。但是由于将驱动电机引入轮辋，对于减速型驱动轮，轮辋中甚至增加了减速机构，这将大大增加非簧载质量。与传统汽车相比，车载簧载质量和非簧载质量之比将严重失衡。我们知道簧载质量与非簧载质量之比是影响车辆平顺性的重要参数，将使车轮跳动趋于恶化。这是制约轮毂式电动汽车发展的一个重要课题，影响其推广运用。整个轮边驱动系统的质量变大会进而引起车轮转动惯量以及动载荷的变大，这也是影响制动和平顺性的因素。

电动轮汽车的悬架系统结构与传统悬架系统结构相同，但由于轮辋内部安装了驱动电机，这将对影响整个轮边系统的轴向尺寸。在电动轮系统与悬架系统耦合时，会对主销偏距，主销内倾角等参数造成影响，进而影响整车的稳定性和平顺性。

本文将针对以上电动轮-悬架耦合后悬架特性的诸多因素进行分析，提出结果的改进方案。研究内容如下：

- 1，建立电动轮-双横臂悬架和电动轮-多连杆悬架三维参数模型。并在ADAMS/CAR 中建立悬架阻尼力可控的整车多体动力学参数化模型，并设置悬架阻尼力作为输入变量以及整车其他输出变量。

- 2，讨论分析电动轮轮边驱动系统与悬架系统耦合后产生的影响。在仿真模型的基础上分析主销偏移距、非簧载质量以及轮胎参数对平顺性的影响。

3, 在分析磁流变减振器工作模式的基础上, 在 MTALAB 中建立磁流变减振器模型, 并以此产生的阻尼力作用于整车悬架系统。

4, 设计用于整车半主动悬架的 PID 和模糊控制器模型, 将其作用于所建立的电动轮汽车整车模型, 进行联合控制平顺性仿真。并分析这两种控制器作用结果和对平顺性的改善。

第二章 电动轮模块—独立悬架方案分析

2.1 电动轮—独立悬架类型

2.1.1 驱动形式及电机

常见的电动轮驱动系统由轮毂式驱动电机、制动器、减速机构和悬架等部分组成。其中的不同子系统类型组合会形成性能差异很大的电动轮驱动系统。一个轮边驱动系统首先要确定它的驱动形式。常用的电动轮形式有直接驱动型和减速驱动型，二者所选用的驱动电机形式也不一样。直接驱动型选用的是低速外转子型轮毂电机，减速驱动型选用的是高速内转子型轮毂电机。

对于低速外转子电机，电机布置在车轮轮辋内部，转子与轮辋固定连接并驱动车轮转动。这种低速外转子电机的主要优点是体积较小，质量轻，传动效率高。但是其单个功率不高，进而影响整车的性能。汽车在起步时需要较大的驱动转矩，这就要求低速外转子电机必须有较宽的转速和转矩调节范围。对电机性能提出非常高的要求，相对来说价格成本也很高。

而高速内转子电机在作为轮边驱动系统时要配合使用轮边减速器，这种方式能够满足现代高性能电动汽车的要求。这种电机可以在较高的转速下工作，提高了电机的比功率，与常规电机结果，输出特性基本相同。这时的电机输出轴需要通过减速机构，经其减速增扭后再将动力传递给驱动车轮。这种动力传动方式使得驱动电机轴承没有受到来自车轮的各种冲向力，延长了电机轴承的寿命。轮边减速机构选用常用的行星齿轮减速机构。随着紧凑型行星齿轮减速机构的出现，再配合现有的高速电机技术，组成高速内转子式驱动系统。这比低速外转子电机在寿命、价格及性能方面都有较强的竞争力。高速内转子型驱动电机和路边减速机构所组成的轮边驱动系统将成为主要的驱动形式。

目前国内外电动汽车上所采用的电机形式主要有以下四种：直流有刷电机、感应交流电机、开关磁阻电机和永磁无刷直流电机。

直流有刷电机结构简单，具有符合汽车运行工况的电磁转矩控制特性。但是这种电机也有固有缺点，所采用的机械换向机构在碰撞时易产生火花，不宜

在潮湿，易燃易爆的场合下使用。况且换向器维护困难，很难向大容量，高功率方向发展。早期有采用直流有刷电动机的电动汽车，但是目前这种电动机已逐步被淘汰。

三相交流感应电机是目前得以运用最为普遍的电动机。这种电机结构简单，零部件标准化，能够适应恶劣环境，并且能够实现再生制动。但是由感应电机发出的为交流电，不能直接给蓄电池充电，另外其具有非线性输出特性。若要在电动汽车上使用这种电动机，需要将车载电源输出的直流电变为频率和幅值都可调节的交流电，进而才能对电机控制。启动力矩小，调速性差等固有的缺点与电动车的性能要求相悖，最终将影响其在电动汽车上的推广和应用。

从结构上说，开关磁阻电机最为简单，定转子都采用凸极齿槽结构。转子上没有绕组，也就是说铜耗为零，非常适合高速运行，最高转速可达十万转每分钟。从输出特性上说，开关磁阻电机具有高度非线性特性。启动转矩大，启动功率小，低速为恒转矩输出，高速为恒功率输出，并且可以在较宽的转矩和转速范围内运行。这些特点是开关磁阻电机能够满足电动汽车的高性能要求。

永磁无刷直流电动机同样也是一种高效率、高性能电动机。其具有直流有刷电机的输出外特性但却没有直流电机电刷的机械接触机构，这也就使其具有良好的环境适应性，同时也没有无线电干扰，运行可靠，寿命长，便于维修。它的转子采用永磁体，也就是说没有励磁损耗，效率较高。由于采用了永磁体，所以幅值磁场为一定值，因此这种电动机适用于在恒转矩区域工作。另外该种电机还有过载能力强，启动力矩大，体积小，质量轻等优点，这种特点也使得其能够适用于电动汽车的运行工况。

表 2.1 不同驱动电机间性能比较

	直流有刷电机	感应电机	永磁电机	开关磁阻电机
控制方式	差	一般	优	优
大小，质量	差	优	优	一般
高速运行能力	差	优	一般	优
维修性	差	优	一般	优
效率	差	一般	优	优
控制性	一般	优	优	一般
综合评价	差	一般	优	优

通过综合考虑电机性能，与电动汽车形式工况是否匹配等因素，永磁无刷直流电机和开关磁阻电机是适用于轮毂式电动汽车的选择。再考虑到电机质量，尺寸，与轮辋安装和效率的要求，而对高速运转能力和功率要求不是很高，目前许多电动轮汽车选用永磁无刷直流电机。

2.1.2 制动器形式

目前在汽车上运用的最为广泛的制动器为摩擦制动器，可分为盘式制动器和鼓式制动器。鼓式制动器的摩擦工作表面为圆弧面，制动鼓随车轮旋转，制动蹄在轮辋内部固定，随着制动蹄的张开与制动鼓内表面产生摩擦阻力矩，进而使车轮减速。

盘式制动器的制动盘结构形式有钳盘式和全盘式两类。钳盘式制动器是由两块带摩擦衬块的制动块组成。制动块固定在转向节或者制动钳体中。在两个制动块之间是随车轮旋转的制动盘，制动盘采用螺栓连接的方式固定在轮辋上。随着制动块不断加紧制动盘，产生制动力矩，使车轮减速。全盘式制动器的旋转元件和摩擦元件的外形都是圆盘形，工作时摩擦表面全部接触，这样可以产生较大的制动力矩。但是这种全盘式制动器散热性能差，冷却结构较为复杂。

盘式制动器没有像鼓式制动器那样的摩擦助势作用。因此摩擦面间的摩擦系数对盘式制动器的影响较小，盘式制动器的热衰退性和水衰退性比较好。另外产生同样的制动力矩，盘式制动器的质量和尺寸都较小。在轴向上制动盘的热膨胀量较小，制动间隙在正常的寿命中变化不大，维护方便。就目前制动器在乘用车上的发展运用形式，盘式制动器还是占了大多数。

2.1.3 悬架形式

悬架系统是车辆上的重要总成之一。悬架系统采用弹性元件和阻尼元件将车架和车轮弹性连接，传递车轮和车架间的力和力矩。悬架系统主要由弹性元件（弹簧）、阻尼元件（减振器）、缓冲块、导向装置以及横向稳定器组成。

悬架常分为非独立悬架和独立悬架。非独立悬架采用整体式车桥，再经过弹性和阻尼元件将左右车轮与车架相连接。这种悬架左右车轮相互影响，当两侧车轮不同步跳动时，车轮会左右摇摆，前轮会产生摆振。现代乘用车为了达到较高的操纵稳定性和平顺性，已逐步取消了这类悬架的使用。而独立悬架的

左右车轮分别通过各自的弹性和阻尼元件与车架相连接。与此相对应的是这类悬架采用断开式车桥，当一侧车轮跳动时，另一车轮不受影响。簧下质量小，悬架占有空间小，弹性元件只承受垂直力，车身振动频率降低，改善了形式平顺性，这些优点使独立悬架广泛运用于乘用车中。

麦弗逊式独立悬架是目前普通汽车运用较广泛的悬架系统。麦弗逊悬架的车轮在上下跳动过程中沿着主销滑动，但主销又可以摆动。其结构特点是将导向机构和减振装置等多个元件集中在一起。减小了质量，简化了结构，降低了制造成本，几乎不占用横向空间是麦弗逊悬架突出的优点。其缺点是导向套和减振器活塞杆之间存在有摩擦作用，这种摩擦力能够增加悬架的刚度，进而使得悬架弹性特性变差。麦弗逊悬架在结构上有其自身不可调节的缺点，对左右两侧的冲击力缺乏缓冲作用。另外刹车时点头作用明显，转弯时抗侧倾作用差。

双横臂独立悬架也是一种比较典型的悬架系统结构形式。其按照上、下横臂的长度不同可以分为等长和不等长两种类型的悬架系统。等长双横臂式悬架在行驶时可以使主销内倾角和车轮外倾角维持为一定值。但是同时也有轮距变化较大的缺点，轮胎磨损严重，现代乘用车已经很少采用这种悬架结构形式。而不等长双横臂式悬架，只要选择合适的上下臂长度，并通过合理选择空间导向杆系的交接点坐标，就可以使车轮定位参数及轮距维持在汽车要求的合理范围内。现今中高级轿车的前悬架所普遍采用就是双横臂不等长独立悬架。

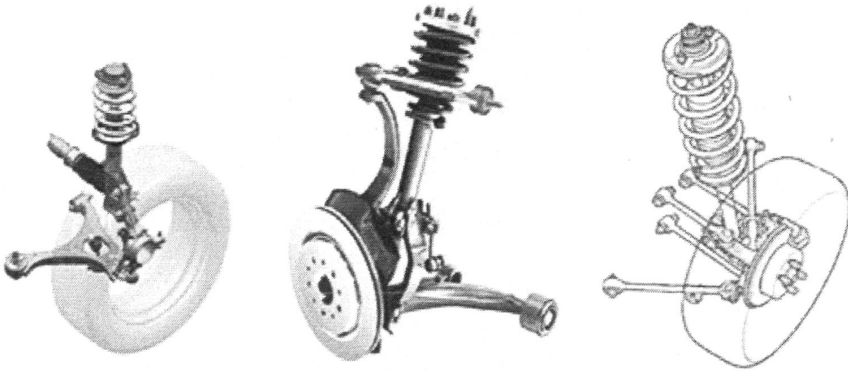


图 2.1 麦弗逊、双横臂、多连杆独立悬架结构简图

多连杆式悬架是指由四至五根导向连接拉杆组成，并能够传递多个方向控制力的悬架结构形式。采用多连杆悬架导向控制形式，可以使轮胎有更加可靠地行驶轨迹，提高行驶稳定性。常用的多连杆悬架形式为五连杆，包括主控制臂、前置定位臂、后置定位臂、上臂以及下臂，这些连接杆的作用就是传递和

抵消来自车轮的各向力。在多连杆悬架系统中增加了主控制臂，在车轮上下跳动时对车轮进行约束。同时主控制臂还具有调整后轮前束的作用，这样可以有效得降低轮胎摩擦。也就是说由于增加了主控制臂一方面可以更好的使车轮定位，另一方面可以使悬架的控制可靠性进一步提高。常用麦弗逊独立悬架、双横臂独立悬架以及多连杆悬架结构简图如图 2.1 示。

要对悬架的性能进行评价，可以从侧倾中心高度、车轮定位参数的变化、悬架侧倾角刚度、横向刚度以及占用空间的大小来进行评判。如下表 2.2 示三种悬架性能特点比较。

表 2.2 三种悬架性能特点比较

悬架类型 特性	麦弗逊悬架	不等长双横臂悬架	多连杆悬架
侧倾中心高度	比较高	比较低	比较低
车轮跳动时，车轮定位参数的变化	变化小	车轮外倾角和主销内倾角均有变化，在可接受范围	设计自由度大，各类参数较容易控制
轮距	变化小	变化很小，轮胎磨损速度慢	变化小
悬架侧倾角刚度	较大，可不装横向稳定器	较小，需装横向稳定器	较小
横向刚度	大	大	大
占用的空间尺寸	占用空间小	占用空间大	占用空间较大

现代汽车在追求高的操控性能的同时，对舒适性也提出了更高的要求。因此在中高档汽车上，广泛采用以双横臂悬架作为前悬架而多连杆悬架作为后悬架的形式。在电动轮汽车上由于车身设计自由度的增加，对悬架占用空间尺寸大小要求没有像传统汽车那样高，本文将尝试用电动轮与双横臂悬架进行前悬架耦合，而用电动轮与多连杆悬架进行后悬架耦合。

2.2 电动轮—独立悬架三维模型

2.2.1 电动轮汽车主要参数

整车原始性能参数要求：①整车满载质量：1500kg ②最高车速：120km/h
③最大爬坡度：30%。

四轮驱动电动轮汽车的其他设计参数如下表 2.3 示：

表 2.3 电动轮汽车设计参数

长*宽*高	4200*2100*1600	载客	5 人
轴距	3000mm	最小转弯半径	< 4200mm
轮距	1800mm	续驶里程	200km
电源	120V	车轮半径	340mm
轮辋内径	420mm	减速比	1:5

(1) 按照最高车速确定的最大功率为

$$P_e = \frac{v_{\max}}{3600\eta_t} \left(mgf + \frac{C_D A v_{\max}^2}{21.15} \right) \tag{2-1}$$

其中： η_t 为电机的总效率， f 为滚动阻力系数， C_D 为风阻系数， A 为迎风面积。

(2) 根据最大爬坡度确定的最大功率为：

$$P_i = \frac{v_i}{3600\eta_t} \left(mgf \times \cos \alpha_{\max} + mg \times \sin \alpha_{\max} + \frac{C_D A v_i^2}{21.15} \right) \tag{2-2}$$

其中： $\alpha_{\max}$ 为最大爬坡坡度， v_i 为爬坡车速。

分别取滚动阻力系数为 $f=0.016$ ；电机总效率 $\eta_t=0.95$ ；风阻系数 C_D ；迎风面积 $A=1.2mm^2$ ；爬坡车速 $V_i=25km/h$ 。然后代入式 2-1 和 2-2 求得 $P_e=21.12Kw$ ； $P_i=26.69Kw$ 。可以确定电动机额定总功率为 30Kw，单个电动机额定功率为 7.5Kw。

2.2.2 电动轮汽车虚拟装配关系

根据额定功率的大小，可以选定一种永磁直流无刷电机，并得到其参数。根据上述各种悬架方案，制动器选择确定整车各参数的要求。然后可以根据所选定的一种原型车，并对悬架结构进行适当的改造以适应电动轮安装要求。

利用三维工程软件 CATIA 可以快速准确建立三维虚拟样机，并可以直观的对零部件结构进行结构调整和装配关系调整。为了能直观的反应传统独立悬架在与电动轮耦合时的结构装配关系，前后电动轮-悬架耦合模型，如图 2.2 示。

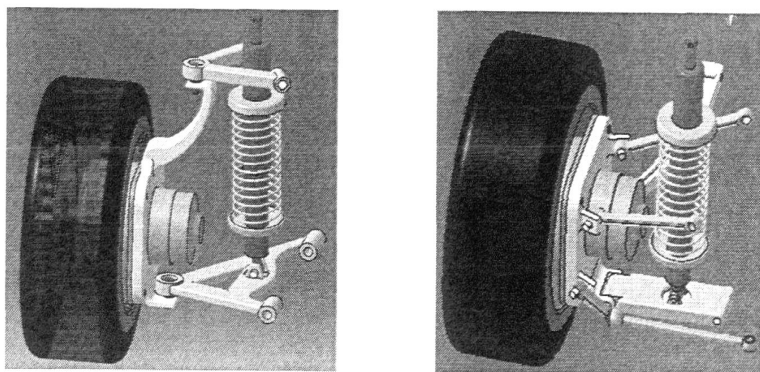


图 2.2 前后电动轮-悬架虚拟装配关系

2.3 电动轮与独立悬架耦合后产生的影响

将轮毂电机引入常规形式的轮辋内，从直观上看出这样会增加非簧载质量，进一步影响了车辆的行驶性能。不论是减速驱动型电机还是直接驱动型电机都避免不了这种问题。若是选择减速型电动轮，增加了减速机构更增大了非簧载质量。选择直接驱动型电机，则要求电机具有启动力矩大且转速和力矩宽的特点，这样不可避免的要增加电机的成本。从减少价格成本的考虑，选择减速驱动型电机。

将电动轮与独立悬架耦合，对二者都有一定的影响。接下来从悬架性能参数，车轮定位参数以及轮胎性质等方面论述。

1) 由于将驱动轮毂电机引入到轮辋内部，增加了非簧载质量，使得整车簧载质量与非簧载质量之比过小，这将直接影响整车平顺性能。

2) 引入轮毂电机后，电机转子随车轮一起旋转，增加了车轮等旋转部件的

转动惯量。依照公式 $J = \sum m_i r_i^2$ ，可以看到相比无轮毂电机的同规格车轮，电动轮的转动惯量增加。这将影响电动轮的启动力矩和制动力矩的大小。

3) 轮边驱动系统质量的提高，加剧车轮与路面间的相互作用，恶化轮胎接地性能。整个轮边系统对路面激励的反应也会相应提高，影响了整车的接地安全性。

4) 轮边驱动系统质量增加，使得整个悬架系统的二阶固有频率与一阶固有频率接近，也就是说使得车轮和车身的固有频率更接近。这样不利于对一阶固有频率进行控制，造成车身部分构件和车轮部分构件的共振。

5) 若是集中电机驱动，在安装集中电机时会采用弹性悬置将电机振动与车身其他振动隔开。但是采用轮边驱动时，由于安装空间的限制，电机的振动会直接作用于车轮，这种振动也会传递到车身，影响整车平顺性。

6) 由于选用的是行星齿轮减速机构，而行星齿轮减速机构在运行时也会产生振动。因为行星齿轮减速机构的结构对称性，这种有行星齿轮产生的振动也成周期性。同样的这种振动也会给整车平顺性造成影响。

7) 为了不增加整车的迎风面积，在安装轮毂电机时会尽量将其置入轮辋内部。为了保证整车功率的要求，就会增加轮胎的宽度。实行宽轮胎也是满足汽车操纵稳定的一个发展要求。轮胎宽度的增加会相应的影响回复力矩的大小，进而影响整车的转向性能。另外轮胎刚度和阻尼值将会影响滚动阻力和轮胎噪声的大小。

8) 轮辋内增加了轮毂电机，其轴向长度将影响悬架主销偏距和主销内倾角等参数的大小。这些参数的变化将对转向阻力和回正力矩造成影响。

本文将对所建立的电动轮参数化模型进行平顺性仿真实验，并依照仿真结果分析主销偏移距、非簧载质量以及轮胎参数对平顺性的影响。

2.4 本章小结

本章主要介绍了在本文中所要建立的电动轮汽车模型主要结构部分。介绍了常用电动轮汽车主要选用的驱动电机及制动结构形式。确定了前双横臂后多连杆的独立悬架作为本文选用的电动轮汽车半主动悬架建模结构形式，为后面模型的建立奠定了基础。

第三章 磁流变半主动悬架模型建立

3.1 磁流变半主动悬架系统

磁流变半主动悬架是通过改变外电流的大小改变磁流变液的粘度、剪切特性等流体材料的特性，进而实现对减振器的连续阻尼调节。与被动悬架相比，半主动悬架可以改变悬架阻尼参数，提高车辆的平顺性能。与主动悬架相比，半主动悬架具有结构简单、成本低、能耗小、可靠性强等优点。而其控制效果与主动悬架基本相当。性能可靠、调节方便的磁流变减振器以及简单有效的控制算法日益受到人们的重视。根据车辆模型可以实时得到半主动控制单元所需的参数，如减振器上下往复运动速度，把这些参数输入到已建立的半主动控制单元，得到期望得到的阻尼力。为了得到期望输出阻尼力，需要对磁流变减振器输入激励电流，激励电流的大小由所建立的磁流变减振器决定。下图 3.1 为磁流变半主动悬架控制模型图。

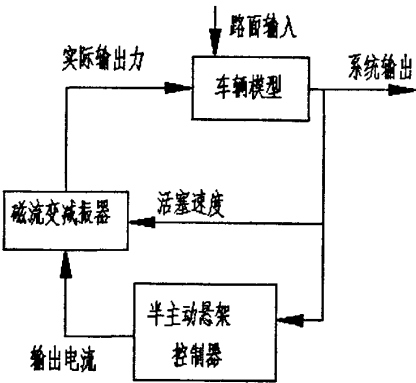


图 3.1 磁流变半主动悬架控制模型图

3.2 磁流变半主动悬架输出阻尼特性及其模型建立

磁流变通过外加电流的改变而改变其自身的性能，常用磁流变液的工作模式有剪切式和阀式两种，如图 3.2 示。由于在汽车悬架上减振器的工作行程以及承受的阻尼力较大，车用磁流变减振器中磁流变液为剪切和阀式两种工作模式

的混合。车用磁流变减振器工作原理如图 3.3 示。

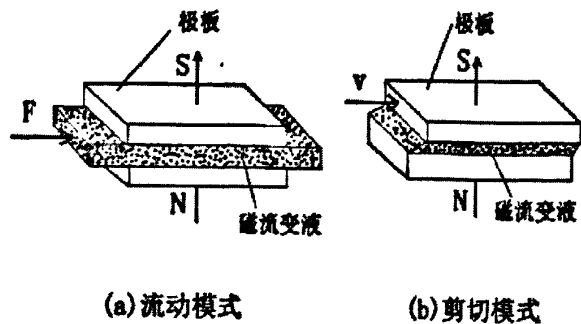


图 3.2 磁流变减振器工作模式

如图 3.2 (a) 示为磁流变液的流动模式，上下两个极板相对静止，其间的磁流变液受到两端压力差的作用在阻尼通道内产生流动，进而推动减振器中活塞的运动。由于推动磁流变液流动的压力差是由外界激励磁场控制，所以减振器中活塞所受阻尼力也由外界激励磁场控制。图 3.2 (b) 为磁流变液的剪切模式，这时的两个极板是相互运动的，由于液体的粘性作用，磁流变液受到剪切作用。调节外加磁场可以控制使其产生不同的剪切屈服应力。显然这时候减振器所产生的阻尼值要受到极板运动速度和外加磁场两个变量的共同控制。

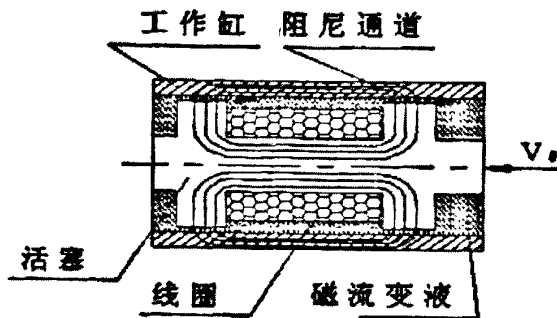


图 3.3 磁流变减振器的工作原理

磁流变减振器的活塞推动减振器推杆在工作缸内作往复运动。线圈用来产生激励磁场来改变磁流变液的特性和活塞左右两端的压力差，进而实现对减振器阻尼力的控制调节。

根据上述描述，磁流变减振器工作时阻尼力是由流动和剪切两种工作模式下阻尼力的叠加，可表示为：

$$F_{MR} = F_1 + F_2 = \left(\frac{3\eta[\pi(D^2 - d^2)]^2}{4\pi Dh^3} + \frac{\pi D\eta l}{h} \right) V + \left(\frac{3l\pi(D^2 - d^2)}{4h} + \pi Dl \right) \tau_y \operatorname{sgn}(V) \quad (3.1)$$

式中： F_{MR} 为磁流变减振器工作时产生的混合阻尼力； F_1 为磁流变液的黏滞阻尼力； F_2 为磁流变液的库伦阻尼力； η 为磁流变液的粘度； τ_y 为磁流变液的剪切屈服应力； D 、 d 为磁流变减振器的工作缸内径以及活塞杆直径； l 为阻尼通道间隙； h 为活塞与缸体的间隙； V 为活塞的运动速度； $\operatorname{sgn}(V)$ 表示活塞往复运动的方向。

在本文所建的电动轮车模型中，选用磁流变减振器作为变阻尼装置，减振器活塞的相对运动速度 V 等于车身垂向速度和车轮垂向速度之差。此值可以根据前面所建模型仿真结果得出。由上式（3.1）可以看出，总的阻尼力等于粘滞阻尼力和库伦阻尼力相加，当减振器结构参数确定以后，黏滞力为定值，库仑力为磁流变液剪切屈服应力的函数。而当磁流变液中的颗粒没有达到磁化饱和时，剪切屈服应力为外加磁场的函数，其表达式为：

$$\tau_y = K \cdot H^\beta = K \left[\frac{IN}{2h} \right]^\beta \quad (3.2)$$

式中： K 、 β 为磁流变液的相关常数； H 为磁流变减振器线圈的外加磁场； N 为线圈匝数； I 为线圈励磁电流。

由式（3.1）、（3.2）可以看出当磁流变减振器结构参数确定以后，磁流变减振器所产生的阻尼力的大小就有外加励磁电流有关。当磁流变减振器被装载在电动轮汽车悬架上之后，若此时不外加励磁电流即当作被动悬架使用时，其自身产生的阻尼力同样要满足悬架跳动的要求。这时减振器产生的阻尼力取决于车身垂向速度和车轮垂向速度的差值。

根据对所建模型的仿真结果，减振器活塞运动速度在 $[-0.3, 0.3]$ 之间。为了避免在特殊工况下控制失控，取减振器运动速度范围差值在 $[-0.5, 0.5]$ 之间。为避免外加电流过大造成磁场饱和，进而使阻尼力不在受电流的控制，外加电流不宜过大，取电流在 $0 \sim 1.65A$ 内变化。选用SG-MRD系列阻尼器，当活塞运动速度为定值时，可以调节电流的大小实现减振器阻尼大小可调。图3.4为活塞速度值为 $0.2m/s$ 时，控制阻尼力随电流变化曲线。可以看到当活塞速度为定值时，减振器阻尼力随激励电流的增大而变大。根据公式（3.1）、（3.2）以及速度、励磁电流的范围可以得到调控阻尼力随活塞速度及电流变化的三维曲线图如图3.5

示。

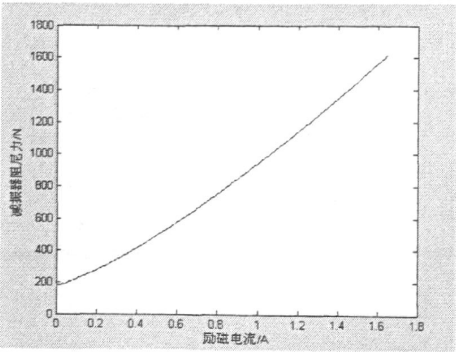


图 3.4 活塞速度为 0.2m/s 时，阻尼力随电流变化曲线

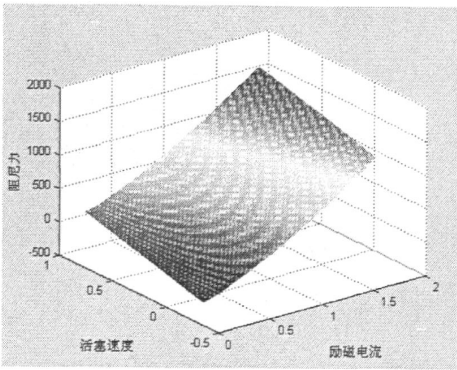


图 3.5 减振器阻尼力随电流和活塞速度的变化三维图

3.3 磁流变减振器时滞效应

磁流变减振器悬架系统从感知所需激励力，到控制单元产生阻尼力需要经过两个部分的响应时间。一是采集信号的传感器采集到信号并发送到控制单元，这部分的时间非常短；二是驱动磁流变减振器自身产生理想阻尼力的时间，这个时间的长短不但与减振器磁流变液的特性有关，还与外加磁场的驱动形式有关。若整个系统的反应时间过长，则会影响到对悬架阻尼力控制性能。时滞对悬架的低频特性影响较大，而人体对低频比较敏感，因此减振器的时滞效应会直接影响到舒适性。

第一部分时滞时间非常短，任何传感器在采集和输出信号时都有一个过程，这是一个不可避免的时间段。主要来分析第二部分时间段产生的时滞现象。由

前面提到的内容得知，磁流变减振器内部磁场以及产生的阻尼力都与外加电磁线圈的电流有关。下图 3.6 为简化的一个电磁电路，忽略线圈内的涡流，分析磁流变减振器内部电磁电路的特性。

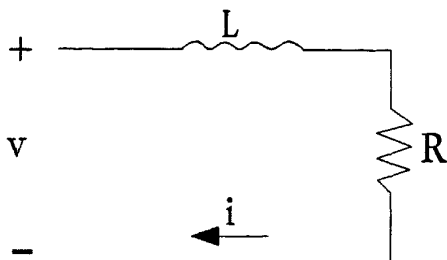


图 3.6 磁流变减振器简化电磁电路图

磁流变减振器的驱动输入电流是随时间变化的，则根据上图得到：

$$L \frac{d}{dt} i(t) + Ri(t) = V(t) \quad (3.3)$$

式中 L 为线圈的电感， R 为线圈的电阻， V 为电压。

假设磁流变减振器采用电压输入，其值为 V_0 ，则上式 (3.3) 的解为：

$$i(t) = \frac{V_0}{R} (1 - e^{-\frac{R}{L}t}) \quad (3.4)$$

由上式可以看到激励电流的响应时间函数，一般情况下的磁流变减振器要达到理想激励电流 95% 的响应时间约在 5ms-10ms 之间，这也是磁流变减振器时滞问题产生原因。若对减振器激励线圈采用电流输入，则驱动电流方程可以表示为：

$$L \frac{d^2 i}{dt^2} + R \frac{di}{dt} + \gamma i = \gamma i_d \quad (3.5)$$

式中 i_d 为理想电流； γ 为比例增益。

采用激励电流驱动的情况下，通过调节比例增益 γ ，电流达到理想电流 i_d 的时间为：

$$t = \frac{2L}{R} \cdot \frac{(\pi - \arctan \beta)}{\beta} \quad (3.6)$$

$$\text{式中 } \beta = \sqrt{(4\gamma L)/R^2 - 1}$$

因此可以看到不论电压或者电流驱动下，都避免不了时滞的发生，在控制系统中添加时滞补偿是必须的。磁流变液在受到电磁激励后，其液态特性将发生变化成链状，但是这部分的时间无法计算。若计算上这部分时间，一般的磁流变减振器的时滞时间在 10ms 左右。

磁流变减振器的时滞效应，影响到其控制效果。因此在控制系统中设计时需添加时滞补偿，消除时滞效应对控制系统的影响。本文所建模型中在阻尼输出端添加时滞补偿，由一延时环节构成。

运用 Matlab/simulink 建立磁流变减振器的数学模型，并封装成子系统。其输入为车身与车轮的相对速度和控制电流，经延时时滞补偿后输出为减振器阻尼力。所建磁流变减振器的模型如下图 3.7 示，输入为激励电流和减振器活塞运动速度，输出为阻尼器的输出阻尼。

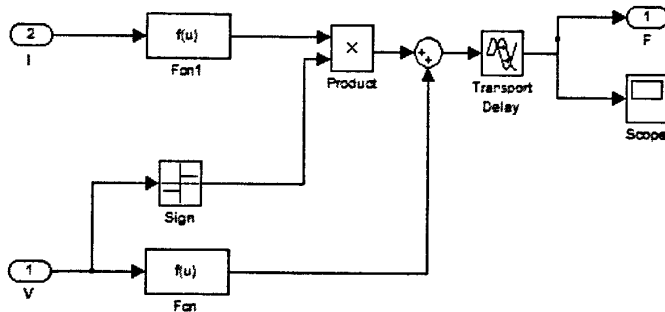


图 3.7 磁流变减振器系统模型

3.4 本章小结

本章主要是在分析磁流变液工作模式的基础上，分析了磁流变减振器模型及其时滞效应。并以 Matlab/simulink 为工具建立了磁流变减振器数学模型，为后来联合控制仿真奠定了基础。

第四章 电动轮汽车整车模型建立及平顺性仿真

4.1 ADAMS/CAR 软件及建模步骤

对电动轮汽车的整车建模及平顺性仿真是借助于 ADAMS 仿真软件完成的。主要用到的模块是 ADAMS/CAR 以及 ADAMS 即插模块 RIDE。ADAMS 是由美国 MDI 公司开发的一款机械系统动力学分析软件。它是世界上使用范围最广泛，也是最具权威性的机械系统动力学分析软件。其建模可靠性和计算精度在目前所应用的动力学软件也处于领先地位。ADAMS 提供了多种供用户选择运用的模块，其基本模块为交互式图形环境 ADAMS/View（图形用户界面），为后续图形参数处理的 ADAMS/Postprocessor 模块，其他核心模块还有 ADAMS/Solver（仿真求解器）、ADAMS/FEA（有限元接口）、ADAMS/Animation（动画演示）、ADAMS/IGS（CAD 模型接口）。在汽车工业中，ADAMS/Car 和 ADAMS/Chassis 的广泛运用缩短了企业产品研发周期，提高了产品竞争力。

ADAMS/Car 模块是运用于汽车行业的专业模块，是由 MDI 公司联合奥迪（Audi）、沃尔沃（VOLVO）、雷诺（Renault）以及宝马（BMW）等汽车公司合作开发的专用于汽车设计，仿真实验的分析软件包。ADAMS/Car 在运算过程中融合了轮胎模块、解算器模块和后处理模块，提高了仿真分析和数据处理的效率。用户只需在原有模型的基础上进行必要的修改，就可以建造包括车身、悬架、发动机、传动系统、转向系统和制动系统等整车参数化模型。对模型进行仿真分析，就得到操纵稳定性、平顺性和安全性能参数。

ADAMS/Car 模块分为标准模块（standard）和模板建模器（Template Builder）两种模式。ADAMS/Car 中的文件类型文件主要有：属性文件、模板、子系统和装配组件，这些文件体系保存在数据库里。在 CAR 模块中建模其大概步骤为：

（1）选择相应的悬架模型。ADAMS/Car 中本身自带了多种悬架模板进行选择 and 修改。不等长双横臂悬架、麦弗逊悬架、扭杆式悬架、非独立板簧式、多连杆式等。转向机构也有多种形式可以选择。

（2）若需要对原有模型进行修改，就要建立一些硬点和方向点。利用硬点和方向点建立部件几何体，然后对该几何体进行约束。模型的几何外形不会影

响到仿真结果，这是因为在建立一般部件时动力学参数就已经确定。也就是说即使不建立几何体，动力学仿真依然可以顺利进行。但是为了在进行模型仿真时的直观性，还是按照实际构造建立简化的几何体。

(3) 设置相应的参数，如悬架弹簧的形式、各个系统部件的尺寸以及悬架主销轴线、前束角、外倾角等。这些可以在标准界面里进行调整和修改。

(4) 一个悬架模板与其他模板或测试台间需要进行数据交换，这就要建立各个需要有数据传递模块间的输入、输出通讯器。这也是检查各个系统之间是否正确连接方法。

(5) 将修改后的模板保存为子系统文件。然后将各个相关的子系统，前悬架子系统、后悬架子系统、转向子系统、轮胎子系统、制动子系统、车身子系统以及测试试验台组装成整车系统。经过上述步骤后，就可以对所建立的模型仿真分析。若用户对结果不满意，可以回到界面对尺寸参数、空间连接、悬架参数等进行修改，然后重复仿真。仿真结束后，利用后处理模块可以得到各种参数的曲线。其文件内部关系如下图 4.1 示。

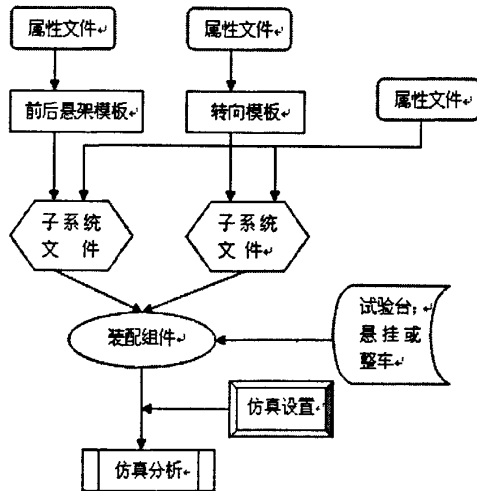


图 4.1 ADAMS/Car 内部文件关系及仿真步骤

4.2 电动轮—半主动悬架仿真模型的建立及运动学分析

在本文所建立的电动轮—前后独立悬架整车模型系统中，出了部分弹性元件如弹簧外，其余构件都理想化为刚体，即构件没有变形。各个运动副的连接

也设定为刚性连接，忽略运动副内摩擦力和内部间隙。在进行平顺性四柱台架仿真实验时，车身随车轮一起上下振动，路面激励直接加载在轮胎上。

4.2.1 电动轮—前双横臂独立悬架模型建立

前轮悬架导向机构选用的为双横臂形式，前双横臂悬架的导向机构的结构形式主要有上下摆臂、转向节以及转向横拉杆组成。下图 4.2 为双横臂悬架导向机构简图。

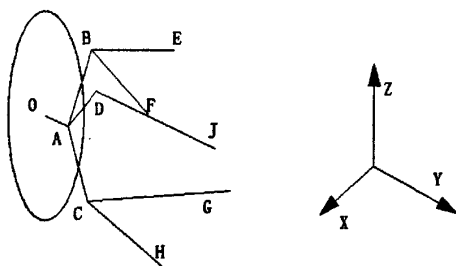


图 4.2 双横臂悬架导向机构简图

前轮双横臂悬架主要由六个主要构件组成，包括车轮、转向节、转向拉杆、上摆臂、下摆臂以及车身或者副车架（图中未显示）。O 为车轮中心，AB、AC 组成主销（转向节），AD、DJ 组成转向部分拉杆，BE、BF 为上摆臂，CG、CH 为下摆臂。前轮双横臂悬架导向机构及转向机构的约束主要有球铰和转动副两种形式。设定车轮与转向节之间固定连接，车身或者副车架固定不动。上摆臂 BE、BF 与主销在 B 点为球铰，相对应的下摆臂 CG、CH 与主销在 C 点同样也为球铰。AD 杆和转向拉杆 DJ 在 D 点为球铰，转向拉杆与其在 J 点用球铰连接。上摆臂 BE、BF 与其在 E、F 点为转动副，同样的下摆臂 CG、CH 与其在 G、H 两点也为转动副。需要注意的是上摆臂的两个转动副在计算自由度时只能计算一个，否则会产生过约束现象，同样的下摆臂也是如此。

整个前悬架系统约束数目为： $1 \times 6 + 3 \times 4 + 2 \times 5 = 28$ ，则整个系统的自由度为 $5 \times 6 - 28 = 2$ ，即车轮的上下跳动和绕主销的转动。

在 ADAMS/Car 中选定双横臂悬架作为基础悬架模板，进入模板设计界面（template builder），然后原型车的数据进行硬点，减振器阻尼，弹簧刚度等修改。建立双横臂悬架时，方向坐标 x 轴向后为正，y 轴向右为正，z 轴向上为正。

电动轮汽车中驱动轮毂电机模型的建立，采用在悬架模型中添加，将其简

化为圆柱体，并与原模型中的转向节固定连接。下表 4.1 为左前悬架在 ADAMS 中的硬点坐标。

表 4.1 电动轮汽车左前悬架硬点坐标

结构点及硬点名称	硬点坐标 (X,Y,Z)
轮心 hpl_wheel_center	0, -900, 315
上控制臂外点 hpl_uca_outer	40, -675, 540
上控制臂前点 hpl_uca_front	-120, -350, 540
上控制臂后点 hpl_uca_rear	150, -390, 555
下控制臂外点 hpl_lca_outer	0, -750, 170
下控制臂前点 hpl_lca_front	-200, -450, 165
下控制臂后点 hpl_lac_rear	200, -450, 170
减振器上点 hpl_top_mount	40, -430, 665
减振器下点 hpl_lwr_strut_mount	0, -580, 165
转向横拉杆外点 hpl_tierod_outer	150, -750, 315
转向横拉杆内点 hpl_tierod_inner	200, -400, 315
副车架前点 hpl_subframe_front	-400, -450, 165
副车架后点 hpl_subframe_rear	400, -450, 165
电机外点 hpl_elem_outer	0, -890, 340
电机内点 hpl_elem_inner	0, -970, 340

对建立的电动轮车前悬架参数化模型，修改悬架减振器阻尼、弹簧刚度及车轮定位参数后将其保存为子系统模型（subsystem）。根据不同的仿真需要，减振器阻尼值设置不同。在初始模型验证时，可选用模板自带或进行简单修改。而在后来的半主动悬架控制仿真时，为了使外控制力代替减振器阻尼力，需要将原减振器阻尼值至零。所建立的前双横臂选件如图 4.3 示。

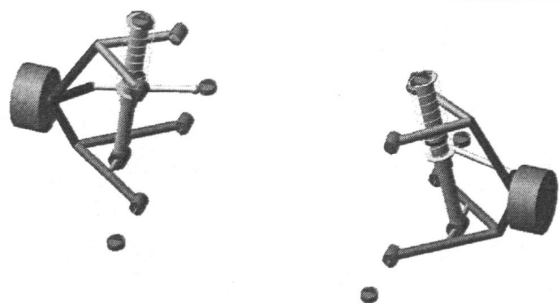


图 4.3 电动轮汽车前双横臂参数化模型

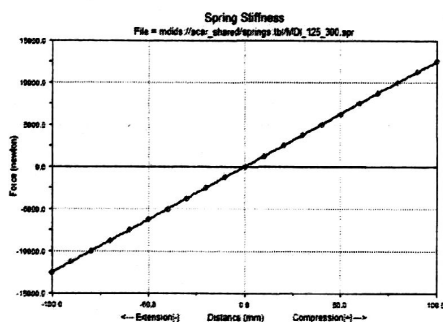


图 4.4 前悬架弹簧刚度特性

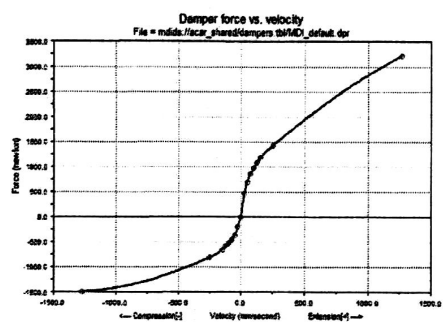


图 4.5 前悬架减振器阻尼特性

在采用半主动悬架控制时，需要磁流变减振器向车身提供减振阻尼力。而磁流变减振器阻尼力不但与自身磁流变液特性有关，还与减振器振动速度相关。为了适应半主动悬架联合控制仿真，需要对悬架模板进行进一步修改。建立两个输入变量 state variable，分别为 fl_force，fr_force 作为前悬两个阻尼器的输入力。两个减振器活塞运动速度的输出变量分别为 fl_piston，fr_piston。再建立运动副力作为控制力，运用取值函数 VARVAL 取两个输入变量中作为控制力。在控制仿真时需注意此时减震器阻尼特性至零，使得阻尼力由外控制力决定。为了在联合仿真的结果中，利用 ADAMS 函数编辑器，新建两个变量 sus_s 和 wheel_1，分别测量前轮的悬架动挠度和车轮动载荷，并定义为输出变量。为了方便在 ADAMS 后处理模块中观测平顺性仿真结果，另外再建立两个 request 变量 sus_s、wheel_1，分别测量左前轮的悬架动挠度和车轮动载荷。

4.2.2 电动轮—后多连杆独立悬架模型建立

电动轮后悬架选择多连杆独立悬架。其导向机构的结构形式主要有上摆臂、

下摆臂、纵臂以及控制臂。下图 4.6 为多连杆导向机构简图。

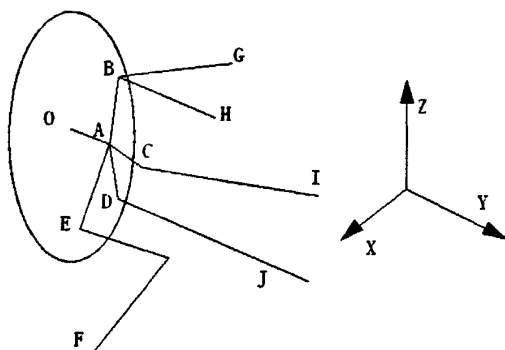


图 4.6 多连杆导向机构简图

后轮多连杆悬架主要有七部份组成，包括车轮、轮毂、上摆臂、控制臂、下摆臂、纵臂和副车架（图中未画出）。O 为车轮中心，连杆 OA、AB、AC、AD、AE 固定连接于 A 点组成车轮托架。BG、BH 组成上摆臂，CI 为下摆臂，DJ 为控制臂，EF 为纵臂。这里同样设定车轮托架与车轮固定连接，副车架固定不动。后轮多连杆悬架导向机构的约束同样主要有球铰、转动副和万向节三种形式。上摆臂 BG、BH 与连杆 AB 在 B 点为球铰，同样的在 C、D、E 点都为球铰连接。上摆臂与副车架在 G、H 两点组成一个转动副。而在 I、J、F 点采用万向节连接。

整个后多连杆悬架系统约束数目为 $4 \times 3 + 1 \times 5 + 3 \times 4 + 1 \times 6 = 35$ ，自由度数目为 $6 \times 6 - 35 = 1$ ，即是车轮的上下跳动。

同样的在后悬架的模板中，加入电机简化模型块，同时设定电机质量参数。下表 4.2 为所建立的多连杆后悬架硬点坐标值。

表 4.2 电动轮汽车左后悬架硬点坐标

结构点及硬点名称	硬点坐标 (X,Y,Z)
轮心 hpl_wheel_center	3000, -754, 315
上摆臂外点 hpl_ula_outer	3100, -726, 415
上摆臂前点 hpl_ula_front	2940, -463, 493
上摆臂后点 hpl_ula_rear	3140, -501, 476
下摆臂外点 hpl_ll_out	2960, -688, 238

下摆臂内点 hpl_ll_inner	2960, -270, 195
控制臂外点 hpl_tr_outer	3100, -724, 279
控制臂内点 hpl_tr_inner	3200, -275, 229
纵臂内点 hpl_tl_aft	3000, -716, 166
纵臂前点 hpl_tl_forward	2400, -476, 255
减振器上点 hpl_dmpr_upper	2860, -520, 576
减振器下点 hpl_dmpr_lower	2850, -554, 181
弹簧上点 hpl_sprg_upper	2850, -531, 406
弹簧下点 hpl_sprg_lower	2850, -554, 179
副车架前点 hpl_sbf_front	2730, -450, 332
副车架后点 hpl_sbf_rear	3240, -520, 432
电机外点 hpl_elem_inner	3000, -890, 340
电机内点 hpl_elem_outer	3000, -970, 340

同样的在 Standard Interface 界面中建立的电动轮车后多连杆悬架参数化模型系统，如图 4.7 示：

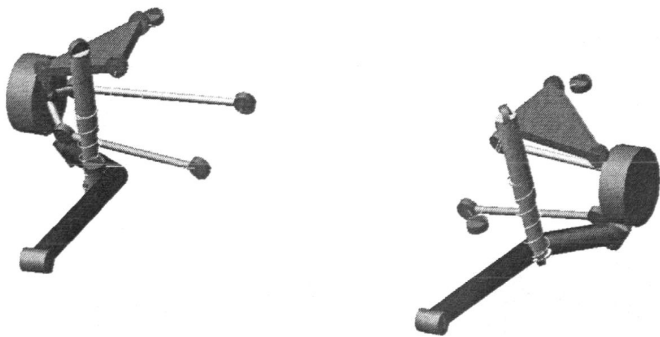


图 4.7 电动轮汽车后多连杆参数化模型

后半主动悬架在控制仿真时，同样需要建立减振器阻尼力输入变量，分别为 rl_force, rr_force，活塞运动速度输出变量 rl_piston, rr_piston。

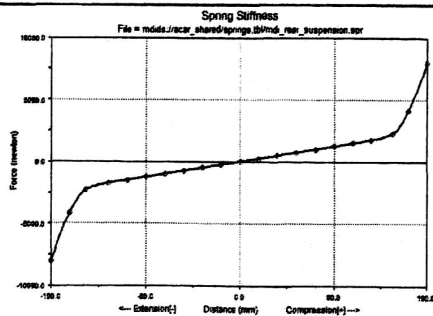


图 4.8 后悬架弹簧刚度特性

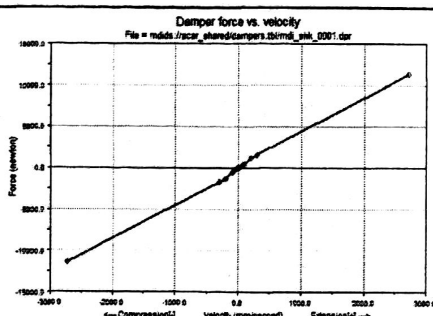


图 4.9 后悬架减振器阻尼特性

4.2.3 其他系统模型的建立

本文所建立的整车模型选用的为齿轮齿条式转向器。转向系统模型如图 4.10 所示。主要由转向盘、转向轴、转向柱、转向齿条、齿轮和转向横拉杆组成。这里仍然采用车身固定，转向盘与车身为转动铰接，而第一段转向轴与转向盘固定连接，与车身采用圆柱铰接。第一段转向轴与第二根转向轴之间、第二根转向轴与第三段转向轴之间都采用万向铰接。第三根转向轴的末端与转向横拉杆采用齿轮齿条连接，转向横拉杆相对于车身为移动副，而转向横拉杆的两端分别为球铰与前悬架系统连接。



图 4.10 转向系统模型

轮胎模型是车辆仿真模型中最为重要部分之一。轮胎模型以其复杂性和特殊性，是否与实际物理模型仿真要求相符合，直接影响着整个系统的动力学仿真精度。ADAMS 中提供了多种轮胎模型，按照不同的仿真用途，大概可以将其分为三类。第一类是用于操纵性分析轮胎模型，包括 MF-tyre 轮胎模型、

Pacejka'89、Pacejka'94、PAC2002、Fiala 和 UA 轮胎模型等。操纵稳定性分析轮胎模型是使用点追踪方式计算轮胎垂直力，与其相对应的路面是 2D 路面或由节点组成的 3D 路面（等效容积路面）。第二类是 3D 接触分析轮胎模型，包括 FTire（Flexible ring Tire）柔性环轮胎模型和 SWIFT 轮胎模型。这种类型的轮胎模型可以使用 2D 或 3D 全部路面模型。第三类是用于摩托车的 MF-MC 轮胎模型。

在本文中要涉及整车的平顺性研究，考虑到与路面适应性以及便于测量轮胎本身的振动，我们选择 PAC2002 轮胎模型。PAC2002 轮胎模型主要应用在车辆平顺性分析、悬架时域和频域的振动分析、车辆控制系统的研发、轮胎的非线性包容性分析等。打开 pac2002_235_60R16.tir 轮胎属性文件，对断面宽度、扁平率、径向刚度以及径向阻尼等参数进行修改，并另保存为本文所用的轮胎属性文件。修改后的轮胎参数如表 4.3 示。轮胎模型如如图 4.11 示。

表 4.3 轮胎特性参数

UNLOADED-RADIUS 轮胎自由半径	340mm
WIDTH 轮胎断面宽度	240mm
ASPECT-RATIO 扁平率	55%
VERTICAL-STIFFNESS 径向刚度	196000N/m
VERTICAL-DAMPING 径向阻尼	50Ns/m

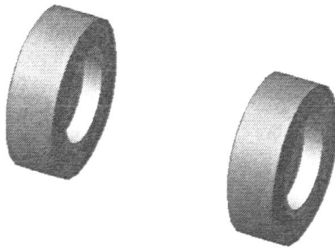


图 4.11 轮胎模型

车身模型起到连接前后悬架，转向系的重要作用，只有建立起车身模型并正确定义它与其他系统的通讯关系，才能保证整车仿真的顺利。建立车身过程中，将车身简化为一个质心，质量集中在一点，同时设定质量参数。

整车选用的盘式制动器模型直接采用 ADAMS 中自带盘式制动器模板。

至此建立了包括前双横臂悬架、后多连杆悬架、转向系统、轮胎模型、制动系统以及车身模型。将以上各个系统组装成整车模型，组装后的整车模型如

图 4.12 示。

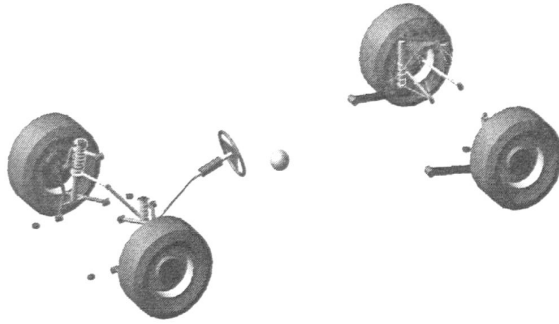


图 4.12 整车模型

4.2.3 电动轮—前后独立悬架整车模型验证及运动学分析

建立完成整车模型后，可以对其进行随机不平路面激励、正弦波激励和凸块激励等三种常用平顺性实验。仿真过程中，若出现报错造成仿真终止，可以根据提示信息进行修改。ADAMS/Car 中自带了用于平顺性仿真的整车模型，可以用自带模型和所建模型进行同样激励的平顺性仿真，在后处理模块里比较仿真结果。若发现结果在一个数量级里，就可判定所建模型基本正确，可以进行接下来的平顺性仿真。若结果差别过大，分析其原因，可以对硬点坐标进行优化重置，对弹簧及减振器参数重置，直至结果满意。另外 ADAMS/Car 中用于平顺性仿真的自带整车模型，采用的是非 PAC2002 模型，需要将其改为本文采用的 PAC2002 型轮胎，再进行比较仿真。因为轮胎的参数对仿真结果影响较大。若轮胎模型不同则结果不具有可比较性。分别对所建模型和 ADAMS 中自带模型进行相同设置的 ADAMS/Car Ride 正弦波扫描激励，比较其结果。

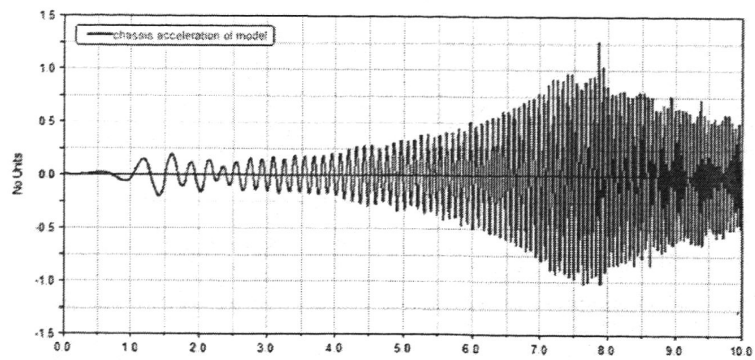


图 4.13 所建模型车身垂向加速度曲线

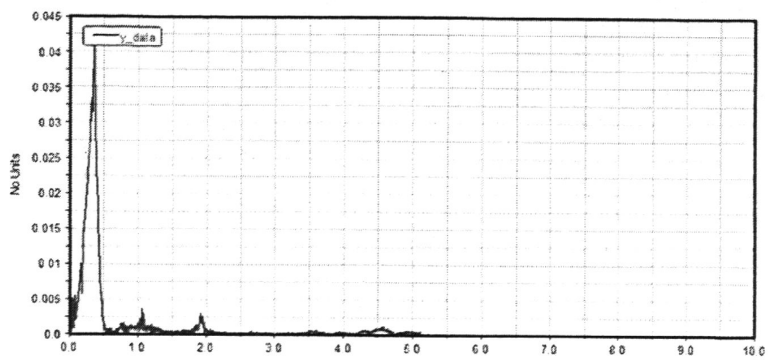


图 4.14 所建模型车身垂向加速度的频幅特性曲线

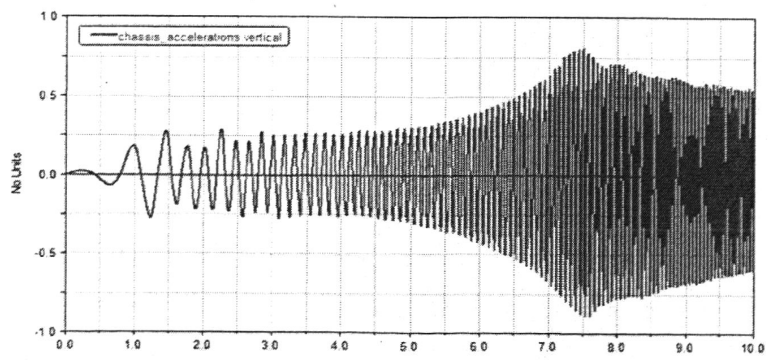


图 4.15 自带模型车身垂向加速度曲线

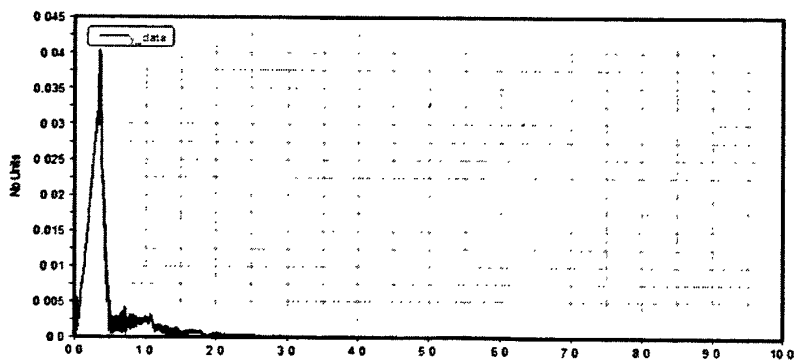


图 4.16 自带模型车身垂向加速度的频幅特性曲线

由以上图 4.13-4.16 对比，本文所建模型与 ADAMS 中自带模型在车身垂向加速度及其幅频特性曲线上相差不大，范围都在一个数量级内，可以认定所建模型基本符合要求。

4.3 电动轮—独立悬架整车平顺性仿真分析

4.3.1 平顺性评价指标的确立

评价整车的平顺性能涉及到人的主观感受，因此也就决定了它的复杂性。其评价方法可分为主观评价和客观评价，但是主观评价针对不同的评价者，会给出不同的结果，得不到统一的结果。所以对车辆舒适性的评价方法研究一直为客观评价这一方面，也就是得到一个评价准则。

根据 ISO2631-1:1997 (E) 中标准规定，评价平顺性的基本评价方法为各个轴向的加权加速度均方根值来评价人体舒适性。但是总的各个方向的加权加速度均方根值计算繁琐而不便于仿真分析。在整个平顺性研究的过程中，车辆振动中与人体接触的垂向振动对人体舒适性影响最大。也就是说车身振动加速度均方根值直接反应了汽车行驶平顺性，因此我们选择车身振动加速度作为本文评价车辆行驶平顺性的主要指标。

另外悬架动挠度或者悬架动行程以及轮胎动载荷也是评价汽车行驶平顺性不可忽略的重要指标。一般用悬架非簧载质量和簧载质量之间的相对位移来表示悬架动挠度。车身振动加速度不能作为单一评价指标，也不符合实际。若要作用在悬架上的力恒等于簧上质量惯性力，则车身加速度等于零，但是这种情

况下就要求悬架的有足够大的运动空间。而事实是若悬架动挠度过大，在车轮上下跳动过程中就会超出限位行程而撞击限位块，严重时产生悬架击穿，使得整车平顺性变坏。另外悬架动挠度增大后，相对地要增加车身侧倾。因此在考虑车身振动加速度时，需要考虑悬架工作空间的约束。

轮胎动载荷，直观上反映车轮和路面的附着状况。当车轮动位移过大时，车轮会调离路面进而纵向和侧向失去附着力，从操纵稳定性及行驶安全性的角度考虑，这是一种危险工况。理想状况下，车轮应该始终与地面接触，在地面运动，即要求车轮动位移为零。

本文将采用车身垂向加速度的均方根值、悬架动挠度以及能反映车辆行驶安全性能的车轮动载荷间接评价车辆的平顺性能。

4.3.2 路面模型的建立

路面模型作为整车模型的激励输入，对整个动力学仿真有着至关重要的作用。对路面的描述可以分为随机路面输入和脉冲输入。随机路面输入相当于沿道路方向上的随机连续激励，如常用的水泥路面、沥青路面等。这种路面形式采用统计特性来描述，一般用空间功率谱密度和相应的时域形式（速度功率谱密度和加速度功率谱密度）表示。平顺性仿真所用到的脉冲激励输入则相当于平坦路面上的凸起或者凹坑。对这种路面形式一般采用阶跃、矩形脉冲或者三角形波来描述。本文路面激励只选用随机路面输入。

根据 GB7031《车辆振动输入—路面不平度表示法》的规定，路面功率谱密度 $G_q(n)$ 常用来表达路面的不平度，其拟合表达式为：

$$G_q(n) = G(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-W} \quad (4.1)$$

其中：

n 为空间频率，表示沿道路方向上每米中有多少个波长，为波长的倒数；

n_0 为参考空间频率，为一个常数， $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$ ；

$G_q(n_0)$ 又可表示为路面不平度系数，其意义是参考空间频率 n_0 下的路面功率谱密度，单位 $\text{m}^2 / \text{m}^{-1} = \text{m}^3$ ；

W 为频率指数，一般取 $W = 2$ ，是决定路面功率谱密度频率结构的重要参数。

在不同路面等级下的路面不平度系数 $G_q(n_0)$ 是不同的。依照 GB7031 中规定，下表 4.4 为八种不同路面等级下的路面不平度系数 $G_q(n_0)$ 的取值范围和几何平均值。

表 4.4 路面不平度系数

路面等级	路面不平度系数 $G_q(n_0)$ ($10^{-6} m^3$) $n_0 = 0.1 m^{-1}$		
	下限	几何平均值	上限
A	8	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8192	16384	32768
G	32768	65536	131072
H	131072	262144	524288

整个汽车振动系统除了受路面不平度输入性参数影响外，还有车速的影响。由时间频率和空间频率的关系：

$$f = u * n \tag{4.2}$$

式中： n 为空间频率，单位 m^{-1} ； f 为时间频率，单位 Hz ；
 u 为车速，单位 m/s 。

将空间功率谱密度转化为时间功率谱密度，其表达式为：

$$G_q(f) = \frac{1}{u} G_q(n) = \frac{1}{u} G(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} = n_0^2 G_q(n_0) \frac{u}{f^2} \tag{4.3}$$

式中： $G_q(f)$ 为路面时间位移功率谱密度，单位 $m^2 \cdot s$ 。

由以上几个表达式可以得到时间频率的垂直速度功率谱和加速度功率谱。

$$G_{\dot{q}}(f) = (2\pi f)^2 G_q(f) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 u \tag{4.4}$$

$$G_{\ddot{q}}(f) = (2\pi f)^4 G_q(f) = 16\pi^4 G_q(n_0) n_0^2 u f^2 \tag{4.5}$$

随机路面的生成有几种方法，可以采用 MATLAB 中的高斯白噪声通过积分器或者滤波器产生。而在 ADAMS/Car Ride 中可以通过直接输入车速、空间功率谱密度、速度功率谱密度、加速度功率谱密度等参数直接生成。同样的脉冲路面输入也可以通过关键点的值来生成。表 4.5 为常用路面类型与功率谱密度的对照值。图 4.17 为通过 ADAMS/Car Ride 生成的沥青随机路面。

表 4.5 常用路面的功率谱密度参考值

路面类型	IRI 路面粗糙度	空间功率谱密度	速度功率谱密度	加速度功率谱密度
光滑沥青路面	1184	0	6	0
沥青路面	2367	0	12	0.17
粗糙沥青路面	3551	0.003	20	0.20
光滑水泥路面	1263	0	1	0
水泥路面	2541	0.1	20	0.25
粗糙水泥路面	3804	0.1	35	0.3

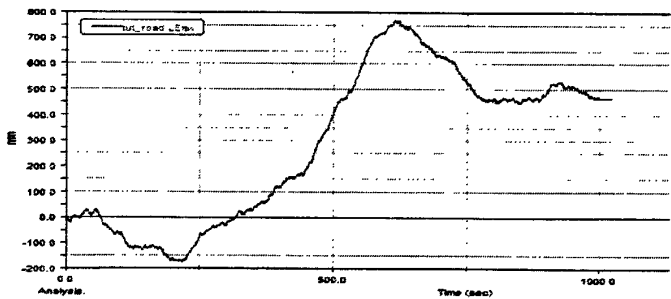


图 4.17 ADAMS/Car Ride 生成的粗糙沥青随机路面

4.3.3 整车平顺性仿真

整车平顺性仿真本文采用的是 ADAMS/Car 中的插装模块 ADAMS/Car Ride。它是 MDI 与世界主要汽车制造商联合开发的用于汽车平顺性测试仿真实验的虚拟环境。将平顺性仿真实验由时域扩展到频域。ADAMS/Car Ride 用虚拟的四柱试验台对整车进行平顺性仿真实验，仿真完成后在后处理模块中可以进行多种时域和频域分析。将由 ADAMS/Car 中装配的整车模型，在 Ride 中仿真，这里的整车模型至少有前后悬架、转向模型、前后轮胎、车身模型等六大子系

统装配而成。另外还要有 ARIDE_FOUR_POST_TESTRIG 实验台。下图为所建模型在随机路面激励下的平顺性仿真图。

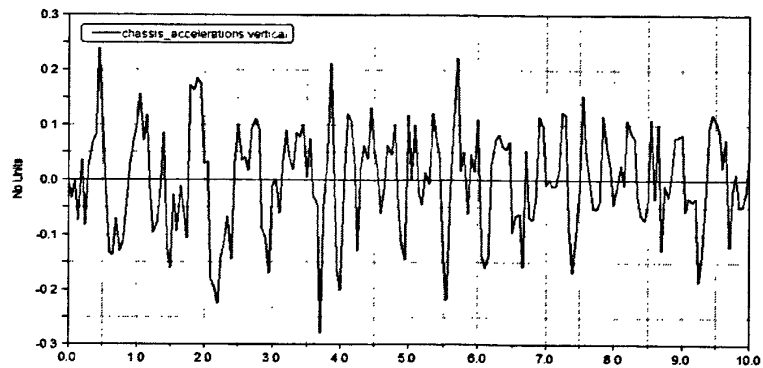


图 4.18 随机路面激励下的车身加速度曲线

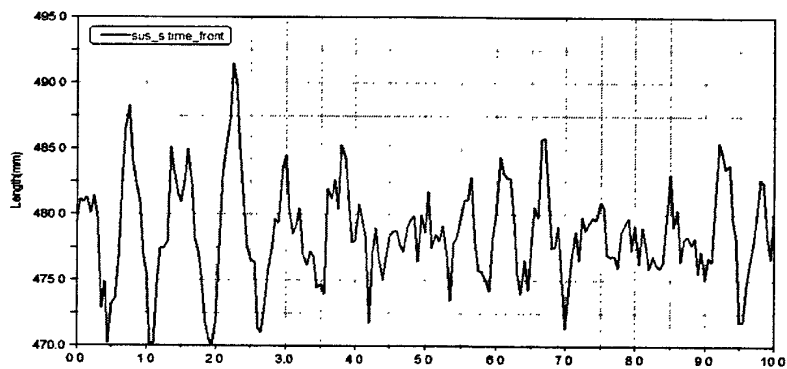


图 4.19 随机路面激励下的悬架动挠度曲线

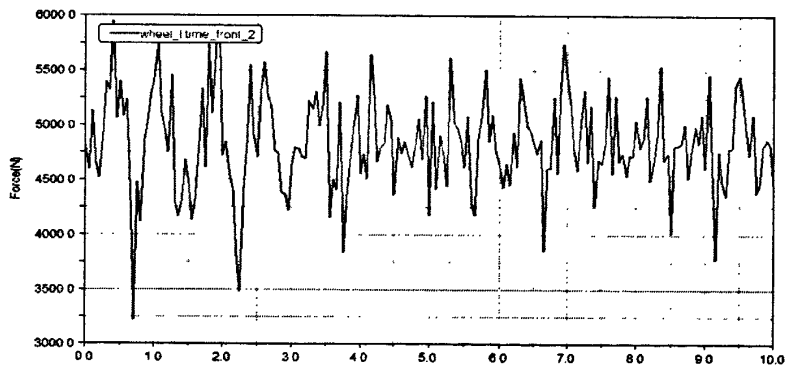


图 4.20 随机路面激励下的车轮动载荷曲线

4.4 本章小结

在 ADAMS/CAR 的环境下，建立起电动轮汽车各个构成部分的模型。特别是关于前后悬架模型构建与修改，是建立电动轮车半主动悬架模型的关键。另外建立了平顺性仿真的评价指标，确定以车身加速度为首要评价目标。在接下来的联合仿真模型建立中都已车身加速度为主要控制目标。最后对所建立的整车模型在 ADAMS/RIDE 模块下进行随机路面激励输入下的平顺性仿真实验，给后来联合仿真建模奠定基础。

第五章 电动轮汽车悬架参数对平顺性影响

电动轮汽车的驱动形式正朝着轮边集成化的方向发展。作为轮边驱动系统在和传统悬架形式相连接时，为了集成化的需要，势必对一些悬架参数做一些调整，而这些参数的变化会对整车平顺性造成一定的影响。悬架系统中，弹簧刚度以及减振器阻尼系数对悬架振动、整车平顺性有着直接的影响。另外车速和路面激励状况这些输入性参数的影响也是不能忽略的。而在电动汽车轮边集成化驱动系统中，由于驱动电机的引入，将会在车轮轴向方向上对一些车轮定位参数，特别是主销参数造成影响。依照本文所建立的前双横臂悬架模型，在ADAMS/CAR RIDE 环境进行仿真，设置仿真时间为 10s，车速为 100Km/h。分析主销偏移距、轮胎参数以及非簧载质量对车辆平顺性以及垂向振动的影响。

5.1 主销偏移距初始值的变化对平顺性的影响

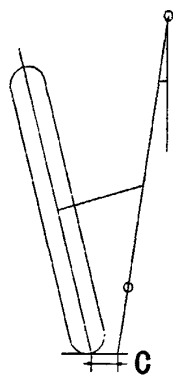


图 5.1 主销内倾角和主销偏移距

主销偏移距的定义是由主销内倾角引出的。前轮主销内倾角定义为车辆前轮横向垂直平直内，主销轴线和垂线之间的夹角，如上图用 β 表示。主销偏移距的定义为主销延长线与地平面的交点到车轮中心平面与地面交线的距离，如图中 c 表示。主销偏移距与主销内倾角的作用是保证车辆在低速时的回正力矩和转向轻便。而车辆行驶过程中，主销偏移距是随着车轮的振动不断变化的。主销偏移距偏大，会对车轮的驱动力以及制动力造成影响，容易造成跑偏等不合理问题。

在本文所建立的电动轮汽车所采用的前悬架模型为双横臂形式。双横臂悬架中主销偏移距的大小取决于上下横臂外连接点的坐标。轮边驱动系统中，引入驱动电机后，在电机驱动轴向上主销偏移距有增大趋势。为了探讨主销偏移距的变化对车身上下振动的影响，在所建模型中修改上下横臂外连接点坐标，反复仿真后将车身垂向振动加速度曲线，悬架动挠度曲线以及车轮动载荷曲线分别显示在图 5.1、5.2 和 5.3 中。

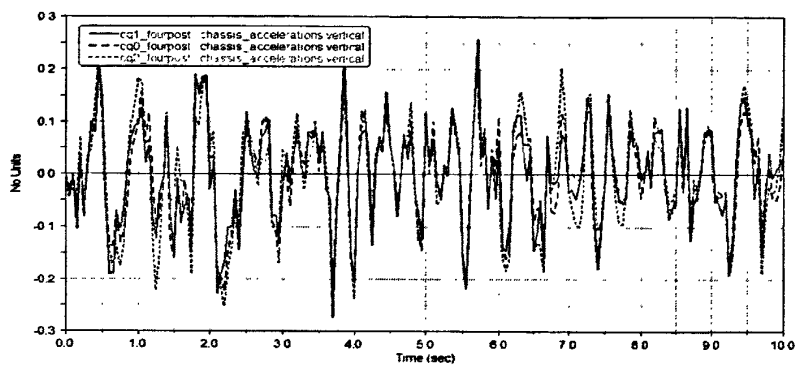


图 5.1 主销偏移距变化下的车身垂向加速度曲线

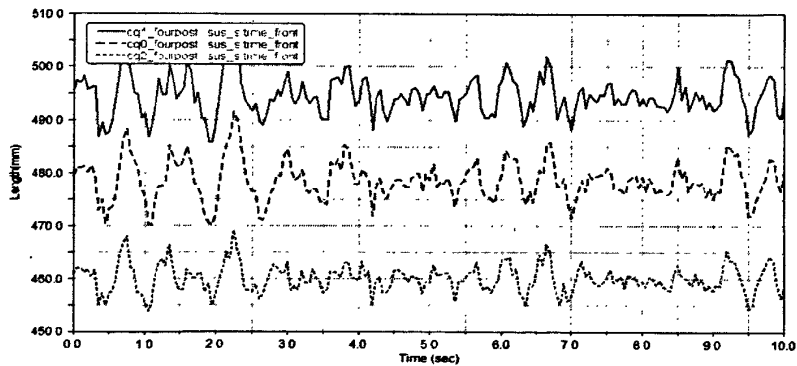


图 5.2 主销偏移距变化下的悬架动挠度曲线

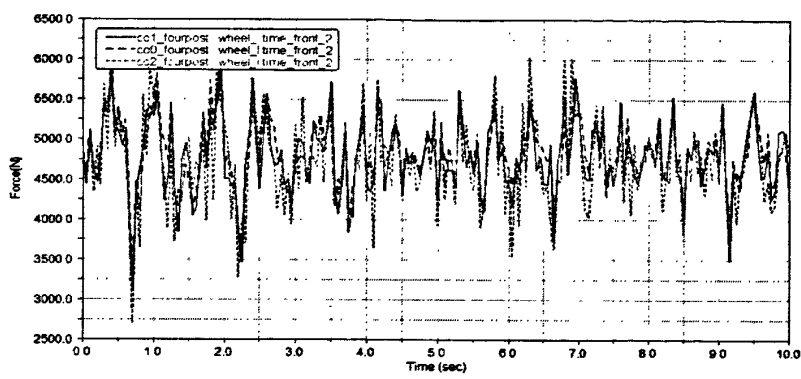


图 5.3 主销偏移距变化下的车轮动载荷曲线

表 5.1 主销偏移距的变化对评价指标的影响

	主销偏移距 的变化	最小值 (min)	最大值 (max)	均方根值 (RMS)	RMS 变化率
车身垂 向加速 度	减小 50mm	-0.266	0.2568	0.0948	-0.21%
	原模型	-0.2788	0.2382	0.095	--
	增大 50mm	-0.2536	0.2292	0.1030	8.42%
悬架动 挠度	减小 50mm	485.781	506.576	494.518	3.32%
	原模型	470.045	491.461	478.643	--
	增大 50mm	453.928	469.057	460.126	-3.87%
车轮动 载荷	减小 50mm	3118.182	5902.607	4813.708	-0.84%
	原模型	3216.576	5951.199	4854.436	--
	增大 50mm	2706.892	6215.036	4755.763	-2.03%

如图 5.1--5.3 所示，在图标中从上之下依次为将原模型主销偏移距减小 50mm 仿真曲线、原模型仿真曲线以及将原模型主销偏移距增大 50mm 仿真曲线。对于作为平顺性主要评价指标的车身垂向加速度来说，主销偏移距初始值的变化对其影响同样是明显的。在图 5.1 的后半部分，随着主销偏移距的增大，车身垂向振动加速度的绝对值不断增大，说明车身振动幅值增大，振动也更加剧烈。这一点可以表 5.1 中看到，当主销偏移距增大 50mm 后，车身垂向加速度增大了 8.42%。

由图 5.2 得到，主销偏移距的变化对悬架动挠度的影响较大，并且随着主销偏移距的增大，悬架动挠度由不断减小的趋势。在表 5.1 中，主销偏移距增大 50mm，车轮动载荷的最小减小，最大值增大，均方根值减小 2.03%。这说明车

轮动载荷振动在主销偏移距增大过程中，振动变得不平稳。

由以上仿真结果及其分析可知，主销偏移距对车辆平顺性的影响是明显的。在设计轮毂式电动轮汽车悬架结构参数时，为满足较好的平顺性能，需要对主销偏移距反复验证试验。

5.2 轮胎刚度和阻尼的变化对平顺性的影响

轮胎刚度和阻尼在整车振动系统中有着关键的作用。轮边驱动系统将驱动电机安置在轮辋内部，为了减小风阻，应尽量将电机完全安置其中。出于这种考虑，需要对轮胎、轮辋宽度进行调整，进而轮胎的刚度和阻尼系数将发生变化。而实际运用中的轮胎系统是非常复杂的，轮胎宽度的变化对其刚度和阻尼的影响很难定量的分析表达。将本文所建立模型的轮胎刚度和阻尼分别增加或减小 20%，观察轮胎刚度和阻尼的变化对车身垂向振动加速度、悬架动挠度以及车轮动载荷的影响。如图 5.4--5.9 示。

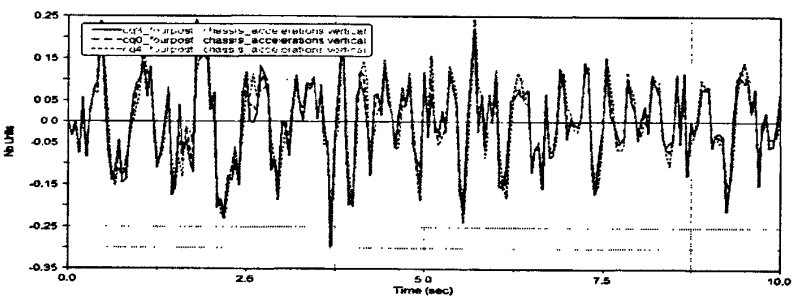


图 5.4 轮胎刚度变化下的车身垂向加速度曲线

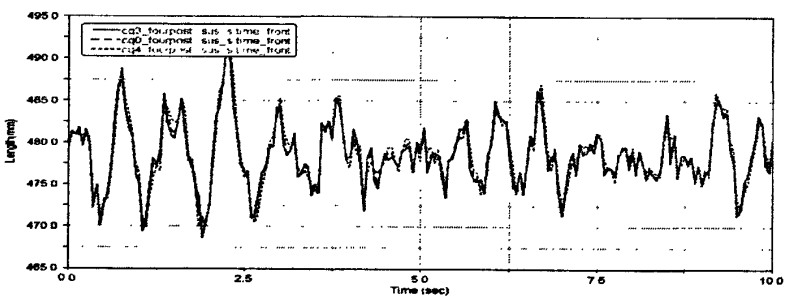


图 5.5 轮胎刚度变化下的悬架动挠度曲线

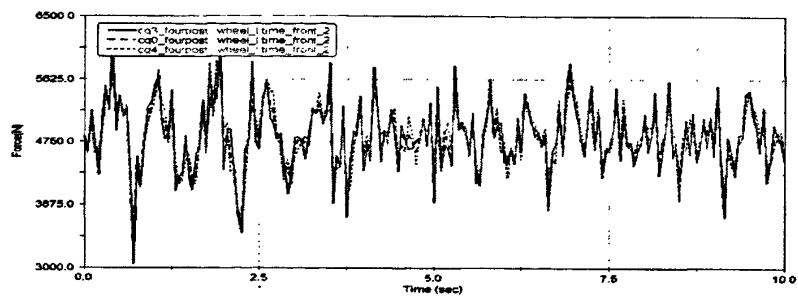


图 5.6 轮胎刚度变化下的车轮动载荷曲线

表 5.2 轮胎刚度的变化对评价指标的影响

	轮胎刚度的变化	最小值 (min)	最大值 (max)	均方根值 (RMS)	RMS 变化率
车身垂 向加速 度	增大 20%	-0.296	0.2413	0.0967	1.79%
	原模型	-0.2788	0.2382	0.095	--
	减少 20%	-0.2482	0.2441	0.0971	2.21%
悬架动 挠度	增大 20%	468.5886	491.978	478.573	-0.015%
	原模型	470.045	491.461	478.643	--
	减少 20%	469.7952	491.416	478.722	0.017%
车轮动 载荷	增大 20%	3047.438	6238.985	4858.116	0.076%
	原模型	3216.576	5951.199	4854.436	--
	减少 20%	3442.054	5874.760	4854.287	-0.003%

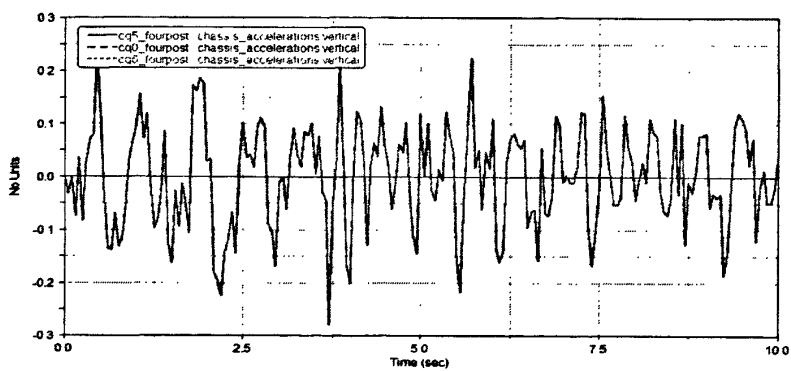


图 5.7 轮胎阻尼变化下的车身垂向加速度曲线

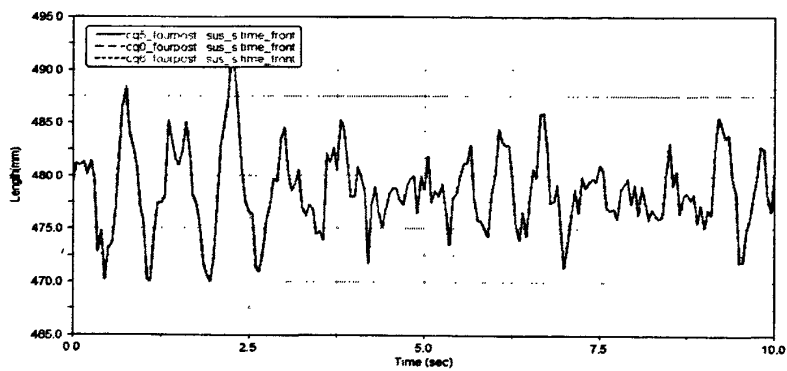


图 5.8 轮胎阻尼变化下的悬架动挠度曲线

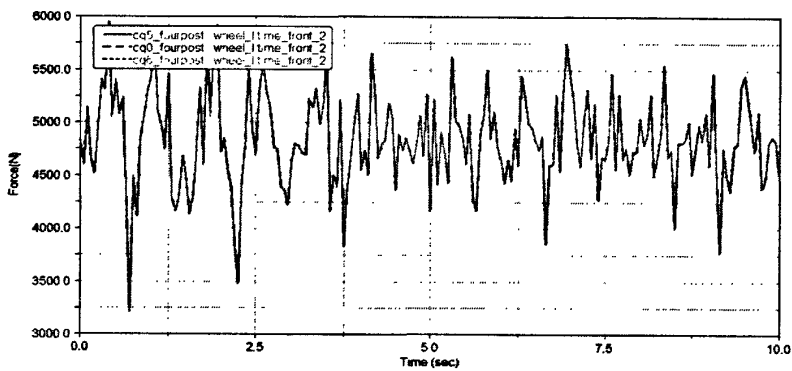


图 5.9 轮胎阻尼变化下的车轮动载荷曲线

表 5.3 轮胎阻尼的变化对评价指标的影响

	轮胎阻尼 的变化	最小值 (min)	最大值 (max)	均方根值 (RMS)	RMS 变化率
车身垂 向加速 度	增大 20%	-0.2785	0.2387	0.0947	-0.32%
	原模型	-0.2788	0.2382	0.095	--
	减少 20%	-0.2795	0.2396	0.0957	0.74%
悬架动 挠度	增大 20%	470.079	491.439	478.6429	0.00004%
	原模型	470.045	491.461	478.6427	--
	减少 20%	469.916	491.540	478.6302	-0.0026%
车轮动 载荷	增大 20%	3229.286	5948.602	4854.303	-0.0027%
	原模型	3216.576	5951.199	4854.436	--
	减少 20%	3206.357	5951.560	4856.290	-0.038%

由表 5.2 示,当轮胎刚度增大 20%时,车身垂向加速度均方根值增大 1.79%,而当轮胎刚度减小 20%时,其均方根值同样增大 2.21%。轮胎刚度值的变化并没有在衰减车身垂向振动方面起到效果。同样在表 5.2 中,随着轮胎刚度的减少,车轮动载荷的最大值不断减小,这说明车轮动载荷的变化趋于平稳,这一点可以从图 5.6 中看出。轮毂式电动汽车的轮边驱动系统中装配有驱动电机、制动器等集成化部件,车轮动载荷的平稳利于延长零部件的使用寿命。经观察图 5.7-5.9 以及表 5.3,轮胎阻尼的变化对平顺性的评价指标没有太大的影响。

5.3 非簧载质量的增加对平顺性的影响

非簧载质量可以简单的描述为整车上不受悬架弹簧支撑的重量。这部分包括车轮、制动器、悬架杆系、转向节等。而在电动轮汽车上,轮毂电机直接驱动轮胎,将电机安装在轮辋内。因此驱动电机的质量会被算作非簧载质量,而且相对于传统汽车,驱动电机的引入对非簧载质量的增加时非常明显的。非簧载质量是整车振动系统中的主要组成部分,影响着车身所受冲击载荷的大小,也是影响整车行驶平顺性的重要因素。

由于非簧载质量包含的部件很多,这也对测量其大小带来很大不便。本文所建的悬架模型中,引入的驱动电机简化部分,修改其质量大小并仿真,观察非簧载质量的变化对车身垂向加速度、悬架动挠度以及悬架动挠度的影响。如图 5.10—5.12 示。

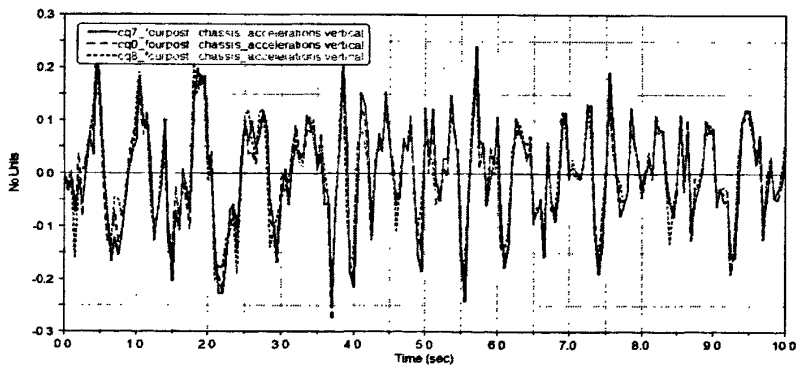


图 5.10 非簧载质量变化下的车身垂向加速度曲线

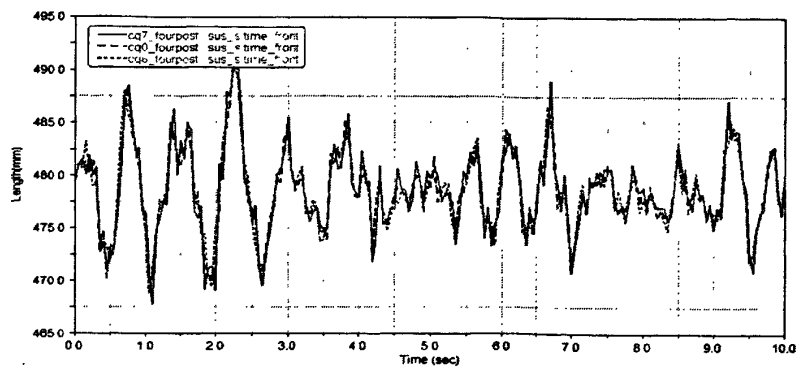


图 5.11 非簧载质量变化下的悬架动挠度曲线

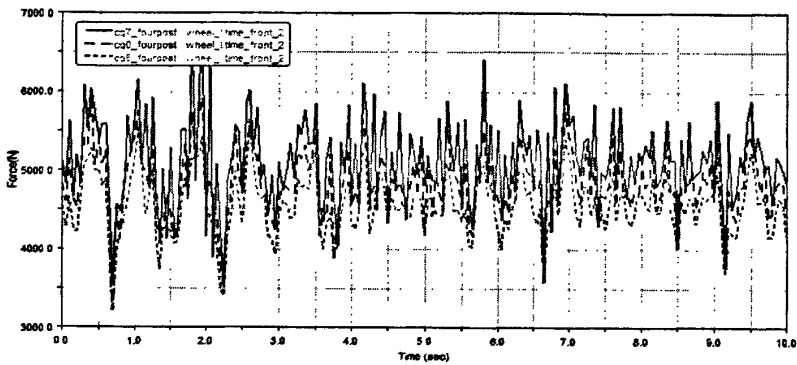


图 5.12 非簧载质量变化下的车轮动载荷曲线

表 5.4 非簧载质量的变化对评价指标的影响

	非簧载质量的变化	最小值 (min)	最大值 (max)	均方根值 (RMS)	RMS 变化率
车身垂 向加速 度	增大 20%	-0.2544	0.2427	0.0981	3.26%
	原模型	-0.2788	0.2382	0.095	--
	减少 20%	-0.2483	0.2105	0.09	-5.26%
悬架动 挠度	增大 20%	467.764	491.426	478.669	0.0054%
	原模型	470.045	491.461	478.643	--
	减少 20%	468.795	490.291	478.671	0.0058%
车轮动 载荷	增大 20%	3544.163	6723.628	5160.282	6.3%
	原模型	3216.576	5951.199	4854.436	--
	减少 20%	3261.085	5646.820	4569.658	-5.87%

由表 5.4 可以看到,非簧载质量的变化对车身垂向加速度和车轮动载荷的影响都是明显的,并且都随着非簧载质量增加而增加。从图 5.10 以及图 5.12 能够直观的看出。非簧载质量的增加使得车辆行驶平顺性有恶化的趋势。电动轮汽车的轮毂驱动电机安装的轮辋内部,这将不可避免的增加非簧载质量,进而影响车辆行驶平顺性。由上表可以得出,非簧载质量的增加主要影响车轮动载荷的增加,这将恶化车辆轮胎的接地性能。

5.4 本章小结

本章通过对所建模型修改一定的参数,并在 ADAMS/CAR RIDE 环境下进行平顺性仿真。得到了车身垂向加速度、悬架动挠度以及车轮动载荷等三种平顺性评价指标随主销偏移距、轮胎刚度、轮胎阻尼以及非簧载质量的变化,并分析了这些参数的变化对平顺性的影响。得到了主销偏移距的增加会增大悬架动挠度,非簧载质量的增大会恶化平顺性等结果。

第六章 电动轮汽车半主动悬架控制系统及联合仿真

通过前文的对电动轮汽车整车平顺性仿真分析，得到电动轮汽车的轮边驱动系统在与独立悬架耦合时将对一些参数产生影响，诸如前文所说的主销偏移距初始值、轮胎的刚度及阻尼、非簧载质量等等。而这些变化进一步对整车平顺性产生影响，并且对平顺性有恶化的趋势。本章将在前文所建磁流变减振器模型的基础上，运用 PID 和模糊控制原理，建立平顺性联合仿真模型，以此期望能改善电动轮汽车的行驶平顺性。

6.1 磁流变半主动悬架 PID 控制系统模型

6.1.1 PID 控制基本原理

PID 控制系统适用于对系统被控对象不能完全掌握数学模型，而又必须要结构参数和现场经验的控制系统。PID 控制方式是属于直接数字控制类的控制方式，一般常用的 PID 控制方式是利用与被控对象误差的比例（proportional）、积分（Integral）、微分（Derivative）等这三种方式对受控对象进行控制的，因此通称为 PID 控制。在控制系统浮现初期时，PID 就广泛运用于各种控制系统中。这主要由于是 PID 控制具有以下优点：（1）控制原理简单，操作以及修改方便；（2）广泛适用于各种工业控制领域，具有很强的系统适应性；（3）鲁棒性强，也就是说控制效果基本不受被控对象特性的影响。

假设被控系统的设定值为 $r(t)$ ，实际输出值为 $y(t)$ ，则输出偏差为 $e(t) = y(t) - r(t)$ 。将偏差的比例系数、积分系数以及微分系数线性组合即构成对被控对象的 PID 控制系统。PID 控制系统常见控制原理图如图 6.1 示。

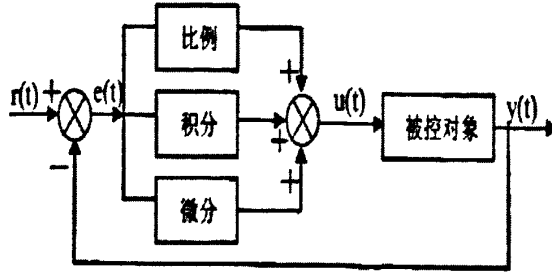


图 6.1 PID 控制原理图

PID 控制方式可以由下式对其数学描述：

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (6.1)$$

式中： K_p 为比例系数； K_i 为积分系数； K_d 为微分系数。在 PID 控制系统中，比例环节，积分环节，微分环节的调节作用各不相同。调节各个环节的系数值所起到的效果也不相同。

1、比例环节（P）

比例环节是通过比例系数来反应控制系统偏差 $e(t)$ 的。若输出值与设定值产生偏差，此时比例环节立即产生作用，作用效果使偏差沿减小的方向变化。比例环节的特点是快速、简单。增大比例系数值可以使控制系统响应速度加快，减小系统稳态误差。但是比例系数过大，系统开环增益也会跟着增大，这会造成系统稳定性降低。比例系数值的降低可以减少超调量，系统稳定性趋于增大，然而这样会降低调节精度。

调节比例系数时，通常要在调节初始阶段，取较小的系数值，以减小各个被控制变量受冲击的程度。随着调节的进行，适当增大比例系数值，这时是为了提高控制精度。最后再适当减小比例系数值，避免产生过大的超调量。

2、积分环节（I）

积分环节是使实际输出的变化速度与偏差信号成正比，即：

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i \cdot e(t) \quad (6.2)$$

积分环节主要是为了减小控制系统中的静态误差，提高无差度，提高系统的抗干扰能力。过大的积分系数会延长过渡时间，使超调量增大，严重时控制

系统将产生振荡。而过小的积分系数值容易造成系统静态误差难以消除，影响调节精度。

实际调节积分系数时，与比例环节基本相同。在调节初期为避免产生过大的超调量，通常选用小的积分系数。在中期响应过程之，为提高系统控制精度，适当增加积分系数。后期应适当减小其值，避免系统产生振荡。

3、微分环节（D）

微分环节是使实际输出与偏差的倒数正比，即：

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt} = K_d \left(\frac{dy(t)}{dt} - \frac{dr(t)}{dt} \right) \quad (6.3)$$

由上式可以看出微分作用只取决于输出偏差的变化，若没有偏差或者偏差没有变化，则微分环节就不起作用。微分调节主要是为了改善系统的动态特性，能够给出使响应过程提前制动的信号，也就是说具有一定的预见性。其主要作用有加快响应时间、提高响应速度、减小超调、克服系统振荡等。

过大的微分系数值会使响应过分制动，延长系统响应时间。而过分减小微分系数值会使超调量增加，系统响应变慢，稳定性变差。实际调节时微分、积分环节一般与比例环节共同使用，实现 PID 控制性能。

当比例环节、积分环节和微分环节共同作用时，实际 PID 控制系数调节步骤为：首先使积分系数 K_i 和微分系数 K_d 至零，也就是只让比例环节起作用。逐步增大比例环节系数值，观察系统响应曲线，直至响应速度最快且超调量较小时，此时确定比例系数。若静差值不能满足要求，则纯比例调节不能达到调节目的，接下来就需要配合积分和微分环节调节。调节积分环节步骤如前所述，首先至小值，然后逐步增大，这时系统静态误差会变小，也会损失部分超调量。如超调量满足要求，就先不必引入微分作用。但是若超调量过大，为了使超调量满足要求，需要调节微分环节。这时要对比例和积分环节系数来配合微分系数的变化。

6.1.2 电动轮汽车半主动悬架 PID 控制模型的建立

本文对电动轮汽车半主动悬架建模及控制的目的是为了提高整车的平顺性。为此设定了车身垂向加速度、悬架动挠度和车轮动载荷等三个平顺性评价目标。影响车辆平顺性的主要因子是车身的垂向加速度，因此在设计 PID 控制

器时，采用车身加速度与参考加速度之间的偏差值作为 PID 控制的输入，此参考加速度设定为零。输出变量为磁流变减振器激励电流，并将激励电流值输入到减振器数学模型，得到减振器的实际阻尼力。

利用 MATLAB/simulink 构建磁流变半主动悬架的 PID 控制系统模型，如图 6.2 示。并通过上述的调试方法，确定了 K_p 、 K_i 、 K_d 的值，分别为：230、1.34、0.01。

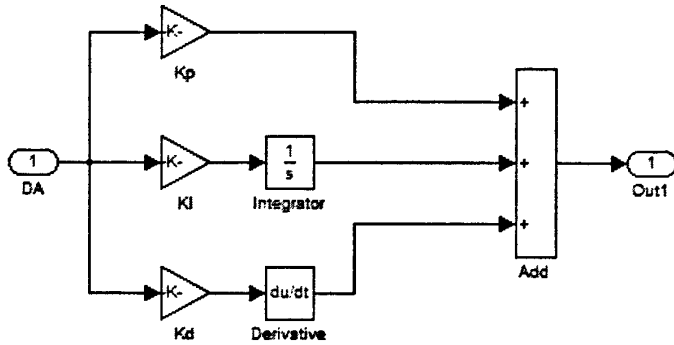


图 6.2 PID 控制子系统

6.2 磁流变半主动悬架模糊控制系统模型

6.2.1 模糊控制基本原理

模糊控制（Fuzzy Control）又称模糊逻辑控制（Fuzzy Logic Control）。模糊控制首先是一种数字控制技术，其中包含了模糊集合论、模糊语言变量以及逻辑推理。最早使用模糊控制系统是英国的 E.H.Mamdani，他在 1974 年首先编制成功模糊语句，并将其运用于蒸汽机锅炉的控制。经过近几十年的发展，模糊控制已经在许多工程控制领域得到了推广和运用。模糊控制通过对被控对象的模糊和反模糊，模拟人脑的思维方法来设计控制器，能够实现对较为复杂系统的控制。适用于存在时变性、非线性、强耦合以及大时滞的庞大复杂系统，同样也适用于难以用精确数学模型进行描述的非线性系统。实际汽车悬架系统具有高度非线性和时变性，建立描述它的数学模型是非常困难的。因此模糊控制器被广泛运用在汽车悬架控制系统中。

下图 6.3 为模糊控制基本原理图，其具体的工作流程为：通过对由传感器传

来的数据进行采样，从而获得被控制变量的精确值并将其与设定好的目标值进行比较，得到误差值以及误差变化。常用系统中常取误差以及误差的变化为模糊控制器的输入控制变量。再根据输入隶属函数对输入变量的精确值进行模糊化，这样完成模糊控制的首先要求。模糊化后的输入变量构成输入变量的模糊子集。再根据模糊控制规则进行模糊决策处理，得到模糊控制量。但是模糊控制量不能直接作用于被控对象，需要经过非模糊化处理得到精确的数字控制量作用于执行机构。至此模糊控制器完成一个控制循环。由上可以得到，模糊控制器的控制算法流程可以分为下面四个步骤：

- 1) 对信号采样，得到系统控制输入变量的精确值；
- 2) 对精确输入变量模糊化处理；
- 3) 根据输入变量的模糊子集以及模糊控制规则的要求，进行模糊推理，得到模糊输出控制量；
- 4) 将模糊控制量非模糊化，得到能够用于控制的精确数字输出量。

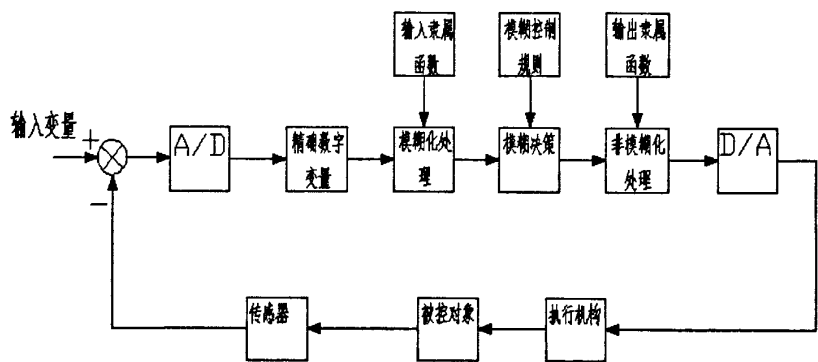


图 6.3 模糊控制基本原理图

6.2.2 电动轮汽车半主动悬架模糊控制模型的建立

6.2.2.1 确定输入输出变量

任何控制器在设计过程中，首先要考虑的问题就是确定输入输出变量。在模糊控制器中，通常将控制输入变量的个数称为维数。输入变量越多，即维数越大，则控制精度越大。但是伴随而来的是模糊控制规则越复杂，实现模糊控制算法也会越困难。综合上面的考虑，结合目前常用模糊控制器维数的选择，

确定选用二位模糊控制器。

本文采用磁流变减振器作为半主动悬架的阻尼力调节来源，最终目的是为了提高车辆的行驶平顺性。在前文所建平顺性评价指标中，车身垂向振动加速度最能反映车辆的平顺性能，因此选择车身垂向振动加速度与设定值之间的误差作为第一输入变量，这里的设定值取为零。另外再取误差的变化作为第二个输入变量。

现今大多数控制输出力直接采用减振器的阻尼力。但是在实际操作过程中，需要控制的却是磁流变减振器的控制电流。因此需要设计专门针对磁流变减振器的半主动悬架控制模糊控制策略。由前面磁流变减振器模型可知，一定减振器活塞运动速度下，减振器阻尼力随激励电流的增大呈上升趋势。这里选取由磁流变减振器的激励电流作为输出变量。

对输入变量的模糊化通常采用“大，中，小”等词汇来描绘，另外再加上“正，零，负”等方向性词汇，最后可组合成 7 个模糊性词汇，即“正大 (PB)”，“正中 (PM)”，“正小 (PS)”，“零 (ZE)”，“负小 (NS)”，“负中 (NM)”，“负大 (NB)”。由于输出电流没有负值，故选择“零 (ZE)”，“较小 (MS)”，“小 (S)”，“中 (M)”，“中大 (MB)”，“大 (B)”，“很大 (HB)” 作为输出电流值的模糊化词汇。

设车身垂向加速度为 E ，其与设定值间的误差变化为 EC ，磁流变减振器激励电流为 I_{MR} 。将输入输出变量用模糊化语言表示为：

$$\begin{aligned} E &= \{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\} \\ EC &= \{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\} \\ I_{MR} &= \{ZE, MS, S, M, MB, B, HB\} \end{aligned} \quad (6.4)$$

输入变量，输出变量的隶属函数曲线都选用三角形，其隶属函数如下：

$$f(x, a, b, c) = \begin{cases} 0 & x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a} & a \leq x \leq b \\ \frac{c-x}{c-b} & b \leq x \leq c \\ 0 & x \geq c \end{cases} \quad (6.5)$$

6.2.2.2 论域、量化因子、比例因子的确定

模糊控制中，输入变量实际变化范围定义为输入变量的论域。设车身垂向加速度与设定值之间的误差基本论域为 $[-E, E]$ ，误差变化的论域为 $[-EC, EC]$ 。根据前面所建立的磁流变模型，磁流变减振器输出阻尼力随激励电流的增大而正向变化。因此输出变量选用磁流变减振器激励电流，其论域为 $[-I_{MR}, I_{MR}]$ 。在模糊化的过程中，须将输入变量从实际论域转化成对应的模糊集论域，这个论域转换过程通过量化因子来实现的。设车身垂向加速度与设定值之间的模糊子集论域为 $[-n, -n+1, \dots, 0, \dots, n-1, n]$ ，其误差变化值的模糊子集论域为 $[-m, -m+1, \dots, 0, \dots, m-1, m]$ ，输出变量控制激励电流的模糊子集论域为 $[-l, -l+1, \dots, 0, \dots, l-1, l]$ 。这里的 n, m, l 分别为误差，误差变化以及输出控制力离散化后分成的档数。一般 n, m, l 的取值为6或7。

在实际控制系统中，变量的取值范围不是整个模糊子集论域范围中的元素。也就是说，在求取量化因子和比例因子时，要对模糊子集中的变量进行处理，求取式实际用到的是实际变量变化范围的最大值。误差量化因子，误差变化量化因子可有由下式（6.6）得到：

$$k_E = \frac{n}{E_{\max}}, \quad k_{EC} = \frac{m}{EC_{\max}} \quad (6.6)$$

有以上可知，当量化等级档数 n 确定以后，量化因子 k_E 的取值可以随着基本论域的变化而变化。当 k_E 缩小时，基本论域 $[-E, E]$ 放大， k_E 增大时，基本论域缩小，也就是说通过量化因子的大小来调节模糊控制中的控制精度。同理对于量化因子 k_{EC} 也是一样。

而对于输出变量来说，定义方法类似，只是这里称为比例因子，可以表示为：

$$k_I = \frac{I_{\max}}{l} \quad (6.6)$$

量化因子 k_E, k_{EC} 和比例因子 k_I 的取值大小影响着模糊控制系统的精度和稳定性。 k_E 选的较大时，上升速率变大，随之系统控制超调量增加。量化因子 k_E 选的较小时，系统的响应速度会变慢。 k_{EC} 的取值较小时，可以减小超调量，同时要牺牲部分响应时间。比例因子 k_I 的取值影响着整个模糊系统的增益，一般情况下，取小值会增大系统反应速度，取大值系统上升速度变快，过大时则容

易使系统振荡。

根据前面对所建电动车汽车半主动悬架模型的在随机路面激励下的仿真结果,可以得到车身垂向振动加速度变化范围为 $[-0.5,0.5]$,此即为误差值的基本论域。同样的对加速度曲线进行求导处理可以得到车身垂向加速度误差的基本论域为 $[-5,5]$ 。而选择输出控制激励电流的基本论域为 $[-1.65,1.65]$ 。为了尽量覆盖整个模糊集,避免出现失控现象,取误差和误差变化的模糊集论域都为 $[-6,6]$ 。激励电流的模糊集论域取 $[0,7]$ 。所以得到量化因子值: $k_E=12$, $k_{EC}=1.2$ 。比例因子值 $k_I=0.275$ 。

6.2.2.3 半主动悬架模糊控制规则的设计

模糊控制规则作为模糊控制的核心,反应了输出变量随输出变量的变化关系。控制规则设计来源主要是专家经验和经过仿真调试后的修改。双维模糊控制系统的模糊控制规则已经较为广泛的运用,将其修改调试后作为半主动悬架模糊控制规则。

当车身垂向振动加速度为负大时,若此时加速度的变化即误差变化同样为负大,则车身垂向振动加速度有加大的趋势。此时需要对半主动悬架进行最大的阻尼力。根据前章中的描述,当减振器活塞速度一定时,磁流变减振器输出控制阻尼力随外加激励电流的增大而增大。要求减振器输出很大时,也就是需要对磁流变减振器激励更大的电流,这时的输出电流控制量取很大。当误差为负而误差变化为正时,说明此时系统已经有自我调节减小误差的趋势,为避免产生超调,不能取大的激励电流,而选择中(M)。

误差为负中时,为了达到尽快消除误差的目的,激励电流选择大值。而当误差为负小时,系统此时接近平衡状态,所采取的激励电流应尽量保持这种系统状态。若误差变化为负,说明误差有扩大的趋势,采用中大的激励电流进而避免误差值扩大。若误差变化为正,而应选择较小的激励电流。

本文根据所建立的半主动悬架模型进行动力学仿真分析,以及专家知识经验,在综合考虑车身垂向加速度、悬架动挠度以及车轮动载荷等三种评价指标的基础上,进过多轮调试之后建立起电动轮汽车半主动悬架模糊控制规则表,如表 6.1 所示。运用 MATLAB 中 FUZZY 命令可以方便的设计模糊控制器,图 6.4 为根据上面所述隶属函数,模糊论域以及模糊控制规则在 matlab 中所建立的模糊控制器的曲面表达。

表 6.1 半主动悬架模糊控制规则表

激励电流 _o		误差值 E _o						
		NB _o	NM _o	NS _o	ZE _o	PS _o	PM _o	PB _o
误差变化 _o EC _o	NB _o	PB	PB	PM	PS	PS	PS	ZE _o
	NM _o	PB	PM	PS	ZE	PS	ZE	NS _o
	NS _o	PM	PS	ZE	ZE	ZE	NS	NM _o
	ZE _o	PM	PS	ZE	ZE	ZE	NS	NM _o
	PS _o	PM	PS	ZE	ZE	ZE	NS	NM _o
	PM _o	PS	ZE	NS	ZE	NS	NM	NB _o
	PB _o	ZE	NS	NS	NS	NM	NB	NB _o

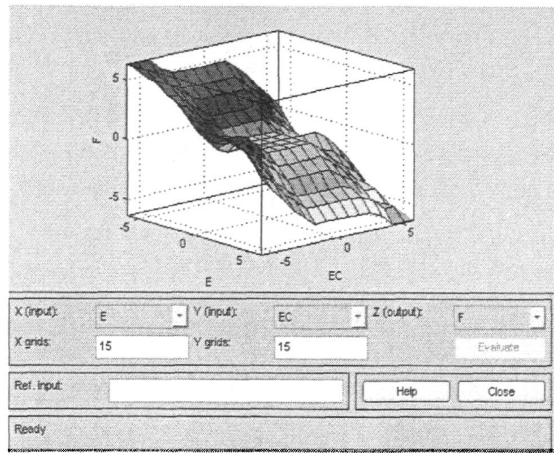


图 6.4 模糊规则曲面观察器

利用 Matlab/simulink 构造出磁流变半主动悬架的仿真模型，具体模糊控制子系统如下图 6.5 示：

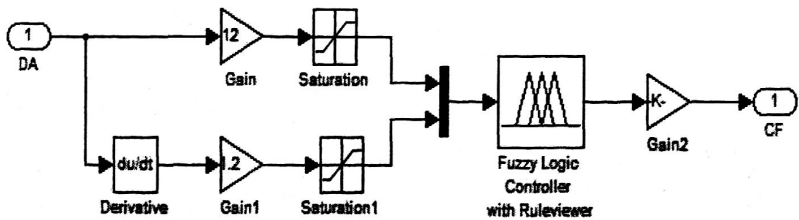


图 6.5 模糊控制子系统

6.3 电动轮汽车半主动悬架联合仿真

联合仿真是为了将 ADAMS 中较为复杂的机械系统进入到 MATLAB 中,借助于与 MATLAB 中强大的控制工具箱,实现对复杂机械系统的联合控制。在联合仿真过程中,要同时执行在 ADAMS 中所建立的系统多刚体动力学模型,以及在 MATLAB/simulink 中建立的控制系统模型。它们之间的数据传递和通讯通道是通过 ADAMS/control 模块实现的。一般联合仿真的过程要经过四步,分别为:

- 1) 在 ADAMS/Car 中建立系统动力学模型,包括定义简化尺寸参数、约束以及驱动动力源,另外要运用 plant 命令定义所需要的输入输出变量。
- 2) 在 control 模块中,生成 ADAMS 文件仿真模型,并将其导入 MATLAB/simulink。
- 3) 在 MATLAB 中建立独立控制模型,并创建输入输出量与 ADAMS 相连。
- 4) 进行联合仿真。

6.3.1 联合仿真模型的建立

在 ADAMS 的 Template Builder 模式下建立车辆动力学模型时,分别在前悬和后悬建立了 fl_force、fr_force、rl_force 及 rr_force 四个变量作为输入变量,并用 VARVAL 函数取其值分别加载到前后悬的减振器上,作为磁流变阻尼力。在加载过程中,将原阻尼器的阻尼系数至零,并添加约束力来代替原阻尼力。约束力的值也就取决于输入变量。另外在动力学模型中建立 fl_piston、fr_piston、rl_piston 和 rr_piston 等四个变量,分别测得四个减振器上下振动速度作为输出变量。为了避免测量变量的繁琐,在测量悬架动挠度和车轮动载荷时只选用左前轮作为被测对象,为此建立 sus_s 和 wheel_l 两个变量作为输出变量分别测量悬架动挠度和车轮动载荷。然后在 Stand interface 模式下,用 Plant Export 工具,在 Input Signal 窗口输入已建立的四个输入变量,在 Output Signal 窗口输入已建立的六个输出变量,另外将 body_info 中的定义车身加速度的 body_acce_z 也作为输出变量填入到 Output Signal 窗口。再填入窗口时注意输入格式,否则容易造成错误。关于 body_info 块,也可以到后来的 m 文件中删除其余用不到的测量量,只剩下 body_acce_z。至此在共建立了四个输入变量和七个输出变量。

提交平顺性仿真，命名仿真过程为 `cq`。在提交平顺性仿真时，注意选择 `files_only` 仿真模式，这样会生成“`cq_fourpost.adm`”，“`cq_fourpost.acf`”，“`cq_fourpost.nam`”，“`cq_fourpost.m`”等四个文件。将这一过程中生成的四个文件连同 Plant Export 过程生成的所有文件都移动到 MATLAB 的默认目录下，为避免后来联合仿真出现错误。另外在运行 MATLAB 之前需要分别将控制 `m` 文件和 `cq_fourpost.m` 中的 `ADAMS_prefix`、`ADAMS_ini` 以及 `ADAMS_outputs` 改为相同，同样是为了使联合仿真顺利进行。运行 MATLAB，键入 `cq_fourpost`，会显示出输入输出变量。再次键入 `ADAMS_sys`，可以得到所建立的电动轮汽车动力学模型在 MATLAB 中的子系统表达 `ADAMS_sub`。按照上述过程得到本文所建立的 `ADAMS_sub`，如下图 6.6 所示：

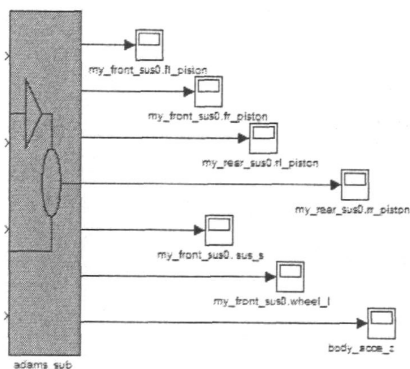


图 6.6 整车子系统 `ADAMS_sub` 机构图

在 MATLAB/simulink 环境下，将所建立的联合仿真核心部分 `ADAMS_sub` 与系统控制部分相连，组成联合仿真模型。为保证一体化联合仿真顺利进行，须将 ADAMS 和 MATLAB/simulink 中关于仿真步长的设置要保持一致。将前文所建立的磁流变半主动悬架模型以及 PID 控制模型联合，建立起 PID 控制下的电动轮汽车半主动悬架联合仿真模型。同样的方法可以得到模糊控制下的半主动悬架联合仿真模型。分别如下图 6.7 和 6.8 所示：

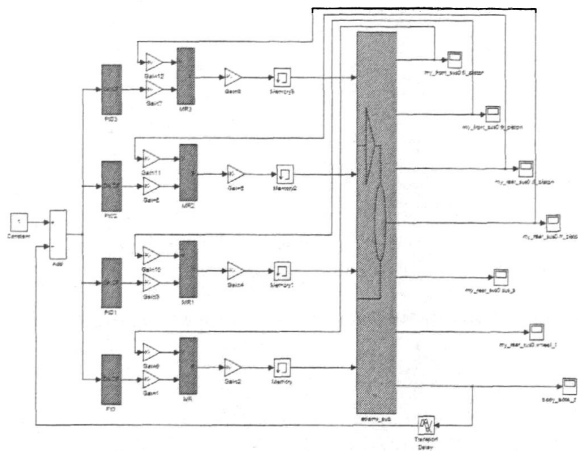


图 6.7 磁流变半主动悬架 PID 控制联合仿真模型

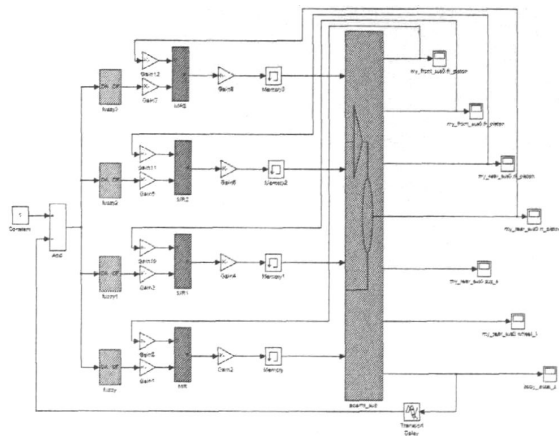


图 6.8 磁流变半主动悬架模糊控制联合仿真模型

6.3.2 半主动悬架整车平顺性联合仿真

对上述所建立的联合仿真模型，在随机路面激励下进行平顺性仿真。设置仿真时间为 10s，采样时间为 0.005s，车速为 100m/s。为了更加直观得显示本文所建立的两半主动悬架控制方式对平顺性和悬架性能的改善情况，将被动悬架仿真、PID 控制联合仿真以及模糊控制联合仿真三种结果曲线显示在同一张图中。下图 6.9，6.10，6.11 分别为随机路面激励下的车身加速度、悬架动挠度、车轮动位移三种仿真曲线。通过在 MTALAB 中编辑函数，计算控制变化结果列在表 6.2 中。

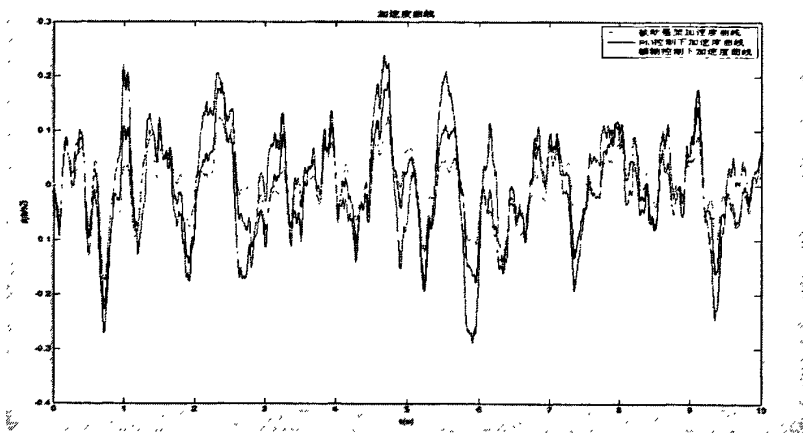


图 6.9 随机路面激励下的车身加速度联合仿真曲线

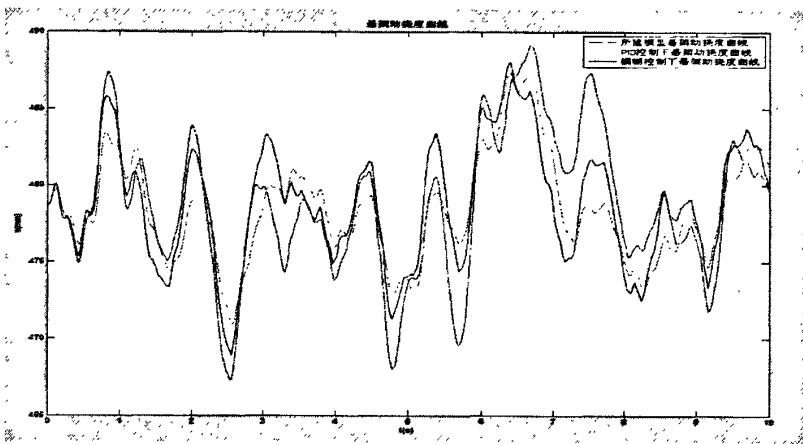


图 6.10 随机路面激励下的悬架动挠度联合仿真曲线

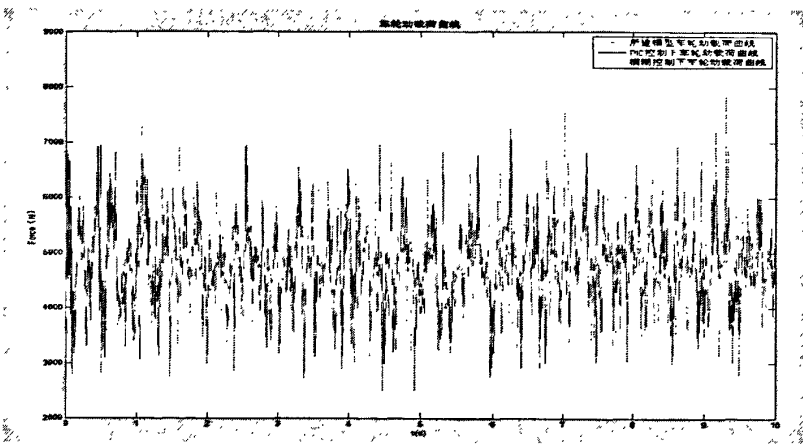


图 6.11 随机路面激励下的车轮动挠度联合仿真曲线

对上面三种车身加速度、悬架动挠度、车轮动挠度曲线分别求均方根值、

最大值和最小值，并进行比较并将它们列在下表 6.2。

表 6.2 性能指标联合仿真结果比较

性能指标	控制方法比较		
	所建模型	PID 控制	模糊控制
车身加速度均方根值/ $m\cdot s^{-2}$	0.0996	0.0729	0.0537
车身加速度最大值/ $m\cdot s^{-2}$	0.2835	0.2067	0.1750
车身加速度最小值/ $m\cdot s^{-2}$	-0.2275	-0.1813	-0.1237
悬架动挠度均方根值/ m	478.6767	478.8548	478.4113
悬架动挠度最大值/ m	489.1398	488.0191	487.4311
悬架动挠度最小值/ m	467.2771	468.9230	470.9440
车轮动载荷均方根值/ KN	4909.2	4894.6	4892.4
车轮动载荷最大值/ KN	8023.2	7937.0	7836.7
车轮动载荷最小值/ KN	2785.0	2798.7	2502.8

由上表 6.2 可以计算出，利用 PID 控制方法可以使所建模型的车身垂向加速度均方根值下降 26.81%，利用模糊控制方法可以使其值下降 46.08%。然而对于悬架动挠度和车轮动载荷的改善不是很明显，部分值还有些增加。车身垂向振动加速度值是评价车辆平顺性的主要标准，其下降程度可以改善车辆的行驶平顺性。

6.4 本章小结

本章主要以磁流变半主动悬架为基础的电动轮汽车联合仿真模型。在 MATLAB/simulink 环境下分别建立了磁流变半主动悬架模型、PID 控制模型以及模糊控制模型。在此基础上建立了整车联合控制仿真模型，并对其进行随机路面激励下的平顺性仿真。在仿真结果的基础上，定量分析了这两种控制方法对改善车辆平顺性的改善。

第七章 全文总结与展望

7.1 全文总结

本文以多刚体动力学为基础，以 ADAMS/CAR 为工具，在其环境下建立了电动轮汽车半主动悬架控制整车模型。同时利用 ADAMS/control 模块，将整车系统模型引入到 MATLAB/simulink 中。在 MATLAB/simulink 下分别建立了半主动悬架 PID 和模糊控制器模型，并对整车模型分别进行 PID 和模糊控制下的整车平顺性仿真。

具体工作如下：

(1) 对建立电动路汽车整车模型所需要的主要部件进行分析选型，确定了永磁无刷直流电机、前后盘式制动器、前轮双横臂悬架以及后轮多连杆悬架作为本文所采用的部件模型。对整车的性能参数进行设定，计算单个轮毂电机的所需功率，并以此来选定电动机的质量参数。结合选型结构以及前人经验，建立电动轮汽车前后电动轮-独立悬架虚拟装配关系。

(2) 在 ADAMS/CAR 中建立装备半主动悬架的电动轮汽车整车参数化模型。并设定悬架减振器的阻尼力作为输入变量，以及与平顺性评价指标相关的输出变量。并将其进入到 MATLAB/simulink 中，组成整车半主动悬架模型。

(3) 选定磁流变减振器作为半主动悬架的输入作用力。通过对磁流变减振器工作模式及工作条件的分析，在 MATLAB/simulink 中建立了具有时滞效应的磁流变减振器模型。

(4) 在 MTALAB/simulink 环境下分别设计 PID 和模糊控制器，并选定车身垂向加速度作为控制输入变量，而选定磁流变减振器的激励电流作为控制器的输出变量。将控制器与半主动悬架整车模型连接，并进行平顺性联合仿真。查看联合仿真结果，并对控制效果进行分析。

(5) 在 ADAMS/CAR RIDE 环境下更改模型参数，通过对不同模型参数下的平顺性仿真实验结果的仿真，分析主销偏移距初始值的变化、轮胎刚度和阻尼的变化以及非簧载质量的增加对电动轮汽车整车平顺性的影响。

主要研究结论：

(1)在 ADAMS/CAR 中建立装备磁流变半主动悬架的电动轮汽车整车参数化模型,然后在 MATLAB/simulink 中建立半主动悬架 PID 和模糊控制器,通过联合仿真的方法对整车进行平顺性仿真。通过对联合仿真结果的分析,得到了不论 PID 或者模糊控制器都能有效地降低车身垂向加速度,使得车辆的行驶平顺性得到提高。这也验证了采用联合仿真的方法对整车模型进行平顺性仿真分析的办法是可行的。避免了整车动力学方程和传递函数复杂推导。

(2)磁流变减振器在实际运用当中是存在时滞效应的,通过在控制器中添加时滞模块,能够减小减振器时滞的影响,提高控制精度。

(3)在电动轮汽车中,轮边驱动系统与悬架系统耦合时,会对悬架参数特别是主销偏移距的初始值造成影响。通过对主销偏移距初始值的调整,在不同初始值的情况下对在整车进行平顺性仿真,可以得到主销偏移距初始值对平顺性的影响是明显的。在进行整车平顺性校核时,不只是一要考虑参与车辆振动的弹簧刚度,阻尼器系数以及车身质量的影响,同时还要考虑到主销偏移距对平顺性的影响。通过对轮胎刚度和阻尼的调整,从仿真结果可以看出,轮胎刚度和阻尼虽然参与了车辆的垂向振动,但是其作用结果不太明显。由于轮辋中引入了轮毂驱动电机,增加了非簧载质量,从仿真结果可以看到,非簧载质量的增加恶化了车辆的垂向振动,影响车辆的平顺性。

7.2 展望

在建立电动轮汽车参数化模型的基础上,利用磁流变减振器作为作用力控制源,通过 PID 控制和模糊控制下能够起到改善车辆平顺性的作用。在仿真结果的基础上,分析了电动轮汽车主销偏移距、轮胎刚度和阻尼以及非簧载质量对平顺性的影响。今后此课题还可以进行如下考虑:

(1)不论 PID 控制或者模糊控制都只是改善了车身垂向加速度,没有能改善悬架动挠度以及车轮动载荷。究其原因可能是因为没有选择它们作为控制输入变量。可以综合考虑这三种评价指标,设计较为高级的控制器能够起到改善三者的目的。

(2)电动轮汽车的轮边驱动系统与悬架系统耦合时,对彼此的结构参数以及性能的影响是多方面的。本文只是从主销偏移距、轮胎刚度和阻尼以及非簧载质量的角度来考虑这些因素对电动轮车平顺性的影响。还可以结合实际机构,

具体的探讨还有其他对平顺性的影响因素。

(3) 本文所建立的平顺性评价标准主要为间接性的, 可以将仿真结果特别是车身垂向振动加速度曲线转化为频域图, 并将其与人体振动敏感区域相比较, 较为直观的反应车辆平顺性能。

致谢

本文是在我的导师苏楚奇老师悉心指导下完成了，这里要首先感谢苏老师在这三年里对我的谆谆教导和无私的帮助。当我出于人生的迷茫之际，感谢苏老师接收了我。导师思维敏锐、学识渊博、治学严谨，这些优良的品质值得我在今后的道路上继续学习和培养。导师乐观积极的心态和豁达开朗的性格也深深的影响着我的人生观。在此离别之际谨向我的恩师苏老师表示最崇高的敬意。

还要由衷的感谢邓亚东老师，他和我的导师一起为我创造了优越的学习和科研环境，并在学术研究上对我们提出较高的要求。他严谨、求实、创新和敏锐的洞察力也深深影响着我，令我受益匪浅。感谢李卓老师对我们的培训和教育。

感谢实验室好友沈忱、宁超成、申思、丁鼎、鄢小平、陈丹华、李贺、许玉曼同学和汤泽波博士，在我攻读硕士的三年中以及论文写作过程中给我的积极帮助和宝贵建议。特别要感谢汤泽波博士给我的帮助和磨练。感谢实验室诸位师兄师姐、师弟师妹，我们一起度过令人回忆的美好时光。

感谢我的父母和家人对我近二十年学业的付出和关爱。感谢女友对我的支持和鼓励。

未来的路将会是艰难和曲折的，我会风雨兼程。虽然早已注定，我只能在荆棘中采撷鲜花，但重要的是要对胜利和信念充满执着。

参考文献

- [1]Hori Y.Future Vehicle Driven by Electricity and Control-Research on Four-Wheel-Motored[J]. UOT Electric March II.IEEE Transactions on Industrial Electronics.2004,51(5).
- [2]吴正亮,电动轮-独立悬架结构及其特性研究[D],同济大学学位论文,2006,03,01.
- [3]马海峰.轮毂式电动汽车的研究与开发[M].武汉理工大学,2009.
- [4]王玲珑,黄妙华.轮毂式电动汽车驱动系统发展综述[J].北京汽车 2007(1),35-41.
- [5]宁国宝.电动车轮边驱动系统的发展[J].新能源汽车 2006(1):1-6.
- [6]张晓鹏,宁国宝.轮边驱动系统对车辆垂向性能影响研究[J].北京汽车 2006.No.6.
- [7]宁国宝,万钢.轮边驱动系统对车辆垂向性能影响的研究现状[J].汽车技术 2007.No.3.
- [8]Purdy D J.A Brief Investigation Into the Effect on Suspension Motions of High Unsprung Mass[J].Battlefield Technology,2004,7(1).
- [9]Go Nagaya,Development of an in-wheel Drive with Advanced Dynamic-Damper Mechanism[J],JSAE Review 2003(24):477~481.
- [10]宁国宝,电动车轮边驱动系统的发展[J].上海汽车 2006,11.
- [11]宋佑川,金国栋.电动轮的类型与特点[J].城市公共交通 2004,4.
- [12]Johansen P R.The Use of an Axial Flux Permanent Magnet in-Wheel Direct Drive in an Electric Bicycle[J].Renewable Energy,2001(22):151~157.
- [13]金玲,基于主动悬架的越野汽车动力学仿真研究[D].武汉理工大学硕士论文.2010,05,01.
- [14]钱立军,赵韩;高立新.电动汽车开发的关键技术及技术路线[J].合肥工业大学学报, 2002,25(1),14-18.
- [15]宋佑川.新一代电动汽车中电动轮设计方法的研究[D].华中科技大学,2004.
- [16]屈宝鹏.多连杆悬架-轮边驱动模块的研究[D].同济大学,2007.
- [17]薛松.电动车双纵臂悬架-轮边驱动系统的设计与研究[D].同济大学,2009.
- [18]李良华.麦弗逊式独立悬架-电动轮模块化结构设计研究[D].同济大学,2005.
- [19]贺恺.电动轮-独立悬架模块结构分析及轻量化设计研究[D].同济大学,2008.
- [20]柴陆路.电动轮驱动汽车悬架系统的性能研究[D].武汉理工大学,2009.
- [21]宋佑川.新一代电动汽车中电动轮设计方法的研究[D].华中科技大学,2004.
- [22]江先宝.微型电动汽车用轮边驱动系统的设计与研究[D].同济大学,2009.
- [23] Makoto Yokoyama,J.Karl Hedrick and Shigehiro Toyama.A Model Following Sliding Mode Controller for Semi-Active Suspension Systems with MR Dampers[J].Proceedings of the American Control Conference,2001:2652-2658.
- [24]Salah G.Foda.Neuro-Fuzzy Control of a Semi-active Car Suspension System[J]. IEE,2001:686-689.
- [25]B.Hredzak,S.Gair and J.F.Eastham.Control of an EV drive with reduced unsprung

- mass[J].IEE Proc-Electr.Power Appl,1998,145(6):600-606.
- [26]G.Fichera,M.Lacagnina and F.Petrone. Modelling of Torsion Beam Rear Suspension by Using Multibody Method[J].Multibody System Dynamics,2004(12):303-316.
- [27] K.J.Kitching,D.J.Cole and D.Cebon.Performance of a Semi-Active Damper for Heavy Vehicles[J].Journal of Dynamic Systems,Measurement,and Control,2000,12(122):498-506.
- [28] T.J.GORDON. Non-linear Optimal Control of a Semi-Active Vehicle Suspension System [J].Chaos,Solitons&Fractals,1995,5(9):1603-1617.
- [29]张伟谦.基于磁流变减振器的汽车半主动悬架研究[M].浙江大学,2010.
- [30]夏存良,宁国宝.轮边驱动电动车大质量电动轮垂向振动负效应主动控制[J].中国工程机械学报,2006,4(1):31-42.
- [31]梁锐,余卓平,宁国宝.基于吸振原理的轮边驱动电动车垂向振动负效应的抑制[J].机械设计,2008,25(1):28-30.
- [32]孙伟,丰吉贺等.给予分散模糊控制的整车主动悬架平顺性联合仿真[J].中国汽车工程学会越野技术分会学会年会论文,2008:397-405.
- [33]郭生.模糊控制在汽车半主动悬架中的应用研究[M].东北大学,2006.
- [34] 张排排.轿车半主动悬架的参数优化及控制策略研究[M].武汉理工大学,2010.
- [35]赵艳娥,张建武,韩旭.轮毂电机独立驱动电动汽车动力减振机构设计与研究[J].机械科学与技术,2008,27(3):395-398.
- [36]王洪礼,石磊等.汽车悬架系统非线性振动的主动控制[J].机械强度,2000,22(3):164-166.
- [37]苏小平,徐诚.面向行驶平顺性的轿车振动系统性能参数设计方法[J].机械科学与技术,2004,23(5):529-531.
- [38]陈大跃.汽车半主动悬架的多目标优化设计.机械工程学报,2000,36(6):91-94
- [39]李礼夫,李科.基于行驶平顺性的汽车磁流变减振器阻尼力的研究[J].第五届全国电磁流变液及其应用学术会议,2008:1-7.
- [40]姚斌.车辆磁流变半主动悬架的模糊控制研究[M].江苏大学,2007.
- [41]张晓芬,刘菁.基于 ADAMS/Car 的半主动悬架整车平顺性仿真研究[J].黑龙江科技信息,2007(2):18-19.
- [42] En Rong Wang,Xiao Qing Ma and S.Rakheja.Semi-active Control of Vehicle Vibration with MR-dampers[J].IEEE,Conference on Decision and Control,2003(12):2270-2275.
- [43]W.H.Kuo. Semi-active Control of Vehicle Suspension System Using Electrorheological Dampers[J].
- [44] Goga V.Cvetkovski,Lidija B.Petkovska.Weight Reduction of Permanent Magnet Disc Motor for Electric Vehicle Using Genetic Algorithm Optimal Design Procedure[J].IEEE,2009:881-888.
- [45]Keum-Shik Hong,Hyun-Chul Sohn and J.Karl Hedrick.Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions:A New Model,Gain Scheduling,and Hardware-in-the-Loop Tuning[J]. Journal of Dynamic Systems,Measurement,and Control,2002,124(3):158-167.
- [46]Jukka-Pekka Hyvarinen.The Improvement of Full Vehicle Semi-Active Suspension Through

Kinematical Model[M].University of Oulu,2004.

[47]M.Canale, MMilanese,C.Novara and Z.Ahmad.Semi-Active Suspension Control Using “Fast” Model Predictive Techniques[J].

[48]S.B.Choi,Y.T.Choi and D.W.Park. A Sliding Mode Control of a Full-Car Electrorheological Suspension System Via Hardware in-the-Loop Simulation[J]. Journal of Dynamic Systems,Measurement,and Control,2000,122(3):114-120.