

摘要

随着生活水平的提高，人们对乘坐舒适性和行驶安全性的要求越来越高，汽车平顺性和操纵稳定性已成为其在市场竞争中两项重要性能指标。和钢板弹簧悬架车辆相比，空气悬架车辆不仅能提高行驶平顺性，还能改善轮胎接地性和车辆的操纵稳定性，减少车辆对路面的损坏，加强对货物的保护。本文中的 ECAS 客车，是在保证操纵稳定性的前提下，提高行驶平顺性。因此，对 ECAS 的充放气特性、匹配和控制研究成为了一项很有意义的工作。

1. 阐述了空气弹簧和空气悬架的工作原理和特性，基于空气弹簧有效容积、内部气体压力、有效面积和承载质量等工作参数，运用热力学基本理论，进行了空气弹簧内部气体状态分析，建立了空气弹簧非线性弹性模型。
2. 运用牛顿法建立了 1/4 车二自由度和整车八自由度的空气悬架客车的数学方程和动力学模型，并对整车模型进行频谱分析。针对整车模型，以座椅处垂直方向加权加速度均方根值作为汽车行驶平顺性优化目标，以前后悬架阻尼系数为设计变量，以悬架阻尼比、动行程和车轮动载荷为约束条件，对空气悬架的刚度和阻尼的匹配进行了寻优，优化结果改善了车辆平顺性和轮胎动载荷。
3. 将固定容积容器与变容积容器的充放气特性应用于 ECAS 客车的充放气研究，并进行了空气弹簧高度位置保持不变+变载工况和高度位置切换+定载工况的充放气理论推导。高度位置保持不变+变载工况通过理论推导得到了空气弹簧刚度—充放气时间(电磁阀开关时间)的关系曲线，并拟合出相应的关系函数。空气弹簧高度位置切换+定载工况通过理论推导得到了空气弹簧刚度—充放气时间、高度—充放气时间和高度—刚度的关系曲线，

然后根据曲线分别拟合出空气弹簧刚度—充放气时间、高度—充放气时间、空气悬架高度—刚度的关系函数。然后进行了高度位置切换+定载工况的整车充放气实验。本文中 ECAS 的充放气结果表现为高度位置与减振器阻尼的不同匹配，充放气过程为 Fuzzy—PID 控制系统的工作提供了依据。

4. 根据得到的空气弹簧高度、刚度与充放气时间的三者关系函数、空气弹簧刚度与最佳匹配可调阻尼减振器阻尼系数的关系，设计了基于 Fuzzy—PID 控制的电子控制空气悬架的控制系统，并进行了控制器的 1/4 台架实验和整车实验，取得了较好的控制效果：施加了 Fuzzy—PID 控制的空气悬架的性能指标—座椅处垂直方向振动加速度值得到了明显降低。

本文研究内容是江苏大学、浙江省科技厅和浙江稳达减振器有限公司合作的浙江省科技厅重大科技专项重点攻关项目“电子控制空气悬架的开发应用”(项目编号：2006C11089)的一部分。

关键词：电子控制空气悬架，平顺性，匹配，Fuzzy—PID 控制，充放气

ABSTRACT

Riding comfort and control stability has been required more and more strictly with the improvement of our life, and they have become two important performance indexes by which the vehicle succeeds more easily in the competition. The commercial vehicle with ECAS (Electronically-Controlled Air Suspension) has better performance in ride performance, tire earthing ability, control stability, less damage of road and more protection of good compared with those of leaf spring suspension. So, it is very important to research on the Inflation/Deflation, matching and control of ECAS.

Firstly, the working principle and running characteristic of air spring and air suspension were introduced. Based on the parameters, such as the effective volume, internal gas pressure, effective area and bearing mass and so on, the thermodynamic basic theory was adapt, the gas state in the air spring was analyzed, the non-linear elastic model of the air spring was built.

Secondly, the mathematic equations and dynamic models of 2 degrees-of-freedom of quarter vehicle model and 8 degrees-of-freedom of whole vehicle model were created by Newton, the frequency analysis was done to the whole vehicle model. According to the whole vehicle model, the RMS of acceleration in the seat was regarded as the objection, the damping coefficient of front and rear suspension was treated as design variable, the suspension damping ratio, the dynamic flexibility and dynamic load were accepeted as constraint condition, in order that the matching of suspension stiffness and damping was optimized. The optimization results improved the riding comfort and dynamic load of tire of the vehicle.

Thirdly, inflation/deflation characteristic of Isovolumetric vessel and variodenser vessel were used in research on inflation/deflation of ECAS bus. the theoretical derivation of inflation/deflation working conditions of height-positon

holding the line + variable load and working condition of height—positon switching + constant load was carried out. In the previous working condition, the curve of air spring stiffness—period of intake/exhaust(switching time of solenoid valve) was gotten by theoretical derivation, and the function was fitted out of the curve. In the latter working condition, the curve of air spring stiffness—period of intake/exhaust(switching time), height—period of intake/exhaust and height—stiffness were by theoretical derivation, and the functions were fitted out of the curves. The test of the latter was done late on it. The results of inflation/deflation in ECAS bus were different matchings of height and damping, and the processes of them had relations with the processes of controlling.

Lastly, on the functions of air spring stiffness, height and period of intake/exhaust, the relation of air spring stiffness and optimal damping coefficient of adjustable damper, Fuzzy—PID control system was designed, then controller experiment was done in the bench test and vehicle test. The control effect was better that performance index—vertical acceleration value in the seat of ECAS under Fuzzy—PID control was obviously decreased.

Key words: ECAS, Ride comfort, Matching, Fuzzy-PID control , Inflation/Deflation.

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构递交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权江苏大学可以将本学位论文的全部内容或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保 密 ，在 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 。

学位论文作者签名：杨启耀

2008年 6月11日 杨启耀

指导教师签名：周孔亢

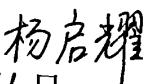
2008年 6月11日



独 创 性 声 明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已注明引用的内容以外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：杨 启 耀

日期：2008年6月11日 

第一章 绪论

1.1 引言

汽车悬架是车架(或承载式车身)与车桥(或车轮)传力联接装置的总称。包括弹性元件、减振器和导向机构,轿车和部分客车还设有横向稳定器。悬架系统的总体功能是传力,具体功能是缓和路面不平所引起的振动和冲击;衰减车身和车桥(或车轮)的振动;传递作用在车轮和车架(或车身)之间的各种力(驱动力、制动力、横向力)和力矩(制动力矩和反作用力矩)。悬架是保证车辆行驶平顺性、操纵稳定性等性能的重要装置^[1]。

空气悬架以空气弹簧为弹性元件。空气弹簧内部压缩气体的气压能够随载荷和道路条件变化而进行调节,不论满载、空载还是其他簧载质量下,整车高度不会变化,可提高乘坐舒适性^[2]。鉴于空气弹簧作为弹性元件所具有的独特力学性能,使得空气悬架技术成为未来汽车悬架技术发展方向之一。

空气弹簧是在柔性密闭橡胶气囊中加入压力空气,利用空气的可压缩性实现弹性作用的一种非金属弹簧^[3]。有关空气弹簧的历史最早可以追溯到1847年,John Lewis在美国申请了第一个空气弹簧专利(U.S.4965)。1901年公布了第一个用于有轨电车悬架的空气弹簧专利(U.S.673011),1908年George Bancroft申报了第一个汽车悬架空气弹簧专利(U.S.980138),且于1910年获得授权。由于诸多原因,早期的空气弹簧专利未得到商业应用。20世纪30年代纤维叠层橡胶制作技术的出现,空气弹簧才走上快速发展的轨道。1934年“AIRIDE”空气弹簧诞生于凡士通空气弹簧和橡胶公司(FIRESTONE)。1938年凡士通空气弹簧和橡胶公司与美国通用汽车公司(GM)合作开发豪华大客车空气悬架系统,且于1944年进行了首轮试验,试验结果表明悬架使用空气弹簧后汽车性能表现优越。1953年这两家公司开始向Greyhound Lines运输公司提供有空气悬架系统的豪华大客车。从此,空气悬架系统技术迅速发展。

空气弹簧弹性特性通过合理设计可具有比较理想的曲线,且可调控,用于车辆悬架装置中可明显改善车辆的操纵稳定性和行驶平顺性,同时能减轻重载车辆对路面的破坏^[4,5],在高等级客车和重型载货汽车上得到广泛的应用^[6~8]。此外,由于相比于普通金属弹簧的许多优点,空气弹簧也应用于压力机、剪切机、压缩机、离心机、振动输送机、振动筛、空气锤、铸造机械和纺织机械等方面作为隔振元件^[9];同时可用做电子显微镜、激

光仪器、集成电路及其它物理化学分析精密仪器等的支承元件以隔离振动^[10]。

1.2 国内外车用空气悬架的发展及现状

1.2.1 国内外车用空气悬架的应用现状

空气弹簧发明于十九世纪中期，早期用于机械设备的隔振^[2]，经一个多世纪的发展，到二十世纪五十年代应用到大客车、载货汽车、轿车及轨道车辆上。1947年，美国首先在普尔曼车上使用空气弹簧。1958年，通用汽车公司某一牵引车悬架就装有空气弹簧。到1964年，美国生产的25种公共汽车悬架中就有23种使用了空气弹簧。1961年，德国开始在大多数公共汽车上使用空气弹簧，到1964年，德国生产的55种大中型客车悬架中有38种使用了空气弹簧。此后，意大利、英国、法国及日本等发达国家相继对空气弹簧作了大量的研究工作。目前，在国外豪华汽车悬架上已经广泛采用空气弹簧，在高速客车和豪华城市客车上的使用率已达到100%，在中、重型货车以及挂车上也超过80%，如美国的Ford，德国的Benz、Man、Neoplan，瑞典的Volvo，法国的雷诺，日本的尼桑、日野、五十铃、三菱等。同时部分高级轿车悬架上也选装空气弹簧，如美国的林肯，德国的Benz300SE和Benz600、德国大众AUDI A8以及日本丰田凌志L400^[11]等。在一些特种车辆（如对防振性能要求高的仪表车、救护车及要求带高度调节的集装箱运输车）上，空气悬架几乎为唯一选择^[12]。目前汽车工业发达国家已形成几大空气弹簧悬架和空气弹簧生产厂家，如美国的Neway、Ridewell、Firestone、Goodyear和德国的SAF、BPW及Contitech等。

与欧美发达国家广泛应用相比，我国空气悬架的配置率低，仅限于部分豪华大客车^[13]、少量重型载重卡车^[14]、极少高档合资国产轿车^[15]。

1.2.2 国内外车用空气悬架的研究现状

随着空气弹簧在汽车悬架上的推广应用，对空气弹簧的研究也得到了重视。J.R.EVANS等人对空气弹簧在火车上的应用作了深入的研究，并在1970年进行了空气弹簧垂直特性试验，建立了空气弹簧垂直动态特性模型。汽车悬架空气弹簧的侧向特性试验于1994年完成，在较宽频带内和大幅值条件下，测量了空气弹簧在不同载荷下的侧向力和变形，并用正弦波和锯齿波输入来观察速度对侧向特性的影响^[16]。Katsuya Yoyofuku等人研究了带辅助气室的空气弹簧系统振动频率和弹簧响应之间的关系，分析

连接管路和气室对弹性特性变化的影响。*Jon Bunne* 和 *Roger Jable* 研究了汽车悬架采用空气弹簧后对传动系统振动的影响^[17]。*John Woodroffe* 通过试验评价了悬架分别放置空气弹簧和钢板弹簧的重型载货汽车路面附着性和行驶平顺性^[18]。随后, *AlfHomeyer* 等人采用有限元法优化了空气弹簧结构, 提出了空气弹簧设计的新思想^[19]。畦田、利夫等人研究表明^[20], 作为空气弹簧气囊的老化因素, 是以交变应力为基础, 再以热、紫外线等的氧化老化因素相复合, 并指出今后应将重点放在耐疲劳性的材料设计上。

与国外相比, 国内对空气弹簧的研究仍处于起步阶段。最早始于 1957 年^[21], 长春汽车研究所与化工部橡胶工业研究所合作, 开始研究并设计空气弹簧, 同年年底国内第一辆空气悬架的货车试制成功。次年, 长春汽车研究所分别在北京、天津、上海等地参与了空气弹簧与公共汽车、无轨电车以及轨道车辆等多种车辆的匹配设计。但是有关空气弹簧的特性理论、系统密封等问题没有完全解决, 再加上对空气弹簧的认识存在问题^[22]。因此, 国内一度终止了空气弹簧的相关研究。

到了八十年代, 长春汽车研究所再次着手空气弹簧与汽车悬架的匹配研究^[23], 先后为武汉客车制造厂、瓦房店客车厂、四平客车厂等几家企业设计了空气悬架。取得了相关的研究成果: 车身自振频率可降低到 1.1~1.2Hz; 平均车速提高了 17%; 采用空气弹簧与采用钢板弹簧相比同车型悬架质量可以减轻 50~60 公斤。还为沈阳电车公司修配厂试制了沈阳 SY662 空气弹簧无轨电车, 在运行了 6 万公里后车身、车桥及联接部件基本没有损伤。1987 年, 该所与沈阳飞机制造公司汽车厂共同开发了 CA151D18 空气悬架客车底盘, 并应用于 SFQ6981A 型客车。但未解决橡胶气囊的寿命偏低问题, 国内对空气弹簧及其相关研究再次陷入停止状态。

90 年代, 随着经济的快速发展和人民生活水平的日益提高, 国内客车厂(如北方车辆制造厂、厦门金龙联合汽车公司、西安飞机制造厂、安凯汽车股份有限公司、亚星客车集团公司和丹东汽车制造厂等)纷纷进口国外空气悬架或空气悬架客车底盘, 以提高其产品市场竞争力抢占国内高档客车市场。与此同时, 国内对空气弹簧及其相关研究开展于众多产学研机构。企业主要有: 东风汽车^[24, 25]、中国重型汽车集团公司、上海汇众汽车制造公司重型汽车厂、漯河汽车制造厂研究所、江苏亚星客车厂^[26]、重庆红岩汽车有限责任公司等整车厂主要针对某一车型进行空气悬架的匹配设计; 有空气悬架专业生产公司: 上海科曼车辆部件系统有限公司、北京精德精汽车底盘系统有限公司、北京驰创达空气悬架有限公司; 株洲时代新材料科技股份有限公司^[27]、贵州前进橡胶有限公司^[28]、

山东莱州市橡胶厂、广州市溢滔橡胶有限公司、浙江高斯特橡胶实业有限公司等主要进行空气弹簧生产；研究所：交通部重庆公路科学研究所^[29~31]、江苏省交通科学研究院^[32]、铁道部四方车辆研究所^[33~35]等为空气弹簧的生产或匹配提供技术支持；大专院校：吉林大学^[35~46]、南京农业大学^[47~50]、武汉理工大学^[51~53]、北京理工大学^[54]、北京化工大学^[55~59]、合肥工业大学^[60~71]、同济大学^[72, 73]，高校目前主要侧重于1/4空气悬架车辆模型传递特性、控制及仿真研究。

在1991年，沈阳飞机制造公司和交通部重庆公路科学研究所起草了GB/T13061-91《汽车悬架用空气弹簧—橡胶弹簧》国家标准，为橡胶气囊国产化提供了标准^[7, 74]。

同时一些国外空气弹簧生产商也开始在中国销售和生产，如美国的*Goodyear*公司、*Firestone*公司、德国的*Contitech*公司等。

综上所述，国内外学者对空气弹簧悬架及其相关领域进行了广泛的研究，取得了一定的研究成果，主要集中在空气弹簧与汽车悬架匹配设计、仿真分析、控制方面。尽管从公开发表的文献来看，对于空气弹簧的设计理论和设计方法研究还鲜有报道。但不容置疑，国外著名空气弹簧生产商（如*Goodyear*公司、*Firestone*公司和*Contitech*公司等）均有自己的空气弹簧设计理念和完善的设计方法，并一直处于商业机密状态。

1.3 ECAS 简介

1.3.1 ECAS 优点

空气悬架按控制方式分为机械控制式和电子控制式。前者被称为被动（常规）空气悬架，只能设定一个平衡高度；路况较差时放气频繁影响性能；后者被称为ECAS（电子控制空气悬架，*Electronically-Controlled Air Suspension*）

相对于前者，ECAS^[75~77]具有以下优点：

- ① 减少了空气消耗—在车辆行驶过程中无空气消耗。以低地板城市客车为例，与被动空气悬架系统相比，ECAS可节省大约25%的空气消耗。
- ② 由于使用了大截面的进（出）气口而使所有控制过程变得非常迅速。
- ③ 安装容易。对于电磁阀组件，每一气囊只需一根气管，再加上一根到储气筒的气管。
- ④ 升/降功能和*Kneeling*功能满足法规要求。
- ⑤ 系统的高度的灵活性可以满足不同类型的*Kneeling*功能。
- ⑥ 综合安全概念，故障记忆和诊断功能。

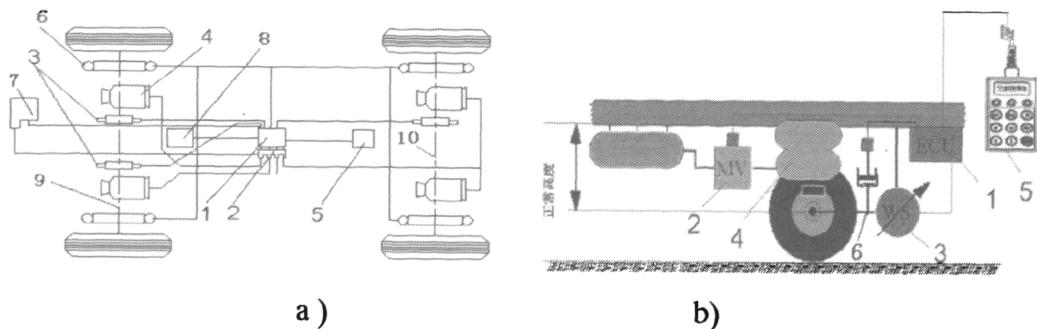


图 1.1 电控空气悬架系统示意图

1 控制器 2 电磁阀 3 车身高度传感器 4 空气弹簧 5 控制终端 6 减振器

7 空气压缩机 8 速度传感器 9 后轴 10 前轴

Fig.1.1 A schematic diagram of ECAS system

1 ECU 2 Solenoid valve 3 Height sensor 4 Air spring 5 Remote Control Unit

6 Shock absorber 7 Air compressor 8 Speed sensor 9 Rear axle 10 Front axle

1.3.2 电控空气悬架主要元件

电控空气悬架由两部分组成^[78]，第一部分主要为机械元件，包括空气弹簧、减振器、缓冲限位块、导向机构、横向稳定器(杆)、车身高度控制机构及各种安装支架等；第二部分为气动回路和控制系统，包括控制器（ECU）、位移（高度）传感器、压力传感器、空气压缩机、储气筒、电磁阀、管路以及密封件等，如图 1.1 所示。

第一部分机械部分如下：

1. 空气弹簧

空气弹簧部分在下文中详细叙述，此处从略。

2. 导向机构

空气弹簧只承受垂直载荷，必须有导向机构承受纵向力、侧向力及其力矩。导向机构常用的有板簧式、双横臂式、纵臂式、四连杆式和 A 形等。不同的导向机构各有优缺点，要参考具体车型的整车的总体布置来合理应用^[79]。

3. 减振器

空气悬架中的减振器是一种高性能减振器；其性能随着载荷的增加而改变，拉伸强度高。主要限制向下行程和防止空气弹簧与底座分离。一般多用双向筒式液压减振器，其内部装有行程限位装置。

4. 横向稳定器

横向稳定器可防止车身发生过大的横向倾斜和横向角振动，提高汽车抗侧倾能力，

增大悬架的横向角刚度，调整了前后悬架侧倾角刚度比值，可使汽车具有不足转向特性，改善汽车的操纵稳定性。但部分空气悬架的导向机构具备足够的侧倾角刚度，不需安装横向稳定器。

5. 缓冲限位块

缓冲块的安装形式有两种：一种安装在空气弹簧的盖板或底座上；另一种安装在空气弹簧外的车架或车桥上。其作用是避免车架和车桥或导向杆件之间的刚性冲击。空气悬架系统的缓冲块通常是中空的柱形或双曲形，受压变形时，胶体内外侧都有有足够的横向变形空间，内应力分布较均匀。本课题中使用的前簧悬架 N644 的缓冲块置于其底座上，在气囊内部。当空气弹簧漏气或损坏时，缓冲块直接承载；此时车辆的运行品质虽有下降，但不影响安全性。

6. 车身高度控制机构

车身高度控制机构分为机械式和电子式两种形式。

被动空气悬架使用机械式高度控制机构，即采用机械式高度阀^[80]调节，根据车桥相对车架的高度变化（即悬架的动行程）来控制空气弹簧的充放气，改变空气弹簧的刚度，保持：① 正常车身高度不变；② 载荷变化时，悬架有较低的固有频率，且频率基本不变。

电子控制空气悬架的高度控制机构是：将机械式高度阀的测量车身高度和对空气弹簧充、放气的功能分解，分别用高度传感器和电磁阀代替。以客车电控空气悬架为例，其功能除机械式高度阀的功能外，还有：① 指标高度控制；② 多个行车高度；③ 限高；④ *Kneeling* 功能。

第二部分控制系统和气路如下：

7. 电气元件

电控空气悬架比被动空气悬架多配置了电气元件，主要是 ECU、电磁阀、高度传感器、压力传感器与压力开关和遥控器等。如图 1.2 所示。

ECU： 具有监视、运算、控制和故障检测。

电磁阀： 通常是电磁阀组件；控制气囊的充放气。

高度传感器： 测量车身与车桥的相对位移，即悬架行程，并将其转换为电信号送至 ECU。

压力传感器及压力开关： 测量储气筒和气囊压力，以及车辆轴荷。

红外线遥控器： 实施远距离控制。

8. 气路系统

在下文中详细叙述，此处从略。

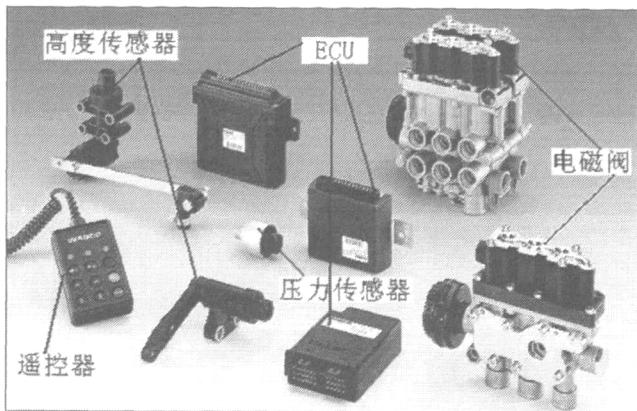


图 1.2 电控空气悬架电气元件

Fig.1.2 Electrical element of ECAS system

1.4 平顺性

1.4.1 平顺性概述

汽车平顺性是汽车在行驶过程中保持驾驶员、乘员所处的振动环境具有一定舒适度的性能，对于载货汽车还包括保持货物完好的性能。由于平顺性主要根据乘坐者的舒适程度来评价，故也称为乘坐舒适性。广义的舒适性是指车内宽广度、视野、座椅舒适性、车内安静程度和各部位的振动大小等。通常所说的舒适性仅指乘客对振动的适应程度。要求汽车对路面不平度有良好的隔振特性，汽车的这一性能称为汽车平顺性。

汽车的平顺性的研究对象是“路面—汽车—人”构成的系统，并对该系统进行符合实际的评价。如图 1.3 汽车振动系统框图。简言之，就是把路面不平度的统计规律作为汽车振动系统的输入，然后用一定的算法求出与事实一致的响应，并进行符合实际的评价^[81,82]。

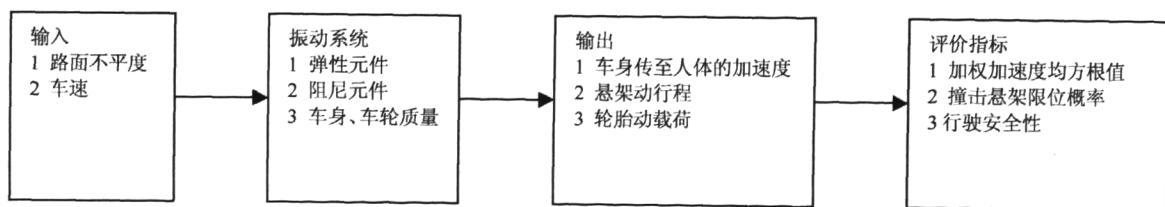


图 1.3 汽车振动系统图

Fig.1.3 A block diagram of Vehicle vibration system

1.4.2 平顺性的研究方法

总言之，平顺性研究方法分为理论研究法^[83]和实验研究法^[84-86]。

1. 理论研究方法^[87, 88]

传统的理论研究方法就是力求建立尽可能完全反映客观实际的动力学模型，然后通过一定的算法得到振动基本规律，求出平顺性分析所需的振动响应量，与相应的平顺性评价指标相比较，从而预测与分析汽车平顺性。较之实验方法其优点在于：① 不受实验条件的限制，避免实验中的一些随机因素的影响，便于归纳、比较和分析；② 从建模、计算到分析均可在计算机中进行，缩短研究周期，节约费用；③ 改变输入便可得到不同的输出，而用实验方法不同的输入需作不同的实验。

通常理论研究方法分为：① 传统研究法(对应于简化系统模型的微分方程有线性和非线性之分，其解法也分别有时域和频域之分。在工程应用中使用频域解法的居多，时域解法很难直接得到人们所需要的有价值的信息，通常把时域解通过傅立叶变换转换至频域。)；② 多体(系统)动力学研究法；③ 主动、半主动控制法。

2. 试验研究方法^[87, 88]

通过汽车平顺性试验，可发现并探索平顺性方面存在的问题，同时找出结构参数(轮胎、悬架、座垫的刚度和阻尼)对平顺性的影响。近年来，计算机和信号处理技术的发展为汽车实验提供了先进的测试工具和测试手段。汽车平顺性试验研究按试验方法分为室外道路试验、试验场试验和室内模拟试验。

① 室外道路试验：在实际道路上进行试验，可全面考核、评价车辆的技术性能，主要用于实车评价试验和验证试验，目前采用较多。但由于道路条件难于控制，行车受到交通情况和其它条件的限制，实验结果的重复性、可比性差。

② 试验场试验：由各种试验道路、试验场地、实验室以及各种辅助设施组成，用来测定汽车的结构参数及基本性能参数来评价汽车的各种性能，例如：动力性、经济性及行驶平顺性等。按照预先确定的试验项目和试验规范在规定的条件下进行试验，实验场内的试验路段模拟汽车实际使用工况，与实际使用情况基本相同，因而可在短的试验里程内获得试验结果，缩短试验时间，提高试验效率且不受外界交通条件等因素的影响，能保证试验条件的一致性。

③ 室内模拟试验：室内模拟试验是在实验室内利用专用试验设备(如 MTS)模拟路面情况对汽车进行激励，因此可以控制试验条件，试验重复性好，但试验设备价格昂贵。

这种试验结果的准确性依赖于道路模拟实际路面的准确性，因此，对路面不平度的研究一直是平顺性研究的一个热点问题。

1.4.3 平顺性的研究的主要内容

1. 激励来源的研究^[87,88]

激励源一般分为车辆激励和路面激励。车辆激励来自于轮胎/车轮，传动系统和发动机等旋转部件；路面激励出自于路面不平度，是汽车振动系统的主要输入振源。获取准确的路面激励是进行汽车平顺性研究——正确分析和评价汽车振动系统的性能——的重要环节。

路面激励的研究方法有实验法和理论法。实验法，其一是使用路面计测试实际路面获得路面激励；其二是使用传感器和磁带记录仪记录汽车所测部位在实际路面上行驶时的振动加速度信号，然后在道路模拟机上换算得到路面激励。实验法直观、有效，但费力、耗时、不经济。理论法，即使用计算机及数字技术进行路面激励的模拟。室内模拟试验采用随机加载、数据自动记录和采集处理系统来模拟车辆使用工况，提高试验精度；比如 *ARMA(n,m)* 模拟法、*Monte-Carlo* 法等，此类理论方法节省了实际测试的工作量、且较好地反映了真实路面不平度统计特性的要求。理论上解决路面激励的输入问题，是用计算机模拟整个汽车振动系统的时频响应特性的基础。目前，研究人员已提出了多种路面激励时域和频域模型，但仍有待完善。

2. 汽车振动系统模型的研究^[87,88]

汽车是一个复杂的非线性多自由度系统，加之模型的数学描述和计算方法的局限，建立完全符合实际工况的汽车动力学模型是极其困难的。实际工程确定力学模型的自由度时，应在比较后，找到既能满足工程精度又不至于太复杂的模型。针对具体的问题，如何建立既简单又能反映研究问题实质的适当的汽车振动模型是研究汽车行驶平顺性的关键问题之一。

目前汽车振动系统的建模研究方法大体分为两种：传统研究法和多体系统动力学研究法。传统研究法是根据一些理想假设将汽车简化成由一系列惯性元件、弹性元件和阻尼元件组成的振动系统模型，并求解出振动的振型、固有频率、输出响应等以进行比较分析。多体系统动力学是自 20 世纪 60 年代初发展起来，研究由多个柔 性体和（或）刚性体所构成的系统的运动规律的科学，主要目标是解决多维、时变、高度非线性的复杂

动力学系统的建模、分析、求解和控制等问题。近二十年来，该学科在汽车领域的应用不断增多，现在已有许多大型通用多体动力学软件，如美国的 ADAMS 软件。

3. 汽车行驶平顺性评价方法的研究^[87,88]

汽车平顺性的研究需要评价方法和评价指标。汽车平顺性的评价是一个相当复杂的过程，它包括人、车、路三个环节，其中人是最活跃的因素。当前对汽车振动评价主要分两类，即主观评价和客观评价。由于人的自身复杂的心理、生理特征，即使是相同的振动，也需要专门人员进行评价。客观评价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、加速度等）作为评价指标，并适当的考虑人体对振动反应的敏感程度来评价汽车的平顺性，是一种较为精确的评价方法^[89]。

4. 汽车行驶平顺性的改进研究

有关平顺性改进的研究工作，国内外已取得了相当大的进展。自 20 世纪 60 年代以来，随着测试技术和计算机技术的日益提高，研究人员能够大量采集和有效地处理汽车振动的随机数据，并能对符合实际情况的多自由度车辆模型进行设计参数分析。

实际研究工作中一般都是针对具体研究问题，将汽车简化成若干自由度的线性系统，然后编制相应的程序，在计算机上对设计中的车型和已有车型的振动响应进行预测分析，并分析结构参数的影响，提出优化设计方案，为设计和改进车型提供依据^[81]。

1.5 PID 控制和 Fuzzy 控制的发展及应用

PID 控制是比例、积分和微分控制的简称，是一种负反馈控制。在生产过程自动控制的发展历程中，PID 是历史最久、应用最广的基本控制方式。PID 控制具有以下优点：
① 原理简单，使用方便。② 适应性强，可应用于诸多过程控制和运动控制中。③ 鲁棒性好。鲁棒性（robustness），也称为稳健性、稳定性或健壮性，是指控制系统在一定（结构，大小）的参数摄动下，维持某些性能的特性。根据对性能的不同定义，可分为稳定鲁棒性和性能鲁棒性。鲁棒性好，即其控制品质对被控对象特性的变化不大敏感。④ 可靠性高。可靠性的国标定义，即产品在规定的条件下、在规定的时间内完成规定的功能的能力；可靠性越高，产品无故障工作的时间就越长。

目前的工业控制中，PID 控制包括改进型的所占比例达到了 90% 以上。例外的情况有两种：其一，被控对象易于控制，而控制要求不高时，采用开关控制；其二，被控对象特别难以控制，而控制要求又特别高，PID 控制不能达到工业要求时，代之以其它先

进控制方法。

常规(纯)PID控制尤其适用于可建立精确数学模型的确定性系统。而实际工业控制过程多具有非线性、耦合、时变性和不确定性,难以建立精确的数学模型,应用常规PID控制器不能达到理想的控制效果;工业生产现场中,由于参数整定方法的局限,常规PID控制器通常整定不良,性能欠佳,对运行工况的适应性差^[90, 91]。

计算机技术、微电子技术、现代控制理论及智能控制理论的发展,出现了新型PID和PID参数智能整定,更好的控制复杂动态的不确定系统。

模糊控制是基于模糊集合理论、模糊逻辑,并同传统的控制理论相结合,模拟人的思维方式,对难以建立数学模型的对象实施的一种控制理论。它是智能控制领域最重要的分支之一。基本思想是在被控对象的模糊模型的基础上,用机器去模拟人对系统控制的一种方法。

模糊控制理论的特点为:①无须知道被控对象的精确数学模型。它是以人对被控系统的控制经验为依据来设计的控制器;②对被控对象特性参数的变化具有较强的鲁棒性;③适合于对难以建立被控对象的数学模型的复杂系统进行控制,如非线性、时变和滞后系统;④为“语言型”控制,基于工业过程的定性认识,易建立语言变量控制规则,易于形成知识库;⑤基于不同的观点,对于一个给定系统,可设计多个不同的指标函数;其语言规则是分别独立的,且通过各部分协调可取得总体的控制;⑥控制效果好,设备简单,经济效益显著;⑦模糊控制的缺点为:不能够消除静态误差,因而需要和其他的方法结合在一起对被控对象进行控制。

模糊控制理论是由美国扎德(L. A. Zadeh)于1965年提出,其应用始于1973年。国外以日本为例,在80年代进入模糊控制实用化时期,成功运用于地铁、家电产品。同时,日本、美国、德国开发出了模糊(控制)推理芯片,包括通用芯片和专用芯片,分别完成通用和专用的控制任务。推理芯片的优点为:①模糊推理机算法标准,便于VLSI化;②模糊控制器设计的重心可转移到知识库设计;③有利于自适应控制的实现;④系统VLSI化是高技术发展的方向。国内的研究与应用始于1979年,成果应用主要集中于工业炉窑、石化、煤矿、食品加工、机电、飞行控制和城市交通等方面。同时,开发了模糊控制芯片、电路板和模糊控制软件^[92]。

从上世纪末,国内开始把Fuzzy—PID技术应用于半主动悬架的控制中,并取得了较好的控制效果。如2000年,权龙等人把Fuzzy—PID自调整技术应用于车辆液压半主

动悬架，有效地改善车辆的乘坐舒适性和操纵稳定性^[93]。2001 年郭大蕾等人运用可调增益的 Fuzzy—PID 技术于电液半主动悬架控制，取得了较好的减振效果^[94]。2004 年孙涛等人进行了电流变智能半主动悬架模糊 PID 控制，使车身的振动降为最小^[95]。邵瑛将自适应模糊 PID 控制应用于半主动悬架，仿真结果验证了其有效性和可行性^[96]。2005 年支龙等人建立了基于 PID-Fuzzy 混合控制的汽车主动悬架系统模型，仿真结果表明可有效减轻车身振动^[97]。2006 年刘韶庆等人得出 Fuzzy—PID 控制的基于磁流变减振器的半主动悬架系统在减小簧载质量加速度和悬架动行程方面具有更好的效果，有鲁棒性强^[98]。

1.6 空气悬架存在的问题

虽然国内的空气悬架研究取得了一些成果。但没有掌握自主知识产权的核心技术，主要存在以下几个问题：匹配技术、空气弹簧的设计制造与试验技术、导向机构设计和控制技术。

1. 匹配技术

按照匹配对象，空气悬架匹配技术包括：空气弹簧与悬架的匹配、空气悬架内部各元件间的匹配及空气悬架与整车的匹配。按照匹配参数，分为结构匹配、载荷匹配、刚度(高度)与阻尼匹配和频率匹配。匹配的目的是降低整车的振动，提高行驶平顺性和操纵稳定性。由于空气弹簧的刚度特性是一组非线性弹性特性曲线，研究这一类刚度非线性系统的振动传递规律是空气悬架匹配的关键^[99,100]。目前匹配技术在国内仍是空白点。

2. 空气弹簧设计制造与试验

空气弹簧的设计^[101]包括两方面：一是根据具体车型的空气悬架的要求确定空气弹簧参数；二是橡胶气囊的设计，气囊质量通常取决于橡胶气囊材料、结构和制造工艺。

制造工艺和试验^[102,103]。空气弹簧的制造技术同样影响空气弹簧的性能和寿命，在制造过程中，空气弹簧的材料、半成品以及成品都要达到严格的检验标准。而空气弹簧试验可分析空气弹簧特性，有助于优化设计及材料配方，改善制造工艺，提高国产空气弹簧质量。

3. 减振器设计

国内的被动减振器设计比较成熟，而可调阻尼减振器是当前国内外研究的主要方向。设计可调阻尼减振器的首要是建立准确的减振器数学模型，考虑非对称性对平顺性

的影响。此外，有级可调减振器的关键是提出先进的阀技术，增加阻尼变化档数，减少切换时间；无级可调减振器中以磁流变减振器性能最优，其技术关键为结构参数选择、磁路设计、电源配置和噪声降低等。

4. 导向机构设计

导向机构的形式和结构是空气悬架设计的重要部分。导向机构的设计还涉及悬架系统的运动干涉，直接影响车辆的横向、纵向稳定性，决定了操纵稳定性和整车的合理受力。如果导向机构设计不合理，可导致空气弹簧的工作环境恶化，寿命缩短。因此，合理的空气悬架的导向机构，既满足导向要求，又要具有一定的强度和变形能力^[104]。

5. 控制技术

现有国外电控空气悬架能实现高度控制、刚度的有级控制(多为2~3级)、车身姿态控制和气压监控等功能。未来悬架控制将发展刚度和阻尼的集成控制^[105]、刚度的无级控制和阻尼的实时控制等。控制系统的硬件设计和控制算法的实现^[106]是控制技术研究的关键。

1.7 本文研究目的和意义

空气悬架能极大改善车辆的行驶平顺性和操纵稳定性，是未来车辆技术的发展方向之一。沿着欧美国家空气悬架技术发展轨迹发展，优先发展商用车——尤其客车的电控空气悬架技术是国内汽车业发展的必然趋势。目前国内的车辆空气悬架系统部分是直接采取从国外进口，自制空气悬架系统也是引进国外技术生产，无自主知识产权。国内企业掌握空气悬架关键技术，可快速缩短国产商用车与国外商用车技术、等级差距和市场份额。因此，国内汽车业要加强对电控空气悬架关键技术的研究，发展有完全自主知识产权的空气悬架技术。

1.8 本文的研究内容

本课题来源于江苏大学和浙江省科技厅、稳达减振器公司合作的浙江省科学技术厅重点攻关项目“电子控制空气悬架系统的开发应用”(项目编号：2006C11089)研究内容，为其开发具有自主知识产权的空气悬架提供理论与技术支持。本研究工作在追踪空气悬架国际先进设计水平的基础上，立足于我国空气悬架的现实需要，对空气悬架匹配、充放气、控制及试验研究做了比较深入的系统的研究工作，具体各章的主要内容可以概

括如下：

第一章：概述了空气悬架的发展，电子控制空气悬架的组成，平顺性的研究方法和主要内容，Fuzzy—PID 控制技术在悬架上的应用和本文的主要研究内容。

第二章：建立空气悬架1/4和整车模型及路面输入模型，并介绍了平顺性评价方法。

第三章：分析了空气弹簧特性，并建立了空气弹簧模型。

第四章：进行了 ECAS 充放气特性的理论推导及实验。

第五章：运用遗传算法对空气悬架系统进行了优化匹配。

第六章：Fuzzy—PID 控制器设计及仿真分析。

第七章：Fuzzy—PID 控制器的台架实验。

第八章：整车实验。

第九章：给出了本文研究的结论，并对进一步的研究进行了展望。

第二章 车辆模型和平顺性评价

2.1 空气悬架系统车辆模型

建立系统模型的实质是利用物理参数描述外界输入、系统本身和系统输出之间的关系。从理论上讲建立的模型自由度越多就越接近汽车的实际情况，但考虑到工程实际和研究方法的局限，车辆模型的简化程度及其自由度数取决于车型、车辆系统的结构形式、悬架系统类型和研究目的。目前的常采用二自由度的 1/4 车模型，四(五)自由度 1/2 侧倾，俯仰模型及七(八、九或十)自由度整车模型。空气悬架系统为非线性动力系统，系统本身参数较多，且相互间耦合较强，难以建立精确的数学模型。根据工程要求和试验条件，本文决定采用二自由度 1/4 车模型和八自由度整车模型。

2.1.1 二自由度 1/4 模型

为研究方便，本文在参照某大型客车空气悬架并结合空气悬架实验台的具体情况下，构建了空气悬架系统的 1/4 车辆振动模型，包括簧载质量和非簧载质量两个自由度。建模过程中做了如下假设：

- ① 所研究汽车结构对称（对称于横、纵轴线），质量分配系数在 0.8~1.2 之间(最好接近 1)；
- ② 簧载质量和非簧载质量皆为刚体，其垂直振动相互独立；
- ③ 轮胎模型模拟车辆—地面输入，忽略轮胎变形过程中的阻尼值，并简化为具有等效线性(径向)刚度的弹簧，认为轮胎在行驶过程中始终与地面接触；
- ④ 左右车辙的不平度函数相等；
- ⑤ 空气悬架简化为并联的空气弹簧和减振器，且只考虑空气弹簧的刚度和减振器的阻尼，且均为线性。

所建空气悬架两自由度 1/4 车辆动力学模型如图 2.1 所示。其中 m_s —簧载质量； m_u —非簧载质量； k_s —空气弹簧刚度； k_t —轮胎刚度； c —减振器阻尼系数； x_s —簧载质量位移； x_u —非簧载质量位移； q —路面位移；

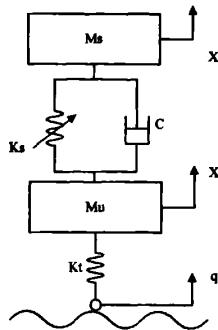


图 2.1 二自由度 1/4 模型

Fig.2.1 The model of two degrees of freedom and one-quarter

其动力学方程^[106]可表示为：

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + c(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_s(x_s - x_u) &= 0 \\ m_u \ddot{x}_u - c_e(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_s(x_s - x_u) + k_t(x_u - q) &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

由于系统路面激励和控制力两个输入，运用现代控制理论分析系统，取状态向量 $X = [x_s \ x_u \ \dot{x}_s \ \dot{x}_u]^T$ ，输出向量 $Y = [y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4]^T$ ，其中： $y_1 = x_s$ ， $y_2 = \dot{x}_s$ ， $y_3 = x_u$ ， $y_4 = \dot{x}_u$ 。代入系统运动微分方程，得悬架状态方程：

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + Bu(t), \quad u(t) \text{ 为输入向量 } [k_s \ x_q]^T, \\ Y &= CX + Du(t) \end{aligned}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c}{m_s} & 0 & \frac{c}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_u} & \frac{c}{m_u} & -\frac{(k_t + k_s)}{m_u} & -\frac{c}{m_u} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_s} & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{m_u} & -1 \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

2.1.2 八自由度整车模型

整车的八个自由度分别为：四个非簧载质量的垂直位移、簧载质量的侧倾角位移、俯仰角位移、质心处的垂直位移以及座椅系统的垂直位移。

要建立汽车整车八自由度平顺性模型，须先作以下假设：

- ① 整个系统为线性系统，即类似对二自由度系统所做假设；
- ② 簧载质量视作具有集中质量的刚体，仅考虑其侧倾、俯仰和质心处垂直振动位移对汽车平顺性的影响，忽略其横摆对平顺性的影响；
- ③ 簧载质量在平衡位置附近做微幅振动，悬架的刚度和阻尼都看作常数；
- ④ 座椅系统是通过弹簧和减振器与车身连结在一起，只考虑其垂向的振动。
- ⑤ 空气悬架在工作过程中，不与缓冲块碰撞。

于是便可以将汽车简化成如图 2.2 所示的整车八自由度模型：

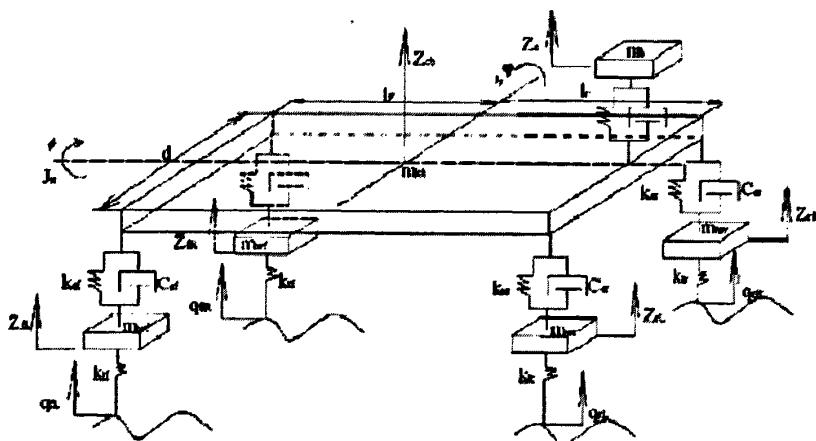


图 2.2 八自由度整车模型

Fig.2.2 The model of eight degrees of freedom and full vehicle

其中： m_{wf} 、 m_{wr} 分别是前、后车轮的非簧载质量 (kg)； m_{cb} 为汽车的簧载质量 (kg)； J_x 为簧载质量绕其质心纵向轴线的转动惯量，即侧倾惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)； J_y 为簧载质量绕其质心横向轴线的转动惯量，即俯仰惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)； m_b 为座椅系统的质量 (kg)； k_f 、 k_r 分别为前、后轮胎的垂直刚度 (N/m)； k_{sf} 、 k_{sr} 分别是前、后悬架的刚度 (N/m)； k_c 为座椅系统的刚度 (N/m)； C_{sf} 、 C_{sr} 分别为汽车前、后悬架减振器的阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)； C_c 为座椅系统减振器的阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)； q_x 、 q_y 、 q_z 分别为

路面对前左轮、后左轮、前右轮、后右轮在垂直方向上的位移激励 (m)； Z_{fl} 、 Z_{rl} 、 Z_{fr} 、 Z_{rr} 分别为前左轮、后左轮、前右轮、后右轮在垂直方向上的位移 (m)； Z_{cb} 为簧载质量在垂直方向上的位移 (m)； ϕ 为簧载质量的侧倾角位移 (rad)； φ 为簧载质量的俯仰角位移 (rad)； Z_c 为座椅系统在垂直方向上的位移 (m)； l_f 、 l_r 分别为前、后轴到簧载质心横向轴线的水平距离 (m)； d 为左、右两轮的轮距 (m) (这里假设前后轮距相等)。

根据参考文献^[107]，本文使用牛顿法建立汽车整车八自由度平顺性数学模型。

设四个悬架与车身连接位置在垂直方向上的位移依次为 Z_{fl0} 、 Z_{rl0} 、 Z_{fr0} 、 Z_{rr0} ；座椅与车身连接位置的垂直位移为 Z_{c0} ，且有：

$$\begin{cases} Z_{fl0} = Z_{cb} + \frac{d}{2}\phi - l_f\varphi \\ Z_{rl0} = Z_{cb} + \frac{d}{2}\phi + l_r\varphi \\ Z_{fr0} = Z_{cb} - \frac{d}{2}\phi - l_f\varphi \\ Z_{rr0} = Z_{cb} - \frac{d}{2}\phi + l_r\varphi \\ Z_{c0} = Z_{cb} + l_r\varphi \end{cases} \quad (2.2)$$

悬架及座椅系统对车身连接处的作用力为：

$$\begin{cases} F_{fl} = k_{sf}(Z_{fl} - Z_{fl0}) + C_{sf}(\dot{Z}_{fl} - \dot{Z}_{fl0}) \\ F_{rl} = k_{sr}(Z_{rl} - Z_{rl0}) + C_{sr}(\dot{Z}_{rl} - \dot{Z}_{rl0}) \\ F_{fr} = k_{sf}(Z_{fr} - Z_{fr0}) + C_{sf}(\dot{Z}_{fr} - \dot{Z}_{fr0}) \\ F_{rr} = k_{sr}(Z_{rr} - Z_{rr0}) + C_{sr}(\dot{Z}_{rr} - \dot{Z}_{rr0}) \\ F_c = k_c(Z_{c0} - Z_c) + C_c(\dot{Z}_{c0} - \dot{Z}_c) \end{cases} \quad (2.3)$$

对四个车轮、车身及座椅系统分别运用牛顿定律得：

$$\begin{cases} m_{wf}\ddot{Z}_{fl} - k_{sf}(q_{fl} - Z_{fl}) + F_{fl} = 0 \\ m_{wr}\ddot{Z}_{rl} - k_{tr}(q_{rl} - Z_{rl}) + F_{rl} = 0 \\ m_{wf}\ddot{Z}_{fr} - k_{sf}(q_{fr} - Z_{fr}) + F_{fr} = 0 \\ m_{wr}\ddot{Z}_{rr} - k_{tr}(q_{rr} - Z_{rr}) + F_{rr} = 0 \\ m_{cb}Z_{cb} - F_{fl} - F_{rl} - F_{fr} - F_{rr} - F_c = 0 \\ J_x\ddot{\phi} - \frac{d}{2}(F_{fl} + F_{rl}) + \frac{d}{2}(F_{fr} + F_{rr}) = 0 \\ J_y\ddot{\varphi} - l_r(F_{rl} + F_{rr} - F_c) + l_f(F_{fl} + F_{fr}) = 0 \\ m_b\ddot{Z}_c - F_c = 0 \end{cases} \quad (2.4)$$

将式(2.2)、式(2.3)代入式(2.4), 整理可得八自由度的数学模型为:

$$[M]\{\ddot{Z}\} + [C]\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = [K_t]\{Q\} \quad (2.5)$$

其中: $[M]$ —质量参数矩阵; $[C]$ —阻尼参数矩阵; $[K]$ —刚度参数矩阵; $[K_t]$ —轮胎刚度矩阵。且:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{wf} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{wr} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{wf} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{wr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{cb} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_c \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_f + k_r & 0 & 0 & 0 & -k_f & -\frac{d}{2}k_f & l_f k_f & 0 \\ 0 & k_r + k_w & 0 & 0 & -k_w & -\frac{d}{2}k_w & -l_r k_w & 0 \\ 0 & 0 & k_f + k_r & 0 & -k_f & \frac{d}{2}k_f & l_f k_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_w + k_r & -k_w & \frac{d}{2}k_w & -l_r k_w & 0 \\ -k_f & -k_w & -k_f & -k_w & 2k_f + 2k_w + k_c & 0 & 2l_r k_w - 2l_f k_f + l_r k_c & -k_c \\ -\frac{d}{2}k_f & -\frac{d}{2}k_w & \frac{d}{2}k_f & \frac{d}{2}k_w & 0 & \frac{d^2}{2}k_f + \frac{d^2}{2}k_w & 0 & 0 \\ l_f k_f & -l_r k_w & l_f k_f & -l_r k_w & 2l_r k_w - 2l_f k_f + l_r k_c & 0 & 2l_f^2 k_w + 2l_f^2 k_f + l_r^2 k_c & -l_r k_c \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_c & 0 & -l_r k_c & k_c \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_f & 0 & 0 & 0 & -C_f & -\frac{d}{2}C_f & l_f C_f & 0 \\ 0 & C_w & 0 & 0 & -C_w & -\frac{d}{2}C_w & -l_r C_w & 0 \\ 0 & 0 & C_f & 0 & -C_f & \frac{d}{2}C_f & l_f C_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_w & -C_w & \frac{d}{2}C_w & -l_r C_w & 0 \\ -C_f & -C_w & -C_f & -C_w & 2C_f + 2C_w + C_c & 0 & 2l_r C_w - 2l_f C_f + l_r C_c & -C_c \\ -\frac{d}{2}C_f & -\frac{d}{2}C_w & \frac{d}{2}C_f & \frac{d}{2}C_w & 0 & \frac{d^2}{2}C_f + \frac{d^2}{2}C_w & 0 & 0 \\ l_f C_f & -l_r C_w & l_f C_f & -l_r C_w & 2l_r C_w - 2l_f C_f + l_r C_c & 0 & 2l_f^2 C_w + 2l_f^2 C_f + l_r^2 C_c & -l_r C_c \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_c & 0 & -l_r C_c & C_c \end{bmatrix}$$

$$[K_t] = \begin{bmatrix} k_{ff} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{fr} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{ff} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{fr} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$\{Z\} = [Z_{fl} \ Z_{rl} \ Z_{fr} \ Z_{rr} \ Z_{cb} \ \phi \ \varphi \ Z_c]^T$$

$$\{Q\} = [q_{fl} \ q_{rr} \ q_{rl} \ q_{fr}]^T$$

其中： $\{Z\}$ 、 $\{\dot{Z}\}$ 、 $\{\ddot{Z}\}$ 分别是位移、速度、加速度的列向量。

2.2 路面输入模型^[108~110]

汽车在实际行驶过程中受到如路面不平度、侧向风等诸多外界因素的影响，本文只考虑路面不平度的影响。路面不平度函数是指路面相对基准平面的位移 q 沿水平距离 I 的变化 $q(I)$ ，如图2.3所示：

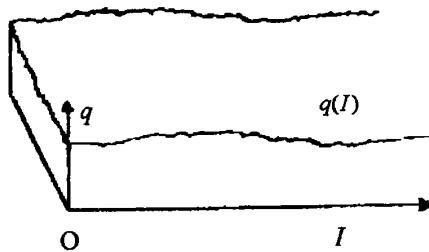


图2.3 路面纵断面曲线

Fig.2.3 Vertical curve of road surface

路面测量表明不同等级路面的主要区别在于路面粗糙程度的不同。通常用路面不平度系数来表示其粗糙程度，将测得的大量路面不平度随机数据处理得到路面功率谱密度。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”和国内长春汽车研究所起草的 GB7031 《车辆振动输入——路面不平度表示》标准中推荐的路面不平度表示方法为：

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-W} \quad (2.6)$$

式中， n 为空间频率 (m^{-1})，是波长的倒数，表示每米长度中包括几个波长； n_0 为参考空间频率， $n_0 = 0.1 m^{-1}$ ； $G_q(n_0)$ 为参考空间频率 n_0 下的路面功率谱密度值，即路面不平度系数，单位为 m^3 ； W 为频率指数，为双对数坐标上斜线的斜率，它决定路面功

率谱密度的频率结构。

根据路面功率谱密度把路面按不平度分为 A~H, 共 8 级, 表 2.1 规定了 A~E 各级路面不平度系数 $G_q(n_0)$ 的变化范围及其几何平均值, 分级路面谱的频率指数 $W=2$ 。其中, 我国公路路面功率谱基本在 A、B、C 和 D 四级范围内, B、C 级所占的比重较大^[111]。

表 2.1 路面不平度分级标准

Tab.2.1 Grading standards of road surface roughness

路面等级	$G_q(n_0)/(10^{-6} \text{m}^3)(n_0 = 0.1 \text{m}^{-1})$	$\sigma_q/(10^{-3} \text{m})(0.011 \text{m}^{-1} < n < 2.83 \text{m}^{-1})$
	几何平均值	几何平均值
A	16	3.81
B	64	7.61
C	256	15.23
D	1024	30.45
E	4096	60.90

2.2.1 频域模型^[112]

路面输入式 (2.6) 为空间频率表达式, 只与路面距离和表面粗糙度有关, 与车速、时间无关。但在分析来自不平路面的激励在悬架上产生的动态响应时, 须要考虑车辆行驶速度。认为车辆以恒定车速在路面上行驶时, 设车速为 v , 则空间频率谱 $G_q(n)$ 与时间频率谱 $G_q(f)$ 之间的转换关系为:

$$G_q(f) = \frac{G_q(n)}{v} \quad (2.7)$$

式中 f 为时间频率, 单位为 Hz, v 为汽车行驶速度, 单位为 m/s。

空间频率 n 与时间频率 f 之间的关系为

$$f = vn \quad (2.8)$$

把式(2.6)和式(2.8)代入式(2.7), 得

$$G_q(f) = \frac{1}{v} G_q(n_0) \left(\frac{f}{n_0 v} \right)^{-W} \quad (2.9)$$

当 $W = 2$ 时, 式(2.9)又可以表示为

$$G_q(f) = n_0^2 G_q(n_0) \frac{v}{f^2} \quad (2.10)$$

由式 (2.10) 可以看出, 如果作为悬架系统的输入来考虑路面激励, 提高车速和增加路面不平度系数, 这两者的效果是相同的。

对于线性车辆模型来说, 式 (2.10) 表示的路面谱可以直接作为频域分析的系统输入。然而, 如果车辆系统模型中有一些非线性的描述, 如空气弹簧的变刚度等, 那么路面模型必须在时域或距离域内描述。

2.2.2 时域模型^[112]

$G_q(f)$ 指的是路面不平度垂直位移功率谱密度, 对 (2.10) 求导, 可得

$$\text{速度功率谱密度} \quad G_q(f) = (2\pi f)^2 G_q(f) = (2\pi n_0)^2 G_q(n_0) v \quad (2.11)$$

显然, 路面速度功率谱密度不随频率变化而变化, 在整个频率范围内为一常数, 因此汽车的路面速度输入为一白噪声。产生随机路面不平度时间轮廓常有两种方法, 即由一白噪声通过一积分器产生或由一白噪声通过一成形滤波器产生。

1. 积分白噪声

根据式 (2.11), 由功率谱密度描述的路面不平度输入模型可用一个线性系统来描述, 如图 2.4 所示。其中系统输入为单位强度为 1 的随机白噪声 ω , 输出为路面不平度位移 Z_q , 即通过低通滤波器 $G(j\omega)$ 后输出。

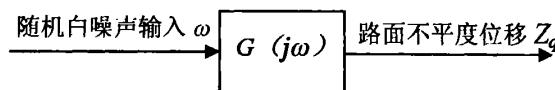


图 2.4 随机滤波白噪声路面模型

Fig.2.4 Road surface model of stochastic filtering flat noise

随机滤波白噪声表达的路面功率谱密度为:

$$G_q(f) = n_0^2 G_q(n_0) \frac{v}{f^2} = |G(f)|^2 \sigma^2 \quad (2.12)$$

$$Z_q = G(j\omega) \omega \quad (2.13)$$

式中, σ^2 为随机白噪声 ω 的方差, 取值为 1; Z_q 为路面不平位移。

如果以圆频率 ω 表示, 则式 (2.12) 表示为:

$$G_q(\omega) = 2\pi n_0^2 G_q(n_0) \frac{v}{\omega^2} = |G_q(\omega)|^2 \frac{\sigma^2}{2\pi} \Big|_{\omega^2=1} \quad (2.14)$$

由此可得：

$$|G(j\omega)|^2 = \frac{4\pi^2 n_0^2 G_q(n_0)v}{\omega^2} \quad (2.15)$$

传递函数 $G_q(j\omega)$ 可以表示为：

$$G_q(j\omega) = \frac{2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v}}{j\omega} \quad (2.16)$$

因此路面不平度位移则可以写成时域表达形式，即：

$$\dot{Z}_q(t) = 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v} w(t) \quad (2.17)$$

式 (2.16) 表示的时域路面输入模型通常被称为积分白噪声形式。

2. 滤波白噪声

为了能更真实地反映路面谱在低频范围内近似为水平的现实情况，可以在路面谱模型中引入一个下截止频率 f_0 ，得到：

$$G_q(f) = n_0^2 G_q(n_0) \frac{v}{f^2 + f_0^2} = |G_q(f)|^2 \sigma^2 \quad (2.18)$$

同样，低通滤波传递函数 $G_q(j\omega)$ 为：

$$G_q(j\omega) = \frac{2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v}}{j\omega + \omega_0} \quad (\omega_0 = 2\pi f_0) \quad (2.19)$$

由 (2.19) 得出路面不平度位移时域表达式为：

$$\dot{Z}_q(t) = -2\pi f_0 Z_q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v} w(t) \quad (2.20)$$

假设车辆以某一定速度行驶时，上式也可以表示为：

$$\dot{Z}_q(t) + \alpha v Z_q(t) = w(t) \quad (2.21)$$

其中空间频率常数 α 的值如表 2.2 所示：

表 2.2 不同等级路面空间频率常数

Tab.2.2 Spatial frequency of different grade road surface

路面等级 $G_q(n_0)$	空间频率常数 α
A	0.132
B	0.1303
C	0.12
D	0.1007
E	0.09

本文研究内容中的路面输入模型采用滤波白噪声，在 Matlab/simulink 中实现仿真的框图为：

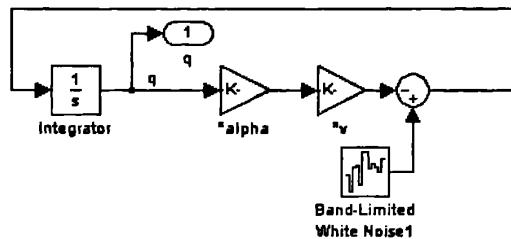


图 2.5 滤波白噪声仿真框图

Fig.2.5 A frame of filtering flat noise simulation

车辆行驶速度为 50km/h，行驶在 B 级路面时，仿真得到路面垂直位移时域信号如图 2.6 所示。

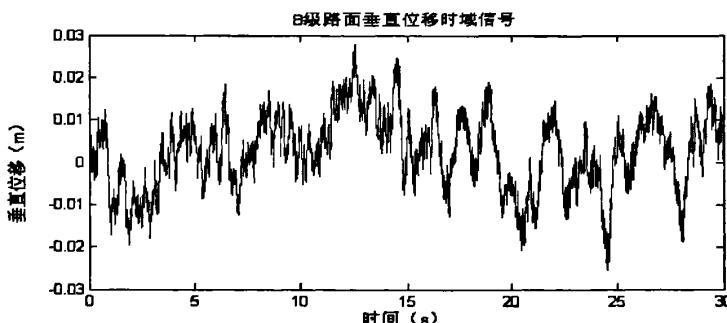


图 2.6 50km/h, B 级路面垂直位移仿真时域信号

Fig.2.6 Time domain signal in simulation of speed input at a speed of 50km/h and on B grade road surface

2.3 人体对振动的反应及平顺性评价

2.3.1 人体对振动的反应^[108]

机械振动对人体的影响，取决于振动的频率、强度、作用方向和持续时间，而且每个人的心理和身体素质不同，对振动的敏感程度也有很大差异。

ISO2631-1:1997(E) 标准规定了图 2.7 所示的人体坐姿受振模型。在进行平顺性评价时，它除了考虑座椅支撑面处输入点 3 个方向的线振动，还考虑该点 3 个方向的角振动，以及座椅靠背和脚支撑面两个输入点各 3 个方向的线振动，共 3 个输入点 12 个轴向的振动。

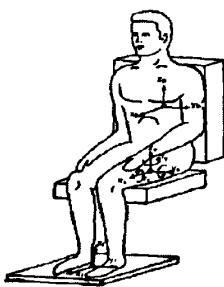


图2.7 人体坐姿受振模型

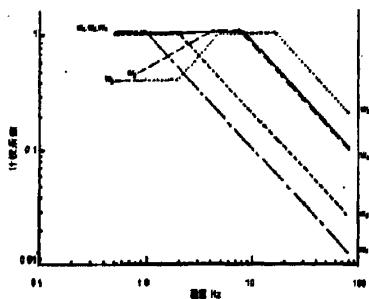


图2.8 各轴向频率加权函数 (渐近线)

Fig.2.7 Model of human body-seat experienced vibration

Fig.2.8 Frequency weighting function in different axial direction

此标准认为人体对不同频率振动的敏感程度不同，在图2.8上给出了轴向0.5~80Hz的频率加权函数，同时还考虑不同输入点、不同轴向振动对人体的影响差异，还给出了各轴向振动的轴加权系统 k 。表2.3给出了三个输入点12个轴向分别选用哪一个频率加权函数和相应加权系数 k ，并列出了一辆European小轿车在城市公路上行驶时，实测的各轴向加权加速度均方根值 a_w ，然后算出总加权加速度均方根值 a_v 。

由表2.3上各轴向的轴加权系统可以看出，椅面输入点 X_s 、 Y_s 、 Z_s 三个线振动的轴向加权系数 $k = 1$ ，是12个轴向中人体最敏感的。另外，ISO2631-1:1997(E)标准还规定，当评价振动对人体健康的影响时，就考虑 X_s 、 Y_s 、 Z_s 三个轴向，且 X_s 、 Y_s 两个轴向的加权系数 $k = 1.4$ ，比垂直轴向更敏感。

表2.3 频率加权函数、轴向加权函数 k 在 European 小轿车上振动测量的结果

Tab.2.3 Vibration measurement result of frequency and axial direction weighting function in European car

位置	坐标轴名称	频率加权函数	轴加权系数 k	加权加速度均方根值 $a_{w(ms2)}$	峰值系数
座椅支撑面	X_s	w_d	1.00	0.080	5.0
	Y_s	w_d	1.00	0.114	4.7
	Z_s	w_k	1.00	0.407	5.5
	R_x	w_c	0.63	0.106	4.9
	R_y	w_c	0.40	0.085	5.0
	R_z	w_e	0.20	0.011	4.5
靠背	X_b	w_c	0.80	0.212	4.3
	Y_b	w_d	0.50	0.087	4.4
	Z_b	w_d	0.40	0.140	4.9
脚	X_f	w_k	0.25	0.090	5.4
	Y_f	w_k	0.25	0.093	5.1
	Z_f	w_k	0.40	0.319	6.2
a_v				0.628	

椅面垂直轴向 Z_s 的频率加权函数 w_k 最敏感频率范围标准规定为 4~12.5Hz，在 4~8Hz 这个频率范围，人的内脏器官产生共振，而在 8~12.5Hz 频率范围的振动对人的脊椎系统影响很大。椅面水平轴向 X_s 、 Y_s 的频率加权函数 w_d 最敏感频率范围为 0.5~2Hz，大约在 3Hz 以下，水平振动比垂直振动更敏感，且汽车车身部分在频率范围内产生共振，故应对水平振动给予充分重视。

2.3.2 平顺性的评价方法

IS02631-1:1997(E) 标准规定，当振动波形峰值系数 < 9 (峰值系数是加权加速度时间历程 $a_w(t)$ 的峰值与加速度均方根值 a_w 的比值) 时，用基本的评价方法—加权加速度均方根值来评价振动对人体舒适性和健康的影响。根据测试，各种汽车（包括越野汽车）在正常行驶工况下均适用这一方法。

(1) 基本评价方法

采用基本评价方法时，先计算各轴向加权加速度均方根值，具体有两种计算方法：

① 对记录的加速度时间历程 $a(t)$ ，通过相应频率加权函数 $w(f)$ 的滤波网络得到加权加速度时间历程 $a_w(t)$ ，按下式计算加权加速度均方根值：

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.22)$$

其中，频率加权函数 $w(f)$ 可用以下公式表示（式中频率的单位为 Hz）：

$$w_k(f) = \begin{cases} 0.5 & (0.5 < f \leq 2) \\ f/4 & (2 < f \leq 4) \\ 1 & (4 < f \leq 12.5) \\ 12.5/f & (12.5 < f \leq 80) \end{cases} \quad w_d(f) = \begin{cases} 1 & (0.5 < f \leq 2) \\ 2/f & (2 < f \leq 80) \end{cases}$$

$$w_c(f) = \begin{cases} 1 & (0.5 < f \leq 8) \\ 8/f & (8 < f \leq 80) \end{cases} \quad w_e(f) = \begin{cases} 1 & (0.5 < f \leq 1) \\ 1/f & (1 < f \leq 80) \end{cases}$$

② 对记录的加速度时间历程 $a(t)$ 进行频谱分析得到功率谱密度函数 $G_a(f)$ ，按下式计算：

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} w^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

表 2.4 给出了加权加速度均方根值 a_w 与人的主观感觉之间的关系。

表2.4 a_w 与人的主观感觉之间的关系Tab.2.4 The relation between a_w and human's subjective sensation

加权加速度均方根值 m/s^2	人的主观感觉
< 0.315	没有不舒适
0.315 ~ 0.63	有一些不舒适
0.5 ~ 1.0	相当不舒适
0.8 ~ 1.6	不舒适
1.25 ~ 2.5	很不舒适
> 2.0	极不舒适

(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次方根的方法来评价, 它能更好的估计偶尔遇到过大脉冲引起的高峰值系数振动对人体的影响, 此时采用辅助评价方法—振动剂量值为:

$$VDV = \left[\int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{4}} / \text{ms}^{-1.75} \quad (2.24)$$

2.4 振动模型的频响特性^[113]

2.4.1 系统频响函数的引入

由于汽车所受的振动时来自路面随机输入, 由振动特性得知汽车振动的输出也是随机过程, 而随机过程很难从时域上描写, 在工程中通常需要将时域特性转化为频域特性。用积分变换的方法把时域中的函数转化为频域中的函数, 将输出量的拉普拉斯变换与输入量的拉普拉斯变换之比定义为传递函数。

机械系统的激励 $f(t)$ 是输入量, $F(s)$ 为其相应的拉氏变换, 系统振动的位移响应量 $x(t)$ 是输出量, $X(s)$ 为其相应的拉氏变换, 则系统的传递函数为:

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (2.25)$$

将式 (2.25) 中的 s 换成纯虚数 $j\omega$, 则拉氏变换就转换为傅式变换, 传递函数相应转换为频响函数, 在确定了频响函数后, 就可以在频域上求得系统在任意激励下的响应状况。

$$H(j\omega) = \frac{X(j\omega)}{F(j\omega)} \quad (2.26)$$

系统的频响函数取决于系统本身的物理参数（包括质量参数矩阵、阻尼参数矩阵、刚度参数矩阵等），它表示系统的输入与输出的关系，对于一个机械随机振动系统尤其是复杂的多自由度振动系统，它表征的就是系统的振动特性。

2.4.2 系统频响函数的求解

以整车八自由度模型为例，对其进行随机振动分析，首先必须求出振动模型的频响函数，再根据路面激励谱矩阵求出振动响应量。

对式（2.21）的两边进行傅立叶变换得到：

$$-\omega^2[M]\{Z(j\omega)\} + j\omega[C]\{Z(j\omega)\} + [K]\{Z(j\omega)\} = [K_r]\{Q(j\omega)\} \quad (2.27)$$

其中：

$$\begin{aligned} \{Z(j\omega)\} &= [Z_n(j\omega) \ Z_n(j\omega) \ Z_{nr}(j\omega) \ Z_{rr}(j\omega) \ Z_{cb}(j\omega) \ \phi(j\omega) \ \varphi(j\omega) \ Z_c(j\omega)]^T \\ \{Q(j\omega)\} &= [q_n(j\omega) \ q_n(j\omega) \ q_{nr}(j\omega) \ q_{rr}(j\omega)]^T \end{aligned}$$

如果令 $A(\omega) = -\beta\omega^2[M] + j\omega[C] + [K]$ ，则式（2.22）变为 $A(\omega)\{Z(j\omega)\} = [K_r]\{Q(j\omega)\}$ ，于

$$\text{是令 } \{H(\omega)\} = \frac{\{Z(j\omega)\}}{\{Q(j\omega)\}} = [A(\omega)]^{-1}[K_r] \quad (2.28)$$

则有：

$$\{H(\omega)\} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & H_{14} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} & H_{24} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} & H_{34} \\ H_{41} & H_{42} & H_{43} & H_{44} \\ H_{51} & H_{52} & H_{53} & H_{54} \\ H_{61} & H_{62} & H_{63} & H_{64} \\ H_{71} & H_{72} & H_{73} & H_{74} \\ H_{81} & H_{82} & H_{83} & H_{84} \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

$\{H(\omega)\}$ 是一个复数矩阵，它是位移响应对路面不平度输入的频响矩阵，整车八自由度模型对应的频率响应矩阵 $\{H(\omega)\}$ 是一个 8 行 4 列的矩阵。但一般计算时需要用到的是时间频率 f ，根据 ω 和 f 之间的关系 $\omega = 2\pi f$ ，将 $\{H(\omega)\}$ 矩阵中的 ω 换成 f 即可。

2.5 振动响应的均方根值计算^[113]

以整车八自由度模型为例，求出振动响应的各均方根值。

2.5.1 振动位移、速度及加速度的功率谱和均方根值

振动输入即路面不平度的功率谱密度矩阵为 $[G_q]$, 可得四轮汽车的路面输入为:

$$[G_q] = G_q(f) \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

则振动位移响应的功率谱矩阵为:

$$[G_z] = \{H(\omega)\} [G_q] \{H(\omega)\}^T \quad (2.31)$$

对于整车八自由度模型有:

$$[G_z] = \begin{bmatrix} G_{z_1z_1} & G_{z_1z_2} & G_{z_1z_3} & G_{z_1z_4} & G_{z_1z_5} & G_{z_1z_6} & G_{z_1z_7} & G_{z_1z_8} \\ G_{z_2z_1} & G_{z_2z_2} & G_{z_2z_3} & G_{z_2z_4} & G_{z_2z_5} & G_{z_2z_6} & G_{z_2z_7} & G_{z_2z_8} \\ G_{z_3z_1} & G_{z_3z_2} & G_{z_3z_3} & G_{z_3z_4} & G_{z_3z_5} & G_{z_3z_6} & G_{z_3z_7} & G_{z_3z_8} \\ G_{z_4z_1} & G_{z_4z_2} & G_{z_4z_3} & G_{z_4z_4} & G_{z_4z_5} & G_{z_4z_6} & G_{z_4z_7} & G_{z_4z_8} \\ G_{z_5z_1} & G_{z_5z_2} & G_{z_5z_3} & G_{z_5z_4} & G_{z_5z_5} & G_{z_5z_6} & G_{z_5z_7} & G_{z_5z_8} \\ G_{z_6z_1} & G_{z_6z_2} & G_{z_6z_3} & G_{z_6z_4} & G_{z_6z_5} & G_{z_6z_6} & G_{z_6z_7} & G_{z_6z_8} \\ G_{z_7z_1} & G_{z_7z_2} & G_{z_7z_3} & G_{z_7z_4} & G_{z_7z_5} & G_{z_7z_6} & G_{z_7z_7} & G_{z_7z_8} \\ G_{z_8z_1} & G_{z_8z_2} & G_{z_8z_3} & G_{z_8z_4} & G_{z_8z_5} & G_{z_8z_6} & G_{z_8z_7} & G_{z_8z_8} \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

其中 $G_{z_iz_i}$ 即为振动系统第 i 自由度的位移响应的自功率谱密度, 于是得到振动系统第 i 自由度的位移响应均方根值为:

$$D_{z_i} = \int_{0.5}^{80} G_{z_iz_i} df \quad (2.33)$$

设振动速度、加速度的频响矩阵分别为 $\{H(\omega)\}_u$ 、 $\{H(\omega)\}_a$, 则由傅立叶变换特性可知:

$$\{H(\omega)\}_u = j\omega \{H(\omega)\} = 2j\pi f \{H(\omega)\}$$

$$\{H(\omega)\}_a = -\omega^2 \{H(\omega)\} = -4\pi^2 f^2 \{H(\omega)\}$$

同理设 $G_{u_iu_i}$ 、 $G_{a_ia_i}$ 分别为振动系统第 i 自由度的速度、加速度响应的自功率谱密度, 于是相应地可以得到振动系统第 i 自由度的速度、加速度均方根值 σ_u 、 σ_a , 并有:

$$D_{u_i} = \sigma_{u_i}^2 = \int_{0.5}^{80} G_{u_iu_i} df$$

$$D_{a_i} = \sigma_{a_i}^2 = \int_{0.5}^{80} G_{a_ia_i} df$$

注意, 当以座椅垂直方向的加速度均方根值作为平顺性的评价指标时, 需要乘以一

一个频率加权函数 $W_k(f)$ ，于是：

$$D_{\tilde{Z}_c} = \sigma_{\tilde{Z}_c}^2 = \int_{0.5}^{80} W_k(f) G_{a_0 a_0} df \quad (2.34)$$

$$\text{其中, } W_k(f) = \begin{cases} 0.5 & (0.5 < f \leq 2) \\ f/4 & (2 < f \leq 4) \\ 1 & (4 < f \leq 12.5) \\ 12.5/f & (12.5 < f \leq 80) \end{cases}$$

2.5.2 悬架动行程功率谱和均方根值

悬架的动行程也是悬架设计中需要考虑的一个重要参数，所以在此进行动行程均方根值的计算。

设汽车前左、后左、前右、后右悬架的动行程依次为 f_{dfl} 、 f_{drL} 、 f_{dfr} 、 f_{drR} ，由动行程的定义和本文建立的模型可得：

$$\begin{cases} f_{dfl} = Z_{fl} - Z_{fL0} \\ f_{drL} = Z_{rL} - Z_{rL0} \\ f_{dfr} = Z_{fr} - Z_{fR0} \\ f_{drR} = Z_{rR} - Z_{rR0} \end{cases} \quad (2.35)$$

将式 (2.3) 代入上式得：

$$\begin{cases} f_{dfl} = Z_{fl} - Z_{cb} - \frac{d}{2}\phi + l_f\varphi \\ f_{drL} = Z_{rL} - Z_{cb} - \frac{d}{2}\phi - l_r\varphi \\ f_{dfr} = Z_{fr} - Z_{cb} + \frac{d}{2}\phi + l_f\varphi \\ f_{drR} = Z_{rR} - Z_{cb} + \frac{d}{2}\phi - l_r\varphi \end{cases} \quad (2.36)$$

取式 (2.35) 中的第一式，对它两边进行傅立叶变换得到：

$$f_{fl} = Z_{fl}(\omega) - Z_{cb}(\omega) - \frac{d}{2}\phi(\omega) + l_f(\omega) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & -\frac{d}{2} & l_f & 0 \end{bmatrix} \{Z(\omega)\} \quad (2.37)$$

由式 (2.28) 知：

$$\{Z(\omega)\} = [Z_{fl} \ Z_{rL} \ Z_{fr} \ Z_{rR} \ Z_{cb} \ \phi \ \varphi \ Z_c]^T = \{H(\omega)\} \{Q(\omega)\} \quad (2.38)$$

将式 (2.38) 代入式 (2.37) 得：

$$f_{dfl}(\omega) = H_{f_{dfl}} \{Q(\omega)\} \quad (2.39)$$

其中 $H_{f_{dl}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & -\frac{d}{2} & l_f & 0 \end{bmatrix} \{H(\omega)\}$ ，即为左前轮动行程的频响矩阵。

同理可得其它三个车轮动行程的频响矩阵，并将四个式子合并起来为：

$$\begin{bmatrix} H_{f_{dl}} \\ H_{f_{dr}} \\ H_{f_{rl}} \\ H_{f_{rr}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & -\frac{d}{2} & l_f & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & -\frac{d}{2} & -l_r & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & \frac{d}{2} & l_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & \frac{d}{2} & -l_r & 0 \end{bmatrix} \{H(\omega)\} \quad (2.40)$$

设四轮汽车路面输入谱矩阵为 G_q ，它是一个 4 行 4 列的方阵，于是四轮动行程的响应功率谱密度矩阵为 G_{f_d} 为：

$$G_{f_d} = [H_{f_d}] G_q [H_{f_d}^*]^T = \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} & g_{13} & g_{14} \\ g_{21} & g_{22} & g_{23} & g_{24} \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} & g_{34} \\ g_{41} & g_{42} & g_{43} & g_{44} \end{bmatrix}$$

左前轮动行程的响应自功率谱密度为 g_{11} ，左后轮、右前轮、右后轮的动行程的响应自功率谱矩阵依次是 g_{22} 、 g_{33} 、 g_{44} ，于是得到四轮对应的动行程均方根值为 $\sigma_{f_{dl}}$ 、 $\sigma_{f_{dr}}$ 、 $\sigma_{f_{rl}}$ 、 $\sigma_{f_{rr}}$ ，且：

$$\sigma_{f_{dl}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{11} df} \quad \sigma_{f_{dr}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{22} df} \quad \sigma_{f_{rl}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{33} df} \quad \sigma_{f_{rr}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{44} df}$$

2.5.3 车轮与路面相对动载荷的功率谱和均方根值

车轮与路面相对动载荷定义为车轮与路面间的动载荷与相应悬架的静载荷之比，是衡量汽车行驶安全的另外一个重要指标，而且它对道路的友好性也有一定的影响。下面计算它的均方根值，设整车前左、后左、前右、后右车轮的动载荷依次为 F_{dl} 、 F_{dr} 、 F_{rl} 、 F_{rr} ，由动载荷的定义及模型图可得：

$$\begin{cases} F_{dl} = m_{wf} \ddot{Z}_{fl} + F_{fl} \\ F_{dr} = m_{wr} \ddot{Z}_{rl} + F_{rl} \\ F_{rl} = m_{wf} \ddot{Z}_{fr} + F_{fr} \\ F_{rr} = m_{wr} \ddot{Z}_{rr} + F_{rr} \end{cases} \quad (2.41)$$

将式 (2.3) 代入式 (2.4) 再代入上式得：

$$\begin{cases} F_{d_L} = k_{sf} \left(Z_{fl} - Z_{cb} - \frac{d}{2} \phi + l_f \varphi \right) + C_{sf} \left(\dot{Z}_{fl} - \dot{Z}_{cb} - \frac{d}{2} \dot{\phi} + l_f \dot{\varphi} \right) + m_{wf} \ddot{Z}_{fl} \\ F_{d_R} = k_{sr} \left(Z_{rl} - Z_{cb} - \frac{d}{2} \phi - l_r \varphi \right) + C_{sr} \left(\dot{Z}_{rl} - \dot{Z}_{cb} - \frac{d}{2} \dot{\phi} - l_r \dot{\varphi} \right) + m_{wr} \ddot{Z}_{rl} \\ F_{d_R} = k_{sf} \left(Z_{fl} - Z_{cb} + \frac{d}{2} \phi + l_f \varphi \right) + C_{sf} \left(\dot{Z}_{fl} - \dot{Z}_{cb} + \frac{d}{2} \dot{\phi} + l_f \dot{\varphi} \right) + m_{wf} \ddot{Z}_{fl} \\ F_{d_R} = k_{sr} \left(Z_{rl} - Z_{cb} + \frac{d}{2} \phi - l_r \varphi \right) + C_{sr} \left(\dot{Z}_{rl} - \dot{Z}_{cb} + \frac{d}{2} \dot{\phi} - l_r \dot{\varphi} \right) + m_{wr} \ddot{Z}_{rl} \end{cases} \quad (2.42)$$

对式 (2.42) 两边进行傅立叶变换得：

$$\begin{cases} F_{d_L}(\omega) = (k_{sf} + j\omega C_{sf} - m_{wf} \omega^2) Z_{fl}(\omega) - (k_{sf} + j\omega C_{sf}) Z_{cb}(\omega) - \frac{d}{2} (k_{sf} + j\omega C_{sf}) \phi(\omega) \\ + l_f (k_{sf} + j\omega C_{sf}) \varphi(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) = (k_{sr} + j\omega C_{sr} - m_{wr} \omega^2) Z_{rl}(\omega) - (k_{sr} + j\omega C_{sr}) Z_{cb}(\omega) - \frac{d}{2} (k_{sr} + j\omega C_{sr}) \phi(\omega) \\ - l_r (k_{sr} + j\omega C_{sr}) \varphi(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) = (k_{sf} + j\omega C_{sf} - m_{wf} \omega^2) Z_{fl}(\omega) - (k_{sf} + j\omega C_{sf}) Z_{cb}(\omega) + \frac{d}{2} (k_{sf} + j\omega C_{sf}) \phi(\omega) \\ + l_f (k_{sf} + j\omega C_{sf}) \varphi(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) = (k_{sr} + j\omega C_{sr} - m_{wr} \omega^2) Z_{rl}(\omega) - (k_{sr} + j\omega C_{sr}) Z_{cb}(\omega) + \frac{d}{2} (k_{sr} + j\omega C_{sr}) \phi(\omega) \\ - l_r (k_{sr} + j\omega C_{sr}) \varphi(\omega) \end{cases}$$

可以将上式合并写成矩阵形式，如下：

$$\begin{bmatrix} F_{d_L}(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{sf} + j\omega C_{sf} - m_{wf} \omega^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{sr} + j\omega C_{sr} - m_{wr} \omega^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{sf} + j\omega C_{sf} - m_{wf} \omega^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{sr} + j\omega C_{sr} - m_{wr} \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{fl}(\omega) \\ Z_{rl}(\omega) \\ Z_{fl}(\omega) \\ Z_{rl}(\omega) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} (k_{sf} + j\omega C_{sf}) & -\frac{d}{2} (k_{sf} + j\omega C_{sf}) & l_f (k_{sf} + j\omega C_{sf}) & 0 \\ (k_{sr} + j\omega C_{sr}) & -\frac{d}{2} (k_{sr} + j\omega C_{sr}) & -l_f (k_{sr} + j\omega C_{sr}) & 0 \\ (k_{sf} + j\omega C_{sf}) & \frac{d}{2} (k_{sf} + j\omega C_{sf}) & l_f (k_{sf} + j\omega C_{sf}) & 0 \\ (k_{sr} + j\omega C_{sr}) & \frac{d}{2} (k_{sr} + j\omega C_{sr}) & -l_f (k_{sr} + j\omega C_{sr}) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi(\omega) \\ \varphi(\omega) \\ \phi(\omega) \\ \varphi(\omega) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} Z_{cb}(\omega) \\ Z_{cb}(\omega) \\ Z_{cb}(\omega) \\ Z_{cb}(\omega) \end{bmatrix}$$

再将式(2.28)代入上式得:

$$\begin{bmatrix} F_{d_L}(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) \\ F_{d_L}(\omega) \\ F_{d_R}(\omega) \end{bmatrix} = [H_{Fd}] \{Q(\omega)\} \quad (2.43)$$

其中:

$$[H_{Fd}] = \begin{bmatrix} k_g + j\omega C_g - m_g \omega^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_g + j\omega C_g - m_g \omega^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_g + j\omega C_g - m_g \omega^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_g + j\omega C_g - m_g \omega^2 \\ -(k_g + j\omega C_g) & -\frac{d}{2}(k_g + j\omega C_g) & l_f(k_g + j\omega C_g) & 0 \\ -(k_g + j\omega C_g) & -\frac{d}{2}(k_g + j\omega C_g) & -l_f(k_g + j\omega C_g) & 0 \\ -(k_g + j\omega C_g) & \frac{d}{2}(k_g + j\omega C_g) & l_f(k_g + j\omega C_g) & 0 \\ -(k_g + j\omega C_g) & \frac{d}{2}(k_g + j\omega C_g) & -l_f(k_g + j\omega C_g) & 0 \end{bmatrix} \{H(\omega)\}$$

矩阵 $[H_{Fd}]$ 即为四轮的动载荷对路面输入的相应矩阵, 设四轮汽车路面输入的谱矩阵为 G_q , 它是一个 4 行 4 列方阵, 于是四轮动载荷的响应功率谱密度矩阵 G_{Fd} 为:

$$G_{Fd} = [H_{Fd}] G_q [H_{Fd}]^T = \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} & g_{13} & g_{14} \\ g_{21} & g_{22} & g_{23} & g_{24} \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} & g_{34} \\ g_{41} & g_{42} & g_{43} & g_{44} \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

其中, 矩阵元素 g_{11} 、 g_{22} 、 g_{33} 、 g_{44} 分别是左前轮、左后轮、右前轮及右后轮动载荷的自功率谱密度, 于是四轮相应的动载荷的均方根值依次为:

$$\sigma_{F_{dL}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{11} df} \quad \sigma_{F_{dR}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{22} df} \quad \sigma_{F_{dR}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{33} df} \quad \sigma_{F_{dR}} = \sqrt{\int_{0.5}^{80} g_{44} df}$$

设汽车的簧载质量为 G , 则四轮的静载荷为:

$$G_{fL} = G_{fR} = \frac{l_r}{2(l_f + l_r)} G \quad G_{rL} = G_{rR} = \frac{l_f}{2(l_f + l_r)} G$$

于是各轮的相对动载荷的均方根值为:

$$\zeta_{F_{dL}} = \frac{\sigma_{F_{dL}}}{G_{fL}} \times 100\% \quad \zeta_{F_{dL}} = \frac{\sigma_{F_{dL}}}{G_{rL}} \times 100\% \quad \zeta_{F_{dR}} = \frac{\sigma_{F_{dR}}}{G_{fR}} \times 100\% \quad \zeta_{F_{dR}} = \frac{\sigma_{F_{dR}}}{G_{rR}} \times 100\%$$

2.6 频谱分析

根据上文计算的频响特性、各振动响应量的谱密度以及路面不平度输入的功率谱密度矩阵，可进行振动响应量功率谱密度的频谱分析。本文取扬州亚星客车股份有限公司生产的 YBL6891 型客车的参数，如表 2.5，用 MATLAB 编程进行频谱仿真、分析。

表 2.5 扬州亚星客车股份有限公司 YBL6891 型客车参数

Tab.2.5 The parameter of YBL6891 type bus

参数	m_{wf}	m_{wr}	m_{cb} (满/空载)	J_x (满/空载)	J_y (满/空载)	m_c	k_f	k_r
数值	340	525	12190/9190	13000/9500	79000/60000	70	750000	1500000
单位	kg	kg	kg	kg · m ²	kg · m	kg	N / m	N / m
k_f	k_{sr}	k_c	C_{sf}	C_{sr}	C_c	d	l_f	l_r
126000	255000	20900	9150	18300	530	1.91	2.84	1.49
N / m	N / m	N / m	$N · s / m$	$N · s / m$	$N · s / m$	m	m	m

这里取 $50km/h$ 、B 级路面、满载的工况进行仿真，得到的各谱密度图如图 2.9~2.14 (这里只给出了座椅处垂直方向加速度功率谱密度，簧载质量质心处功率谱密度、左前、右后轮动行程功率谱密度，左前、右轮后动载荷功率谱密度的仿真图)：

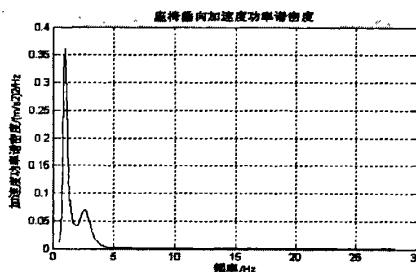


图 2.9 座椅处垂向加速度功率谱密度图

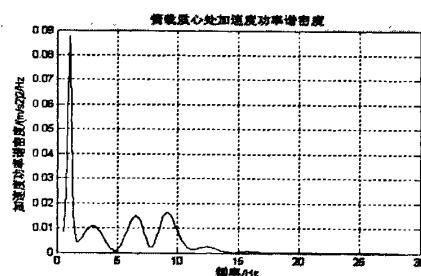


图 2.10 簧载质心处垂向加速度功率谱密度

Fig.2.9 The power spectral density of vertical acceleration on the surface of seat

Fig. 2.10 The power spectral density of vertical acceleration on center of sprung mass

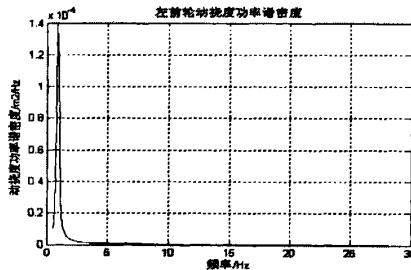


图 2.11 左前轮处悬架动行程功率谱密度

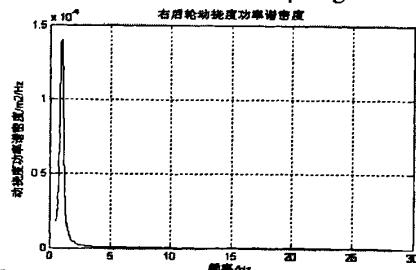


图 2.12 右后轮处悬架动行程功率谱密度

Fig. 2.11 The power spectral density of dynamic suspension stroke of left front wheel

Fig. 2.12 The power spectral density of dynamic suspension stroke of right back wheel

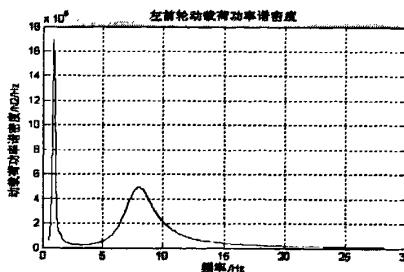


图 2.13 左前轮动载荷功率谱密度

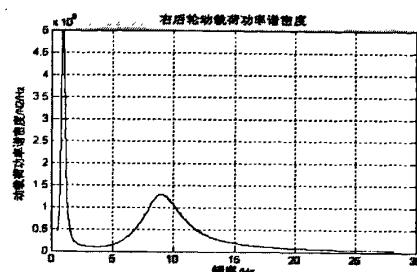


图 2.14 右后轮动载荷功率谱密度

Fig. 2.13 The power spectral density of dynamic tyre load of left front wheel

Fig. 2.14 The power spectral density of dynamic tyre load of right rear wheel

各响应量的均方根值如表 2.6:

表 2.6 频域仿真得到的各评价指标的均方根值

Tab.2.6 RMS of indexes out of simulation in the frequency-domain

指标	座椅处垂向加速度 加权均方根值(m/s ²)	悬架动挠度均方根值(cm)				车轮相对动载荷均方根值(%)			
		前左	后左	前右	后右	前左	后左	前右	后右
数值	0.3287	0.48	0.39	0.44	0.56	7.43	6.94	7.27	7.47

2.7 本章小节

本章内容介绍了汽车模型的建立，其中包括路面输入模型的建立、汽车 1/4 模型和整车模型的建立。并对建立的平顺性的模型进行了频域仿真和频谱分析，主要包括座椅处垂直方向加速度、悬架动行程以及轮胎动载荷的功率谱密度和均方根值，为下文空气悬架的匹配设计提供了优化目标和约束条件。

第三章 空气弹簧特性及模型建立

3.1 空气弹簧及空气悬架特性

3.1.1 空气弹簧分类

空气弹簧是由气囊、底座(活塞)、上盖板等部件组成,如图 3.1 所示。空气弹簧是利用橡胶气囊(如图 3.2 所示)内部压缩空气的反力作为弹性恢复力的一种弹性元件^[1]。橡胶气囊是空气弹簧的重要部件,由内胶层(内衬)、外胶层(外覆盖层)、帘线层和钢丝圈硫化而成。



图 3.1 空气弹簧

Fig.3.1 Air spring

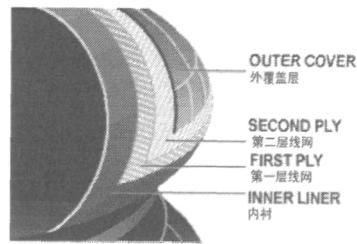


图 3.2 橡胶气囊

Fig. 3.2 Rubber gasbag

国内外对空气弹簧的分类标准多有不同。国内,根据工作时橡胶气囊的时变形式,空气弹簧按结构型式分为囊式、膜式和混合式三种,分别如图 3.3、3.4 和 3.5 所示。

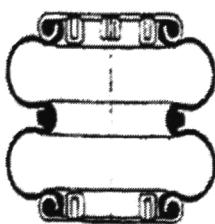


图 3.3 囊式空气弹簧

Fig.3.3 Bellows type air spring

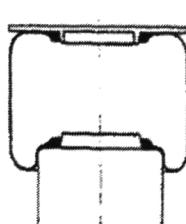


图 3.4 膜式空气弹簧

Fig.3.4 Diaphragm type air spring

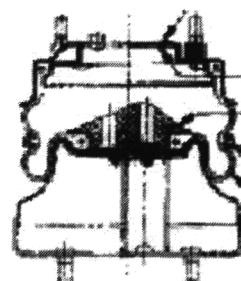


图 3.5 混合式空气弹簧

Fig. 3.5 Combined-type air spring

1. 囊式空气弹簧根据橡胶气囊曲数的不同分为单曲、双曲(图 3.3, 3.6)和多曲囊式空气弹簧。为承受内张力,气囊各段之间镶有金属轮缘。囊式空气弹簧有效面积变化率较大;其结构为平面形式,与弹簧有效振幅成比例。弹簧刚度较大,振动频率也较

高。通常采用附加气室减小空气弹簧的刚度；但过大的附加气室对降低振动频率的效果不显著，设计时附加气室的容积最大不超过原气囊的 3 倍。由于气囊的变形可由各个曲部平均分担，当增加气囊的曲数时，有效直径变化率就愈小。可见增加气囊曲数会减小囊式空气弹簧的刚度，降低弹簧的振动频率。尤其双曲囊式空气弹簧可在有限的高度获得较大的弹性变形，是汽车上最适用的囊式空气弹簧。

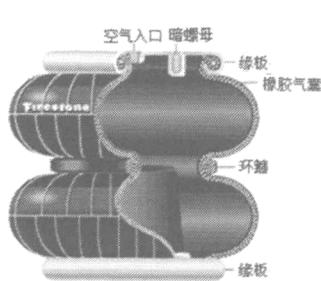


图 3.6 双曲囊式空气弹簧剖视图

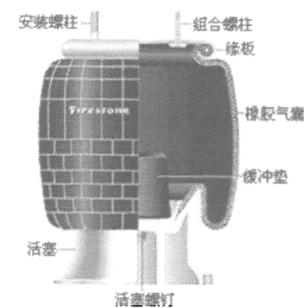


图 3.7 膜式空气弹簧剖视图

Fig. 3.6 Cutaway view of double-convolution bellows type air spring

Fig. 3.7 Cutaway view of diaphragm type air spring

2. 膜式空气弹簧（如图 3.7）的结构是在盖板和底座之间放置一圆柱形橡胶气囊，通过气囊挠曲变形实现整体伸缩。膜式空气弹簧在其正常工作范围内，弹簧刚度变化要比囊式小，同时也可通过改变底座形状的方法，控制其有效面积变化率，以获得比较理想的弹性特性；此外，其有效面积的变化率也比囊式小。因此，膜式空气弹簧在辅助气室较小的情况下，也可得到较低的自振频率。根据橡胶气囊止口与接口的连接方式又可分为约束膜式和自由膜式空气弹簧。约束膜式空气弹簧密封一般用螺栓夹紧密封，自由膜式空气弹簧采用气囊内的压力自封。底座多为深拉钢板成型或轻质铸钢铸造成型，并且表面镀铬处理，减小气囊与底座之间的摩擦。膜式空气弹簧由于其寿命较长、制造方便、刚度较大，在火车和客车上得到了广泛的应用。

3. 混合式空气弹簧综合了囊式和膜式空气弹簧的特点：上部与膜式相同，下部则等同囊式。

3.1.2 空气弹簧的特性

空气弹簧的主体是气囊，由高质量的弹性物构成，一般工作内压为 $0.3\sim0.7\text{ MPa}$ ，适应于 $-40\sim70^\circ\text{C}$ 的温度变化，并能抵抗磷化物质、酸碱溶剂和臭氧等的侵蚀。在其密闭实验中，要求气囊在工作压力下 24h 内压降不得超过 0.02 MPa 。高强度纤维硫化于高质量的胶层之间，形成空气弹簧的骨架，特别柔软且具有高度防破损能力^[31,42,114]，这使

空气弹簧主要具有以下特性：

1. 空气弹簧具有很低的自振频率，且基本不变，不随载荷的变化而改变。装有高度控制机构的空气弹簧悬架可实现在任何载荷下自振频率基本保持不变这一特性，提高车辆行驶平顺性。而于普通金属弹簧的设计参数确定后，其刚度固定不变，车辆载荷发生变化时其自振频率变化大，无法保证在任何载荷下都具有较好的行驶平顺性。图3.8是普通金属弹簧悬架和带有高度调节阀的空气弹簧悬架的静特性比较曲线。由图3.8a可以看出，对于金属弹簧悬架，其静挠度与载荷成线性关系，刚度不变；而对于空气弹簧悬架，其静挠度在所有载荷条件下都几乎保持不变，从图3.8b也可以看出当载荷变化时金属弹簧悬架的自振频率变化比空气弹簧悬架大，从而说明空气弹簧悬架具有其自振频率基本保持不变的特性。

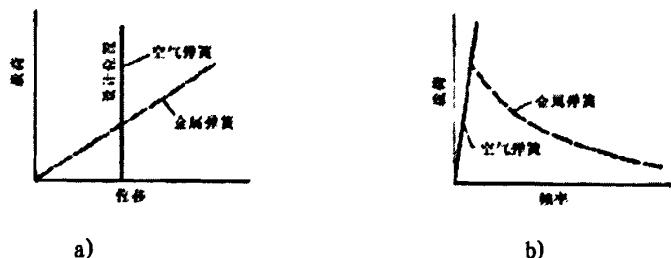


图 3.8 金属弹簧悬架和空气弹簧悬架的静特性比较

a) 载荷—挠度特性

b) 载荷—频率特性

Fig. 3.8 The comparison between static characteristics

of leaf spring suspension and air spring suspension

a) Characteristic of load-deflection b) Characteristic of load-frequency

2. 空气弹簧的加速度在不同载荷下几乎不变。

3. 增大空气弹簧的总容积，可降低垂直刚度和自振频率。空气弹簧的本体容积有限，可以增设附加气室。实验表明：附加气室容积与本体容积之比为1.5~2效果最佳^[29]。

4. 空气弹簧具有非线性特性。其刚度随气囊压力和辅助气室容积以及底座形状的变化而改变^[115]，因此可根据需要将空气弹簧设计成具有理想刚度特性的形式^[23,37]。如车辆悬架装置中最理想的反“S”形：即在曲线的中间段刚度较低；而在较大的伸长和压缩行程时其刚度逐渐增加。这样，可保证车辆在正常行驶时的平顺性；而在急转弯、加速和制动等行驶工况下，空气弹簧在大幅度拉伸和压缩时，其刚度逐渐增加，从而能限制车身的运动，提高操纵稳定性。而普通金属弹簧，其刚度特性曲线为线性，即刚度固定不变。要使金属弹簧悬架具有上述非线性特性，势必使结构复杂化。图3.9为金属弹

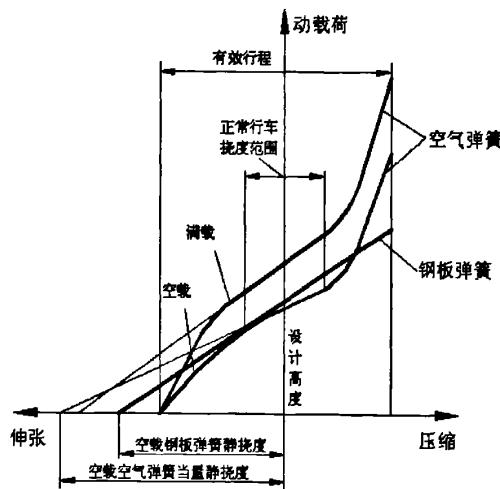


图 3.9 金属弹簧和空气弹簧的动特性比较

Fig.3.9 The comparison between dynamic characteristics of leaf spring suspension and air spring suspension

簧和空气弹簧的动特性比较曲线。从图中可看出：当空气弹簧变形量较大时，其刚度明显增加；在设计高度范围内空气弹簧刚度的非线性特性是不明显的。

5. 低刚度。在空气弹簧的载荷一位移曲线上，作某点的切线，切点的斜率即为该点的刚度。从图3.9中可以看出，在相同的载荷作用下，空气弹簧的静挠度比钢板弹簧的静挠度大，因此，在正常行车挠度范围内，空气弹簧刚度较钢板弹簧变化平缓，汽车保持在标准高度附近，空气弹簧悬架可以获得比钢板、螺旋等金属弹簧悬架更低的刚度和较低的固有频率，因此，车辆行驶的平顺性好、舒适性高，可延长车辆使用寿命、减轻车辆对路面的破坏^[48]。

6. 空气弹簧的可调性，包括高度和刚度调节。此处从略，在下文中详细叙述。

7. 具有较好的适应性、通用性和经济性。对于同一空气弹簧，当充气压力改变时，可以得到不同的承载能力；因而一种空气弹簧可以适应多种载荷的要求。此外还通过高度控制机构，调节空气弹簧的安装高度，以适应不同结构和用途的需要。

8. 空气弹簧悬架可节省弹簧钢与合金钢。空气弹簧代替由弹簧钢和金属钢制作的金属弹簧；选用普通钢材代替合金钢制作悬架的连接支架和导向机构。

9. 吸收高频振动、隔振和降低噪声。空气弹簧是以压缩空气为弹性介质，与钢板弹簧相比，空气介质内摩擦极小，噪声小。

10. 空气弹簧单位质量的储能量高于其它弹性元件。其单位质量的储能量取决于橡胶气囊的工作压力和标准状态下的气体密度。

11. 空气弹簧使用寿命长。空气弹簧的载荷主要由帘线层承受，帘线的角度、密度和强度决定了空气弹簧耐压强度。台架试验表明：目前国内橡胶囊疲劳试验寿命已经可以达到650万次以上^[79]，比钢板弹簧的10~20万次要长很多^[47]。

12. 带附加气室的空气弹簧阻尼分为： a. 空气弹簧橡胶气囊在活塞底座上挠曲运动时自身的结构变形阻尼和橡胶气囊与活塞底座相对运动时产生的摩擦阻尼，这两种形式的阻尼都很小； b. 空气通过节流孔时产生的粘性阻尼。当空气弹簧受到路面的激扰产生振动时，橡胶气囊和附加空气室间的气体形成压力差，空气通过节流孔在主气室与附气室之间流动，受到局部阻力作用而产生阻尼。粘性阻尼可衰减车身振动；并减少液体减振器的容量或提供减振器的使用寿命。空气弹簧主气室和附加气室之间设一节流孔或管路，通过改变节流孔的孔径和管路直径，长度，可以达到最佳的阻尼系数^[48]。空气弹簧的刚度可以通过附加气室的容积和有效面积来进行改变。

13. 可显著减小车身在转向时的侧倾角。试验表明：当车速在24km/h以下时，空气悬架与板簧这两种悬架的侧倾角相同，当车速达到30km / h时，空气悬架的侧倾角就可以减小约30%。

14. 空气弹簧及空气悬架也有如下缺点：空气弹簧结构和制造工艺复杂，成本高；空气弹簧只能承受垂向载荷，所以空气悬架系统必须设置相应的导向机构以承受横向力、纵向力及力矩；空气弹簧尺寸大，布置困难，尤其在非独立悬架上，由于车架结构的限制，无法保证两侧的空气弹簧有较大的中心距，从而使悬架侧向角刚度较小，必须装置横向稳定器，以提高侧向角刚度；空气悬架系统气密性要求较高，制造难度大，成本高^[79]。

3.2 空气弹簧弹性模型的建立^[112]

空气弹簧是空气悬架系统的主要弹性元件，它的特性对空气悬架系统的振动规律有着决定性的作用。因此，在研究其外特性之前，应先从基本理论上分析空气弹簧结构参数对其特性的影响。

3.2.1 空气弹簧内部气体模型的建立（气体状态分析）

空气弹簧以内部压缩空气为工作介质，空气压力的变化过程，直接影响空气弹簧的弹性和支撑作用。为了研究压缩空气的变化特性，建立膜式空气弹簧物理模型如图 3.10 所示。当空气悬架处于压缩行程，空气弹簧的内部容积减少，其内部气体被压缩，由挤压产生的能量转化成了热能，分别表现为气压和温度的增加。气囊内的气压随着容积变化的速度和方向而变化。在等温、绝热或二者混合的热力学变化过程中，弹簧的刚度和高度(垂向位移)之间的变化规律是不同的^[116]。

在气动技术中，气体压力多在 1MPa 以下，可把空气弹簧内部气体看作理想气体；与实际状态方程相比，误差在容许范围内。根据理想状态气体方程，并认为空气弹簧内部气体质量 m 为常数时，空气弹簧内部气体状态可表示为

$$(p_e + p_a) \cdot V^n = (p_{e0} + p_a) V_0^n = \text{const} \quad (3.1)$$

式中： p_{e0} 、 p_e — 分别是空气弹簧内部初始状态和最终状态表压力(也称为相对气体压力或有效压力)；

V_0 、 V — 分别是初始状态和最终状态空气弹簧有效容积；

p_a — 大气压力；

n — 气体多变指数，与气体的热量系数相关；不同的气体多变指数是不同的，与气体的种类、所受的压力和温度有关；本文特指空气多变指数。

$$n = (c_p - \text{const}) / (c_v - \text{const}) \quad (3.2)$$

式中： c_p — 质量定压热容，又称为等压比热，空气 $c_p = 1005 \text{J/(Kg} \cdot \text{K)}$ ；

c_v — 质量定容热容，也称为等容比热，空气 $c_v = 718 \text{J/(Kg}$

可逆绝热过程时，多变指数又称为绝热指数(等熵指数)

$$n = \lambda = c_p / c_v$$

气囊内部气体在压缩过程中升温，在膨胀过程中降温。研究空气弹簧静态特性时，振动速度慢，认为是等温过程：即气囊内部气体的内能不变，加入的热量全部变成气体所做的功。等温过程时，取空气 $n=1$ 。

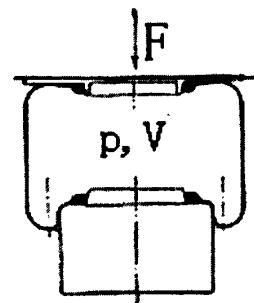


图 3.10 膜式空气弹簧系统模型

Fig. 3.10 Model of diaphragm type air spring

研究空气弹簧动态特性时, 振动速度快, 认为是绝热过程: 即气囊内部气体与外界无热量交换。绝热变化过程中, 不同的气体 n 不同, 取空气 $n \approx 1.4$ 。如在压缩行程中, 能量散失很少, 并且反弹过程中也不能连续的给弹簧加热, 突然的压力变化也会导致弹簧内部温度的突然降低。如果这样的变化过程足够迅速的话, 可以看成是绝热变化过程。

实际工作中, 弹簧内部气体既不是等温变化过程也不是绝热变化过程, 而是多变过程(基本状态参数压力 p 、容积 V 和温度 T 都在变化, 与外界也非绝热, 接近气体实际状态变化过程), 一般认为工作开始时接近于绝热变化过程, 并在工作结束时趋于等温变化。空气弹簧内部气体的多变指数 n 就在等温和绝热过程之间: 通常在 $1.3 \sim 1.38$ 之间。

由3.1式, 求得任意状态下空气弹簧内部气体的最终状态表压力 p_e 数学模型表达如式3.3:

$$p_e = (p_{e0} + p_a) \left(\frac{V_0}{V} \right)^n - p_a \quad (3.3)$$

3.2.2 空气弹簧高度

根据国家标准GB/T13061-91《汽车悬架用空气弹簧 橡胶气囊》中描述, 空气弹簧标准高度是一个设定高度, 以此高度为计算其变形量的起始点, 压缩为正向, 伸张为负向。可见标准高度就是本文中定义的初始位置高度。如图3.11所示, 1表示的高度就是空气弹簧的标准高度, 2表示其许用最大压缩量, 3表示许用最大拉伸量, 4区域表示空气弹簧设计高度区域。

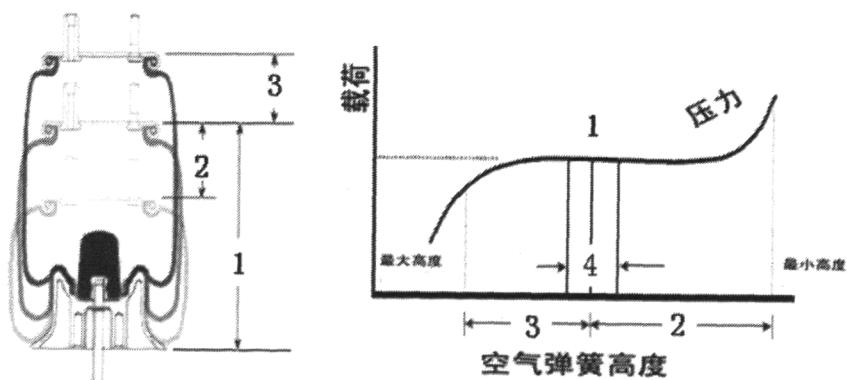


图 3.11 空气弹簧标准高度

Fig.3.11 Standard height of air spring

需要注意的是标准高度和空气弹簧设计高度并不是一个概念，每种型号的空气弹簧产品都会在其参数表中给出空气弹簧的设计高度区域，如 3.11 图中位置 4。标准高度处于该区域时，空气弹簧能够最大限度地发挥其优越性能，并保证其使用寿命。在车辆空气悬架匹配时，空气弹簧的安装高度应该在设计高度范围内进行选择。所选择的某一安装高度就是此时空气弹簧的标准高度。

本文中的客车空气悬架的高度是三级高度控制，其中低位对应于空气悬架的侧跪功能，中位和高位分别对应不同的路面和车速。如 N644 空气弹簧的标准高度对应于空气悬架的三档高度中的中间高度位置 media 档；即车辆运行过程中使用 media 档时，空气弹簧以这个高度为中心上下波动。在空气弹簧标准高度下，内部气体压力为标准内压时（本文使用扬州亚星客车股份有限公司生产的 YBL6891 型客车，根据其空载和满载参数，该整车应用的 644N 型的工作气压选取在 0.25—0.5MPa 范围内），空气弹簧处于标准状态。空气弹簧工作在标准状态下，能最大限度的发挥其优越性并延长使用寿命。本文在研究的过程中，假定标准设计高度为变形量的起始点，即初始高度位置。

3.2.3 空气弹簧的有效承压面积

为表述膜式空气弹簧在最终状态气体绝对压力下的受力情况，采用——假设存在的名义上的面积——空气弹簧的有效承压面积 A_e ；即加于空气弹簧的承载力 F 和弹簧内部表压力 p_e 相平衡时，空气弹簧的横断面积。则图3.10所示空气弹簧受力 F 可以表示为：

$$A_e = F / p_e \quad (3.4)$$

在许多研究文献中将空气弹簧橡胶气囊与上盖板的接触面积作为其有效面积^[116]，但只有当上盖板的直径大于橡胶气囊的最大直径时这种假设才是有效的。

以上的假设是以空气弹簧有效面积不变为前提的，但是由于空气弹簧的胶囊是一个弹性体，尤其工作气压在 0.25—0.7MPa 范围内时，其伸缩过程势必导致橡胶气囊直径变化，从而导致有效面积变化；表现在实际工作中就是不同结构形式的空气弹簧，在不同的行程上，其有效面积变化率也不同。原因大致有二：其一，橡胶气囊中帘线的性能和布置位置，其二，空气弹簧活塞底座的具体形状^[46]。

3.2.4 空气弹簧弹性模型的建立

空气弹簧通常是被假设为一种活塞缸式的模型，即在空气弹簧工作的过程中，假定

其有效面积为一个常数，只考虑空气弹簧内部气体压力与有效容积的变化，从而避免了研究空气弹簧有效面积的复杂性。但该假设不具普遍性，相对工作时有效面积变化明显的空气弹簧而言，会产生较大误差，不能真实描述其变化特性。

本文在处理空气弹簧有效面积变化的时候，将其简化成一个随空气弹簧高度线性变化的量^[118]。最终状态空气弹簧的有效面积，可通过初始状态有效面积来表示。用 β 表示空气弹簧有效面积随垂直位移的变化率，则任意时刻空气弹簧的有效面积可以表示为：

$$A_e = A_{e0} + \beta x \quad (3.5)$$

空气弹簧有效容积随垂直位移发生改变^[116]，最终状态有效容积可以通过试验的方法，用初始状态有效容积和有效容积变化率来表示。 α 表示有效容积随垂直位移的变化率，以标准高度为起点， x 表示弹簧垂向位移，压缩为正，拉伸为负，则空气弹簧最终状态有效容积可用下式表示：

$$V = V_0 - \alpha x \quad (3.6)$$

通过上述对空气弹簧各个工作参数的描述，本文建立非线性数学模型，如式(3.7)所示。

$$\begin{cases} F = p_e \cdot A_e \\ p_e = (p_{e0} + p_a) \left(\frac{V_0}{V} \right)^n - p_a \\ A_e = A_{e0} + \beta x \\ V = V_0 - \alpha x \end{cases} \quad (3.7)$$

3.3 空气弹簧刚度和有效面积理论推导

空气悬架中空气弹簧具有非线性刚度特性。理论计算时^[72]，空气弹簧刚度可以直接由载荷 F 对位移 x 求导得到，考虑到 $F = p_e A_e$ (3.4)，所以有：

$$k = \frac{dF}{dx} = p_e \frac{dA_e}{dx} + A_e \frac{dp_e}{dx} \quad (3.8)$$

式中： p_e — 空气弹簧内部气体表压力，也称为内部气体有效压力或相对压力；

A_e — 空气弹簧的有效面积。

考虑到空气弹簧变形时其内部气体变化满足气体状态方程： $pV^n = \text{const}$ (常数)，其中 p 为空气弹簧内气体绝对压力， $p = p_a + p_e$ ， p_a 为大气压力， V 为气体容积， n 是热

力学指数(常数)，将其两边对位移 x 求导，得到：

$$\frac{dp}{dx} = \frac{dp_e}{dx} = -\frac{np}{V} \frac{dV}{dx} = -\frac{npA_e}{V} \quad (3.9)$$

其中负号表示压力的变化趋势和容积的变化趋势相反，即容积减小时压力增加，在计算刚度值时取其绝对值，将式(3.9)代入式 (3.8) 得：

$$k = \frac{dF}{dx} = p_e \frac{dA_e}{dx} + n(p_a + p_e) \frac{A_e^2}{V} \quad (3.10)$$

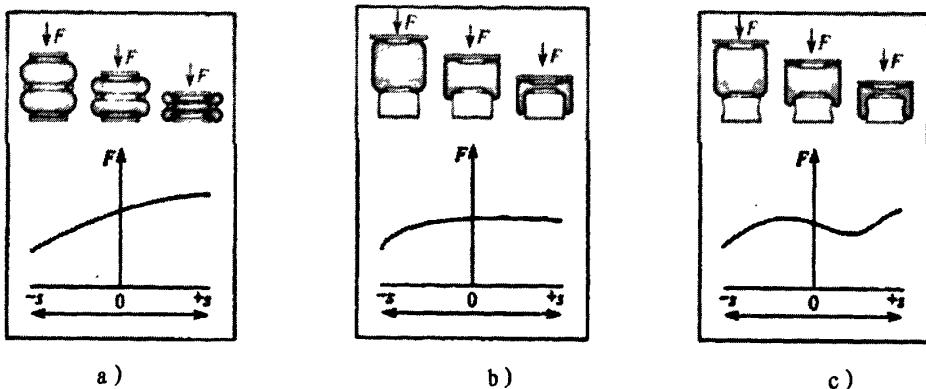
其中， $\frac{dA_e}{dx}$ —有效面积变化率； $\frac{dV}{dx}$ —有效容积变化率，且 $\frac{dV}{dx} = A_e$ 。

这是计算非独立悬架空气弹簧刚度的一般表达式。而常用的是空气弹簧的静刚度 k_{stat} 和动刚度 k_{dyn} 。所谓静刚度是指空气弹簧低频振动时的刚度(一般认为频率 $f < 0.2$)，由于空气弹簧振动比较缓慢，所以假定空气弹簧内部气体和外界有充分的热交换，其内部气体的热力学变化过程是等温过程，取热力学指数 $n = 1.0$ 。空气弹簧的动刚度是指高频振动时的刚度($f > 0.2$)，由于空气弹簧振动比较快，假定空气弹簧内部和外界没有热交换，其内部气体的热力学变化过程为绝热过程，取 $n = 1.4$ 。

在实际工程中是用试验的方法来测定空气弹簧刚度的。通过测定在不同压力下空气弹簧载荷 F 和位移 x 的关系，得出一组空气弹簧刚度特性曲线，该曲线纵坐标为载荷，横坐标为空气弹簧高度(位移)，曲线的斜率就是空气弹簧刚度。

在式 (3.10) 中， $p_e dA_e / dx$ 表示有效面积 A_e 变化率对空气弹簧刚度的影响。由于空气弹簧气囊是一个弹性体，一般情况下在空气弹簧变形时有效面积 A_e 不是固定不变的，而且不同结构形式的空气弹簧，有效面积 A_e 的变化是不同的。图 3.12^[119] 分别表示了双曲囊式、活塞座为圆柱形和活塞座具有特定轮廓曲面的囊式空气弹簧的有效面积 A_e 的变化曲线，每一种空气弹簧给出了 3 个不同的位置。可以看出，对于活塞座轮廓为圆柱形的膜式空气弹簧， dA_e / dx 等于零，此时可以将空气弹簧刚度计算公式 (3.10) 简化为：

$$k = \frac{dF}{dx} = n(p_a + p_e) \frac{A_e^2}{V} \quad (3.11)$$

图 3.12 不同结构形式的空气弹簧有效面积 A_e 随位移的变化曲线示意图

a) 袋式空气弹簧 b) 膜式空气弹簧 (圆柱形活塞座) c) 膜式空气弹簧 (曲面活塞座)

Fig. 3.12 A schematic diagram of change curve of active area as displacement change of air spring with different structure

a) Bellows type air spring b) Diaphragm type air spring(cylindrical piston)
c) Diaphragm type air spring(curved surface piston)

内部气体处于等温变化过程, 空气弹簧刚度较小; 内部气体处于绝热变化过程, 空气弹簧刚度较大。

3.4 空气弹簧刚度和固有频率理论推导

在进行空气弹簧匹配的过程中, 准确掌握空气弹簧刚度和固有频率的变化规律十分重要。通过空气弹簧弹性特性非线性模型, 对空气弹簧刚度和固有频率的影响因素进行理论分析^[117], 将 (3.3) 式代入 (3.4) 式中得到空气弹簧上的作用力 F 为:

$$F = \left[(p_{e0} + p_a) \left(\frac{V_0}{V} \right)^n - p_a \right] A_e \quad (3.12)$$

将 (3.12) 式对空气弹簧的位移求导, 得到空气弹簧的刚度为:

$$k = \frac{dF}{dx} = -A_e n (p_e + p_a) \frac{1}{V} \frac{dV}{dx} + p_a \frac{dA_e}{dx} \quad (3.13)$$

式中 $\frac{dA_e}{dx}$ —有效面积变化率; $\frac{dV}{dx}$ —有效容积变化率

空气弹簧初始状态通常是研究匹配过程的着眼点, 对此时空气弹簧刚度和固有频率的理论推导由式 3.13 得到。标准高度位置 ($x=0$) 处的刚度为:

$$k_0 = -A_{e0} n (p_0 + p_a) \frac{1}{V_0} \frac{dV}{dx} + p_0 \left(\frac{dA_e}{dx} \right)_{x=0} \quad (3.14)$$

空气弹簧承载力 $F=mg$ ，对应的空气弹簧初始内压可以由空气弹簧承载力得到，如式子3.15所示。

$$p_{e0} = mg / A_{e0} \quad (3.15)$$

假设体积变化率为负值， $\alpha = -dV/dx$ ，将式3.15代入式3.14中，得到标准高度位置处的刚度表示式：

$$k_0 = A_{e0}n\alpha\left(\frac{mg}{A_{e0}} + p_a\right)\frac{1}{V_0} + \frac{mg}{A_{e0}}\left(\frac{dA_e}{dx}\right)_{x=0} \quad (3.16)$$

根据振动分析理论，可以得到单自由度的空气弹簧系统的固有频率为：

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.17)$$

将 (3.16) 式代入 (3.17) 式中，得到：

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{n\alpha(mg + A_{e0}p_a)}{mV_0} + \frac{g}{A_{e0}}\left(\frac{dA_e}{dx}\right)_{x=0}} \quad (3.18)$$

(3.16)、(3.18) 式表示单自由度空气弹簧系统在设计高度位置的刚度和固有频率，从中可看出：

① 标准高度处空气弹簧刚度由两项组成，一部分是由于内部气体体积变化引起的刚度变化，另一部分是空气弹簧有效面积变化引起的刚度变化。

② 有效面积变化率对空气弹簧的刚度和振动频率都有影响。为了在空气弹簧初始位置获得较低的刚度和固有频率，要求空气弹簧有效面积变化率很小。

③ 空气弹簧内部气体质量一定时，空气弹簧承载质量的增加，空气弹簧内部气压随之增加，从而使空气弹簧的刚度增加；承载质量的变化对空气弹簧的固有频率影响并不明显，固有频率取决于其结构参数，在空气弹簧的设计时可以通过改变初始容积、有效容积变化率等结构参数，来达到降低其固有频率的目的；

④ 气体多变指数对空气弹簧的刚度和固有频率都有影响。它主要取决于气体的类型和路面激励振动频率的大小。

3.5 本章小结

本章内容介绍了空气弹簧的工作原理及特性，以客车空气悬架系统广泛采用的膜式空气弹簧为研究对象，基于空气弹簧有效容积、内部气体压力、有效面积和承载质量等工作参数，运用热力学基本理论，建立了空气弹簧非线性弹性模型。

第四章 ECAS 充放气研究

4.1 ECAS 充放气工况概述^[76, 120]

所谓 ECAS 中空气弹簧的充放气，即 ECAS 利用 ECU(电控单元)，根据高度传感器的测量高度变化的信号，通过电磁阀，控制空气弹簧的动作。

4.1.1 充放气控制目的及研究意义

空气弹簧充放气的目的主要是控制高度，无论簧载质量从空载到满载(轴荷/乘客)变化，装载质量是否均匀，必须保证车辆对路面的通过性。目的大致有两点：① 改变高度：对于实施有级高度控制的空气悬架，根据车速、路面等工况，切换空气弹簧高度位置，改变车身高度。② 保持高度不变：行驶的 ECAS 客车在一定的车速、路面等工况下，车身高度要维持该工况对应的恒定高度位置上，保持不变。但客车的簧载质量是从空载到满载不断变化的，考虑到空气弹簧内部的表压力是其承载能力的反应，簧载质量减小时，空气弹簧高度上升，则放气直到气囊高度等于整定高度；簧载质量增大时，则反之。最终都维持车身高度不变。

车辆行驶过程中，ECAS 系统忽视任何动态的行驶高度波动，不发生响应，认为高度不变化。

ECAS 充放气研究意义有：① 计算 ECAS 气动回路中空气物理性质、热力学性质、空气流体流动特性、气动元件及回路流量特性和充放气特性；② 控制电磁阀的激发时间；③ 确定充气时间、脉冲周期及长度，防止系统过冲；④ 在空气弹簧高度位置保持不变+变载工况下，确定动(静)刚度—(充放气)时间关系；⑤ 在空气弹簧高度位置切换+定载工况下，确定高度—(充放气)时间关系；⑥ 在空气弹簧高度位置切换+定载工况下，确定动(静)刚度—(充放气)时间关系和高度—动(静)刚度关系。

4.1.2 ECAS 高度控制工作原理

充放气研究中，必然涉及到 ECU 的功能，这里我们只讨论与充放气调整高度过程相关的 ECU 功能。ECAS 充放气快速调整高度的关键有：① 充气时，防止系统的过冲；② *kneeling* 时，考虑门的位置。

以充气为例，高度控制原理为：

1. 打开点火开关，或在点火前车门打开时，控制系统开始工作。
 2. ECAS 闪码诊断。
 3. 高度传感器持续监视车身与车桥的相对高度变化，造成高度传感器中线圈的感应系数变化，并被 ECU 转换为高度信号。在正常操作期间，ECU 将连续传递 8 个由传感器读数计算的测量值：① 2HSA(双高度传感器桥)左高度传感器实际值；② 2HSA 右高度传感器实际值；③ 1HSA 高度传感器实际值；④ 压力传感器实际值；⑤ 2HSA 左高度传感器指标值；⑥ 2HSA 右高度传感器指标值；⑦ 1HSA(单高度传感器桥)高度传感器指标值；⑧ 当前车辆速度 (上升/下降指令被接受的行驶速度)；⑨ 门的位置信号。随后 ECU 发出指令控制电磁阀的充放气。
 4. 当指标高度与实际高度的距离≤设定偏差值时，有① ECU 通过电磁阀发出电磁脉冲，激发主通道节流，减少充放气量。脉冲能短暂的中断气体的流动，等同于节流作用。ECU 计算出脉冲长度：
- $$\text{脉冲长度} = \text{垂直上升} \times \text{比例因数} - \text{上升速度} \times \text{差别因数}$$
- 用于脉冲周期的每一长度被重新计算，超过脉冲周期长度的计算脉冲长度将造成连续的磁电流。执行的最短脉冲长度是 0.075 秒，因为再短的脉冲时间会造成电磁阀的开、关问题，即脉冲长度小于 0.075 秒时，电磁阀不工作，以保证电磁阀工作中的休息时间。
- ② ECU 通过一个电磁阀激发主通道节流；不管上升还是下降，只要在这个差别值范围内，主节流都被激发。
 5. ECU 中储存有① 允许 2HSA 的指标高度左/右偏差；② 允许升/降过程中的指标高度左/右偏差；③ 允许升/降过程中的指标高度前/后偏差。然后 ECU 根据传感器信号，进行三点找平。
 6. 当车厢平面与三个高度传感器的平面平行时，认为指标高度达到，并停止充气。

4.1.3 ECAS 的高度控制功能

ECU 的功能很多，这里只涉及其高度控制功能。

1. 指标高度控制

ECAS 的基本功能，是恒定比较高度传感器提供的的高度信号和存储在 ECU 中的指标高度(正常高度和预先设置的高度)。高度差超过一定的公差范围，ECU 就激发电磁阀，通过充放气改变空气弹簧的压力，将实际高度调整到指标高度。同时，ECU 根据高

度上升速度和离开正常高度的距离，在车辆高度要达到正常高度时，激发电磁阀停止充气，防止过冲。所有控制过程能同时作用在前后桥。

2. 正常高度 I / II

正常高度 I 是车辆生产商设置的正常行驶高度，这一正常高度决定了空气弹簧的舒适性、驾驶安全性和应用规范保持一致性的车身高度。正常高度 I 对应于本文亚星客车空气弹簧高度位置的中位。

正常高度 II 是不同于标准正常高度 I 的高度，设定正常高度 II 时考虑了特定的驾驶条件，比如车速不得高于 20/30Km/h。

3. 记忆高度^[120]

记忆高度是车辆静止或低速状态时，针对载客量设定的空载和满载的指标高度。

4. 用开关/按键进行手动高度调节

5. 限高

一旦达到输入的最低和最高位置，ECU 将自动结束高度调节。

6. *Kneeling*(下跪)

Kneeling 是用于客车的一种特殊功能：降低客车车身高度方便乘客上、下车。包括三种模式：① 整车模式：整车车身下降；② 单侧模式：一侧车身下降；③ 单桥模式：在一个带高度传感器的桥(通常是前桥)上实现；④ 单轮模式：前、后桥的一侧车轮处车身下降，多是车门所在的一侧车身。其中②、③和④通常被称为“侧跪”，④无实际应用价值，但由理论研究意义。*Kneeling* 功能要涉及到若干参数的设置，比如门的位置：通过 ECAS 监视车门下安装的接触簧而保证降低过程的安全性；如果接触簧在降低过程中有反应，客车将回复到正常高度。

7. 监视供气压力

如对于 *kneeling* 功能，必须有足够的供气压力，使降低了的满载车辆回复到正常高度；如果压力开关监测到供气压力低于一定值，ECAS 将不执行 *Kneeling*。

4.1.4 ECAS 高度控制系统的主要部件

1. ECU(电子控制器)不带 CAN

(1) 功能

ECU 是 ECAS 系统的核心，单独的部件可通过 35pin 的插件与 ECU 连接。ECU 包

含一个只处理数字信号的微处理器，数据存储器的管理元件封装在处理器内部，对电磁阀和指示灯的输出信号通过电子组件激发。

（2）用途

① 连续监视输入信号；② 将信号转换为计数；③ 比较输入值与指标值；④ 出现偏差的情况下，估计所需要的控制反应；⑤ 激发电磁阀。

（3）其它用途

① 不同指标值的管理与储存(正常高度，记忆等)；② 与诊断仪及各种开关进行数据交换；③ 系统所有部件可操作性的有规律的监视；④ 监视轴荷(借助压力传感器)；⑤ 用于故障检测的接收信号的可能故障性检查；⑥ 发现故障。

2. 电磁阀

ECAS 系统专用电磁阀组件，是将几个电磁阀组合在一起使用，节省了空间和安装费用。电磁阀采用模块化设计，其设计原则：取决于不同的配置，用同样的壳体可包含数量不同的部件。

本文中亚星客车使用 ECAS II 带 *kneeling* 功能的电磁阀，是一个不完全意义上的外部先导式电磁换向阀。因为完全意义的先导式电磁阀由先导阀和主阀组成：先导阀一般是通径小的直动式电磁阀，直接依靠电磁力、气压力、人力和机械使阀芯换向的阀；依靠先导阀输出的气压力，通过控制活塞等推动主阀芯换向的部分称为主阀；外部先导式电磁阀中先导控制的气源是外部供给的。

ECAS II 带 *kneeling* 功能的电磁阀包括先导阀、主阀和一个由 ECU 直接控制的直动阀，该直动阀控制两个前簧之间的横向节流。先导阀使气动回路获得较大的空气进出量。电磁线圈最初激发这些带有小截面的进、出气口的先导阀，然后先导阀的控制气压到达实际开关阀(主阀)活塞的上部，通过控制活塞等推动主阀芯换向。通断式电磁阀不限定通道内空气流体流动方向。

就控制高度传感器数目而言，ECAS II 带 *kneeling* 功能的电磁阀由两种电磁阀组合而成：① 该组合体一部是 2HSA(双高度传感器桥)的电磁阀，即亚星客车后桥上的电磁阀；包括 2 个主阀和一个先导阀。② 另一部是 1HSA(单高度传感器桥)的电磁阀，即亚星客车前桥上的电磁阀，带有可开/关的不可调横向节流通道(节流孔)；包括 2 个主阀和一个控制节流通道的 2/2(二位二通)单控通断式直动阀。其中主阀为 2/2 单控通断式，2HAS 电磁阀中的先导阀为 3/2(二位三通)单控通断式，1HAS 电磁阀中的直动阀为 2/2

通断式。(ECAS II 不带 kneeling 电磁阀中, 1HAS 电磁阀无控制节流通道的直动阀, 只有 2 个主阀)

如图 4.1 所示, 11 为供气口; 3 为消声器; 27 为前桥左簧, 26 为前桥右簧, 23 为后桥左簧, 22 为后桥右簧; 电磁线圈为 61.1, 61.2, 61.3, 61.4, 62.1, 62.2, 62.3, 62.4, 63.1, 63.2, 63.4。左边是 1HSA 电磁阀(3 个电磁阀, 左一和左三子电磁阀均为主阀, 左二子电磁阀为直动阀), 右边是 2HSA 电磁阀(3 个子电磁阀, 左边两个为 2/2 主阀, 右边 1 个为 3/2 先导阀)。每一处空气弹簧被单独的电磁线圈控制。经过横向节流通道连接的两个前簧, 可通过电磁线圈 6.3.1 控制先导阀的方法被隔断/接通。6 个阀在不工作时都是关闭的。

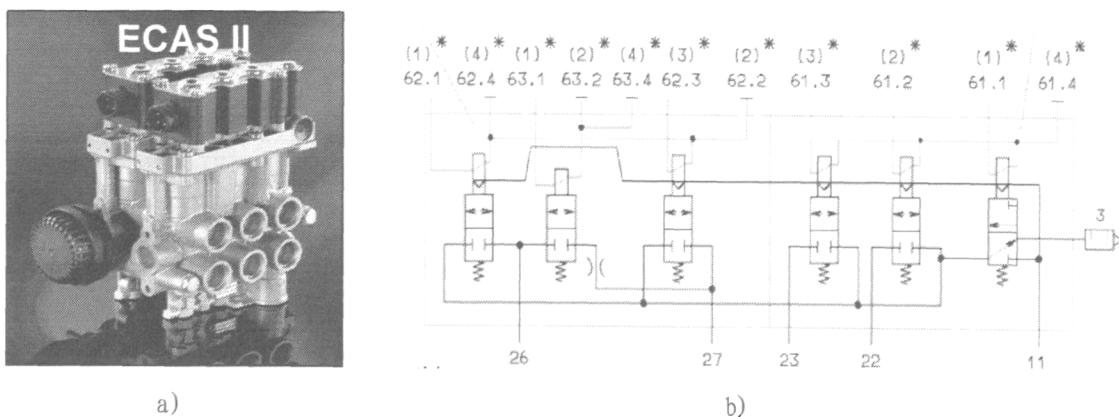


图 4.1 带侧跪功能的电磁阀

Fig. 4.1 Solenoid valve with 'kneeling function'

3. 高度传感器

高度传感器安装在车架上, 通过摆杆与车桥连接, 当车身与车桥相对高度变化时, 高度传感器产生感应电流, 电信号传到 ECU(电控单元), ECU 将此高度变化与其存储的设定高度进行比较, 给出信号激发电磁阀对气囊充放气。

轻型商用车和部分客车采取两点控制, 即只有一个桥安装 ECAS, 带 2 个高度传感器。ECAS 豪华轿车及 SUV 车型采取四点控制, 即前、后桥的四处空气弹簧分别安装一个高度传感器。

货车和大部分客车高度控制系统采用高度传感器三点找平, 即三点(定位)控制, 保证车厢底面和 3 个高度控制阀的控制平面完全平行。如采用四点控制, 会造成静态过定位。三点控制时, 高度传感器在整车前、后桥上的布置位置应根据车辆的具体情况(车辆重量、侧跪功能等)来确定, 或是前一后二, 或是前二后一, 本文中的亚星客车是前一后二。

如无侧跪功能，高度传感器的位置无特殊要求。如带侧跪功能，两个高度传感器布置在侧跪一侧，一个高度传感器布置在另一侧；高度传感器要布置在空气弹簧外侧，如布置在内侧，要考虑运动干涉的问题^[121]。

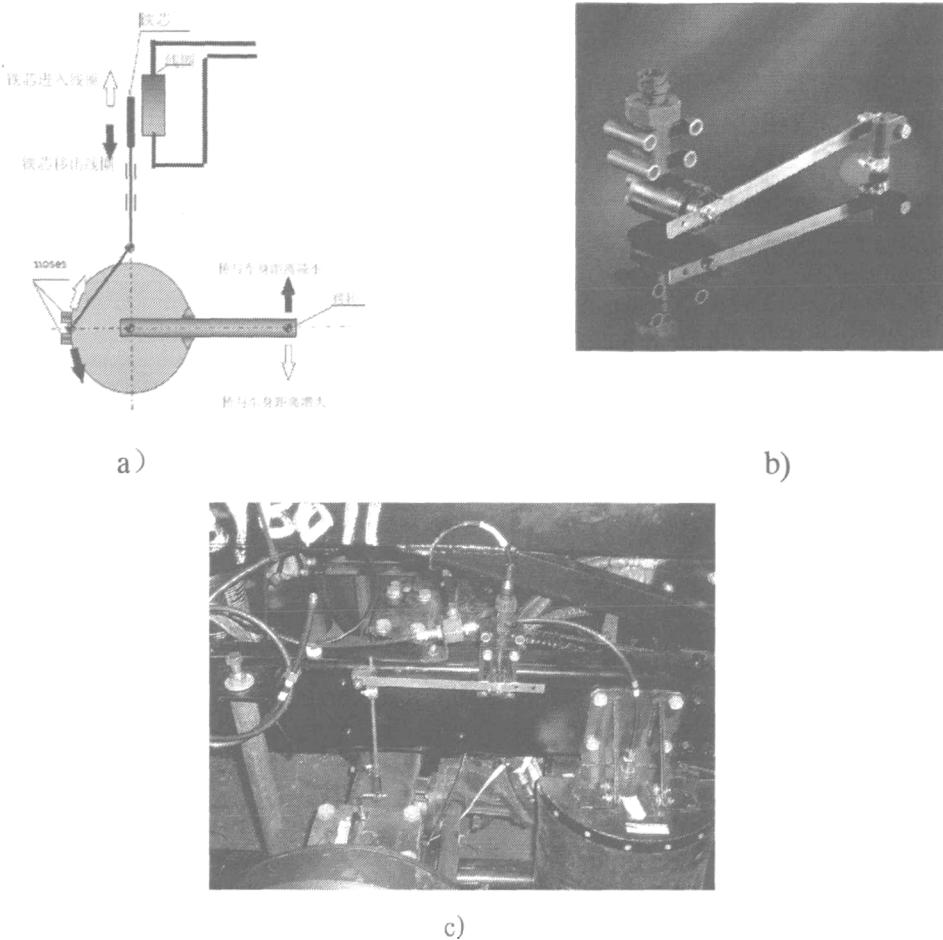


图 4.2 高度传感器

Fig. 4.2 Height sensor

4.1.5 气动回路

亚星客车前左、前右、后左和后右四处空气弹簧应是并联回路；后左和后右簧分别由两个空气弹簧组成，也认为是并联回路，两者一体，工作状态相同。

亚星客车前桥是 1HSA，其上的左前簧和右前簧，通过一个(不可调)横向节流孔连接起来，以保证压力的平衡。如在车辆转弯时，该节流孔防止迅速的压力补偿——即防止转弯内侧气囊的压力释放，避免车辆转向时有较大的侧倾角。而当客车侧跪时，为防止下降过程中两个气囊之间的压力交换，该节流孔需要关闭。

调控主(通道)节流可防止过冲。主通道节流安装在 3/2 先导阀和控制单独气囊的

2/2 主阀之间。充气中, 当指标高度—实际高度 \leq 设定的差别值时, 对于不可调主节流, ECU 通过一个电磁阀发出脉冲, 使之从大截面位置转为可调节流位置。

4.1.6 充放气控制工况

本文中的亚星客车, 不考虑从空载到满载的簧载质量变化, 据其高度控制功能和气动回路设置, 其充放气工况分为: ① 左前簧或右前簧单独充放气, 即左前轮或右前轮单独上升或下降, 通常是车门一侧, 该工况实际应用不多; ② 左后簧或右后簧单独充放气, 即左后轮或右后轮单独上升或下降, 通常是车门一侧, 该工况实际应用不多; ③ 左前簧和右前簧同时充放气, 即作为 1HSA 的前桥单独上升或下降; ④ 左后簧和右后簧同时充放气, 即后桥单独上升或下降; ⑤ 车门一侧的前簧和后簧同时充放气, 本文亚星客车指车门处的右前簧和右后簧, 即车门一侧的车身单独上升或下降; ⑥ 左前、右前、左后和右后四处共 6 个空气弹簧同时充放气, 即整个车身同时升高或下降。其中③、⑤和⑥均为 *kneeling* 功能的基本部分。①、②和④有理论研究价值。

ECAS 系统可以接受和处理速度信号, 这样 ECAS 就可以区分在静止状态下和在运动状态下轴荷的改变, 从而对这两种情况分别进行优化处理。

4.2 气动技术基础^[122~127]

4.2.1 空气的物理性质

1 空气的基本状态参数

(1) 密度: 单位体积内所含气体的质量, 用 ρ 表示, 单位 kg/m^3 ;

(2) 压力: 气体分子热运动相互碰撞, 在容器的单位面积上产生的力的统计平均值, 用 p 表示, 单位为 Pa 、 kPa 和 MPa 。压力可用绝对压力、表压力和真空度等度量。绝对压力 p_{ABS} 是以绝对真空作为起点的压力值; 表压力 p_e 是高出当地大气压的压力值。由压力表测得的压力值为表压力。工程计算中, 常将当地大气压力用标准大气压力代替, 即令 $\text{pa}=101325\text{Pa}$ 或 $\text{pa}=0.1\text{ MPa}$ 。

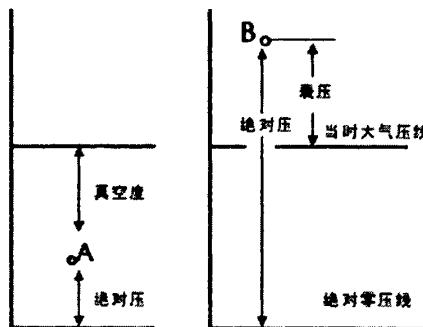


图 4.3 绝对压力、表压力和真空度之间关系

Fig.4.3 Relationship of absolute pressure, gauge pressure and vacuum degree

(3) 温度：表示气体分子热运动动能的统计平均值，有热力学温度(用 T 表示，单位为开(K)；)、摄氏温度(用 t 表示，单位为摄氏度(℃))、华氏温度(用 t_f 表示，单位为华氏度(°F))等。通常 $K = 273 + t$ 。

2. 压缩性：

一定质量的静止气体，由于压力改变而导致气体所占容积发生变化的现象，称为气体的压缩性。气体比液体易压缩，故常称液体为不可压缩流体，气体为可压缩流体。气体容易压缩，有利于气体的贮存，但难以实现气动执行元件的平稳运动和低速运动。

3. 粘性：流体的粘性是指流体具有抗拒流动的性质。无粘性的气体称为理想气体；实际气体都具有粘性，导致流动时的能量损失。流体粘性用动粘度表示，单位是 $Pa \cdot S$ 。温度对空气粘度影响不大，相比于液体，气体动力粘度小得多。在管道内流动速度相同的条件下，液体受影响损失更大。当气体的粘性较小，沿气体流动方向的法线方向的速度变化也不大时，粘性产生的粘性力与流体所受的其他作用力相比了忽略，此时气体可当作理想气体。

4. 标准状态：指温度为 20℃、相对湿度为 65%、压力为 0.1Mpa 时的空气状态。标准状态下，空气的密度 $\rho = 1.185 \text{ kg/m}^3$ 。

5. 绝对湿度：每立方米湿空气中含有的水蒸气的质量，称为绝对湿度。即湿空气中水蒸气的密度。是空气密度的影响因素之一。

4.2.2 流体力学基本知识

4.2.2.1 理想流体和流体流动分类

1. 理想流体。流体具有流动性、可压缩性和粘滞性。流体的运动复杂，但通常忽

略可压缩性和粘滞性，只考虑流动性，引入流体的理想模型——理想流体的概念。粘滞性较小的流体，如气体在小范围内运动时，可忽略其粘滞性。气体在低压条件下，如果压强差只引起密度微小变化时，也可以应用理想流体的运动规律来研究它。

2. 定常流动和非定常流动。按运动流体的物理量(速度、压力、密度和温度)是否随时间变化分为：定常流动(稳定流动)和不定常流动。前者如保持节流阀上、下游压力一定，节流阀阀门开度一定时的管道内流动；后者如固定容器的充放气过程和换向阀的启闭过程中的流动。

3. 一元流动。按运动流体的物理量与 n 个空间坐标有关，称为 n 元(维)流动($n=1,2,3$)。 $n=1$ 时，称为一元流动。通常认为一元流动中，流体运动速度只与一个空间坐标有关。

4. 可压缩流动和不可压缩流动。按流动中流体密度是否变化分为：可压缩和不可压缩流动。不可压缩流动的流体密度变化忽略不计，通常认为不可压缩流动的气体流动速度小于 $68\sim70\text{m/s}$ (也有资料认为是 50m/s)，密度相对变化小于 2%；而可压缩流动的气体流速大于 $70\sim100\text{m/s}$ 。

5. 流线。在流体力学中，引入流线概念来形象的描述流体的流动情况。在流体中假想一系列曲线，使这些曲线上任一点的切线方向都和流体质点经过该点的速度方向一致，这些曲线就称为流线。应当指出，流体做定常流动时，流线在空间的位置和形状保持不变，与流体质点运动轨迹相重合。

6. 缓变流和急变流。流体流动时，按流线形状分为：缓变流和急变流。缓变流指的是流线几乎平行直线的流动，如等截面长直管道内(边壁沿程不变)的流动。急变流指的是流线不平行或非直线的流动，如弯管、阀门内(边界急剧变化的区域)的流动。

7. 层流和紊流。流体流动时，按流体质点的运动轨迹分成：层流和紊流。层流指的是流体质点的运动轨迹是层次分明、互不相混的流动。紊流指的是运动轨迹是杂乱无章的流动。

4.2.2.2 不可压缩流动

1. 流量和连续性方程

单位时间内通过某截面的流体量称为流量，分为体积流量和质量流量。如体积流量 q ，以以体积为度量，常用单位是 m^3/s 或 L/min 。质量流量以质量为度量，

$$\text{体积流量} \quad q_v = u \cdot A \quad (4.1)$$

$$\text{质量流量} \quad q_m = \rho \cdot u \cdot A \quad (4.2)$$

式中 A ——管道截面积, m^2 ;

u ——管内截面的平均流速, m/s ;

ρ ——流体密度, kg/m^3 。

不可压缩流动通常使用体积流量; 可压缩流动必须使用质量流量。

$$\text{标准状态下的体积流量} \quad q_a = q_m / \rho_a \quad (4.3)$$

式中 ρ_a ——标准状态下的空气密度, $\rho_a = 1.185 \text{ kg/m}^3$ 。

令 $\rho q = \rho_a q_a$, $p_a = \rho_a R T_a$, $p = \rho R T$, 可将有压状态下(即一定压力状态下的流量 q 转换为标准状态下的流量 q_a , 即

$$q_a = \frac{p T_a}{p_a T} \quad (4.4)$$

式中 p, T ——有压状态下空气的绝对压力和热力学温度, p 的单位为 MPa , T 的单位为 K ;

P_a, T_a ——有压状态下空气的绝对压力和热力学温度, $P_a = 0.1 \text{ MPa}$, $T = 293 \text{ K}$;

一元不可压缩定常流动, 体积流量保持不变。管内两缓变流截面 1 和 2 之间的连续性方程为 $q_{v1} = q_{v2}$, 即

$$u_1 A_1 = u_2 A_2 \quad (4.5)$$

一元可压缩定常流动, 质量流量保持不变。管内两缓变流截面 1 和 2 之间的连续性方程为 $q_{m1} = q_{m2}$, 即

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 \quad (4.6)$$

式中 u_1, u_2 ——截面 1 和截面 2 的平均流速;

A_1, A_2 ——截面 1 和截面 2 的面积;

ρ_1, ρ_2 ——截面 1 和截面 2 的空气流体密度。

2. 伯努利方程

空气在一元管路中流动时, 当流速不高(小于 $68 \sim 70 \text{ m/s}$), 定常状态(速度、压力、密度和温度等物理量不随时间变化)下, 忽略流体密度的变化(通常小于 2%), 认为是一元理想气体的不可压缩定常流动。又考虑到流体具有粘性, 使其在管内流动存在压力损

失。可将其能量守恒方程，即恒定总流伯努利方程式简化为：

$$p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2} + p_{h-2} \quad (4.7)$$

式中： p_1 、 p_2 —管路截面1、2的相对压力，习惯称为静压，它是以同高处大气压强为零点计算的，即与流线平行的面上感受的压力；

$\frac{\rho u_1^2}{2}$ 、 $\frac{\rho u_2^2}{2}$ —习惯称为动压，它反映断面流速无能量损失地降低至零所转化的压力值；

u_1 、 u_2 —截面上的平均流速；

p_{h-2} —管流中两缓变流截面1、2间的压力损失。

3. 压力损失

在工程设计计算中，根据流线的形状（流体接触的边壁）是否沿程变化，把能量损失分为两类：沿程损失 h_f 和局部损失 h_m 。在缓变流的管段上，流动阻力沿程也基本不变，称为沿程阻力；克服沿程阻力引起能量损失称为沿程损失。在急变流的管段上，阻力主要地集中在该区域及其附近，称为局部阻力；克服局部阻力的能量损失称为局部损失。

整个管路的能量损失等于管段的各沿程损失和各局部损失的总和，即

$$h_l = \sum h_f + \sum h_m \quad (4.8)$$

用压强公式表达，则为：

$$\text{沿程压力损失} \quad p_f = \lambda \frac{l}{d} \times \frac{\rho u^2}{2} \quad (4.9)$$

$$\text{局部压力损失} \quad p_m = \xi \frac{\rho u^2}{2} \quad (4.10)$$

式中： l —管长，m；

d —管内径，m；

u —截面平均流速，m/s；

λ —沿程阻力系数；由雷诺数 Re 和管道内壁相对粗糙度值确定。

ξ —局部阻力系数；一般取决于急变流的几何形状，与雷诺数 Re 无关；但雷诺数较低时（几千至几万之间）， ξ 与雷诺数有关，且不稳定。

4.2.2.3 可压缩流动

1. 声速 c 和马赫数 M

空气流体作可压缩流动时，密度会发生明显变化。

$$\text{马赫数} \quad M = u / c \quad (4.11)$$

式中： u —空气流体流速；

c —为当地声速， $c = \sqrt{nRT}$ 。

$M < 0.2 \sim 0.3$ ，为不可压缩流动； $M < 1$ ，为亚声速流动； $M = 1$ ，为声速流动； $M > 1$ ，为超声速流动。

2. 临界状态和壅塞现象

空气流体流速达到当地声速的流动状态称为临界状态。处于临界状态的截面称为临界截面。临界截面上的静压力与总压力之比称为临界压力比 b 。显然，临界截面处 $M=1$ ，空气的 $b=0.528$ 。

压缩空气通过收缩管或拉瓦尔管、最小截面达声速时，若上游总压力 p_0 和总温度 T_0 保持一定，无论怎样降低管道下游的压力，通过管道的质量流量都不会增大，称为壅塞现象。该现象发生于声速流或超声速流。

4.2.3 气动回路流量特性

复杂的气动回路可以分解成若干条并联回路和串联回路。并联或串联回路是由若干个气动元件组成的。由组成气动回路的各个气动元件的有效面积，可求得气动回路的合成有效截面积。

1. 并联回路

n 个气动元件并联，已知每个元件不可压缩流态下的有效截面积 A_i 和壅塞流态下的有效截面积 S_i ，保持回路入口压力 p_1 、入口温度 T_1 不变，出口压力为 p_e ，并设所有连接管都是短管，即不计连接管内的流动损失。

根据总质量流量 q_m 等于 n 个分支上元件的质量流量 q_{mi} 之和，有

$$q_m = \sum_{i=1}^n q_{mi} \quad (4.12)$$

并联回路的总压降 $\Delta p = p_1 - p_e$ 等于每个分支上元件两端压降 $p_i = (p_1 - p_e)_i$ ，有

$$\Delta p = \Delta p_i \quad (4.13)$$

对不可压缩流动，并联回路在不可压缩流态下的合成有效面积为

$$A = \sum_{i=1}^n A_i \quad (4.14)$$

当全部元件都处于壅塞流态下，并联回路在壅塞流态下的合成有效面积为

$$S = \sum_{i=1}^n S_i \quad (4.15)$$

2. 串联回路

n 个气动元件串联，保持回路入口压力 p_i 、入口温度 T_i 不变，出口压力为 p_e ，并设所有连接管都是短管。

通过串联回路的质量流量 q_m 等于通过每个元件的质量流量 q_{mi} ，有

$$q_m = q_{mi} \quad (4.16)$$

串联回路的总压降 $\Delta p = p_i - p_e$ ，等于各个元件两端压降 $\Delta p_i = p_i - p_{i+1}$ 之和，有

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i \quad (4.17)$$

对不可压缩流动，串联回路在不可压缩流态下的合成有效面积为

$$\frac{1}{A^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{A_i^2} \quad (4.18)$$

串联回路处于壅塞流态下的合成有效面积 S 值的计算比较复杂，粗略估算可用下列公式计算

$$\frac{1}{S^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{S_i^2} \quad (4.19)$$

按此公式算出的合成有效截面积 S 值比实际值小。

4.2.4 充放气特性

充气与放气时气压传动和控制中最常见现象。分为固定容积（容器）充放气和变容积（容器）充放气，空气弹簧在高度位置保持不变时，认为是固定容积；高度位置切换时，认为是变容积。充放气特性研究属开口系统问题，即容器内与外界进行质量交换、能量交换和力的相互作用过程中，容器内的物理量（如压力、温度等）随时间变化的规律。充放气现象的基本方程有质量方程、能量方程、气体状态方程和动力学方程。

空气弹簧在工作时，其内部空气流体属多变过程，近似绝热过程，并逐渐无限接近

等温过程。

1. 固定容器的充(放)气

由质量方程和热力学方程都可以得到固定容器的充放气公式，本文由充放气时的质量方程推导得到计算公式

当气体以平均流速 u 对空气弹簧进行充气或放气时，可按式 (4.20) 计算充气时间或式 (4.21) 计算放气的时间：

$$\rho_1 V + \rho u A t = \rho_1' V \quad (4.20)$$

$$\rho_1' V = \rho_1 V + \rho u A t \quad (4.21)$$

式中： ρ_1 、 ρ_1' — 充气/放气前后空气弹簧内气体的密度， kg/m^3 ；

ρ — 进入/放出空气弹簧的气体密度， kg/m^3 ；

A — 充气/放气管路截面积， m^2 ；

V — 空气弹簧的体积， m^3 ；

t — 充气/放气时间， s 。

2. 变容积容器的充(放)气

由充放气时的质量方程推导得到计算公式

当气体以平均流速 u 对空气弹簧进行充气或放气时，可按式 (4.26) 计算充气时间或式 (4.27) 计算放气的时间：

$$\rho_1 V + \rho u A t = \rho_1' (V + \Delta V) \quad (4.26)$$

$$\rho_1' V = \rho_1 (V - \Delta V) + \rho u A t \quad (4.27)$$

式中： ρ_1 、 ρ_1' — 充气/放气前后空气弹簧内气体的密度， kg/m^3 ；

ρ — 进入/放出空气弹簧的气体密度， kg/m^3 ；

A — 充气/放气管路截面积， m^2 ；

V — 空气弹簧的体积， m^3 ；

t — 充气/放气时间， s ；

ΔV — 充气/放气时空气弹簧容积的变化值。

4. 3 ECAS 充放气理论推导^[122]

ECAS 客车悬架系统实施三级高度控制，在高度有级调整结果的基础上，与可调阻尼减振器二级阻尼进行相应的分级匹配。工况不同，即车速、路况、减振器行程不同，

匹配也不同。ECAS 实行高度控制的目的是保证车辆在不同路面上的通过性。

ECAS 系统中需考虑两种耦合：

1. 空气弹簧高度与刚度耦合。空气弹簧的高度与刚度是一组耦合量，相互依赖，相互影响。

2. 气固耦合。气固耦合是流固耦合的分支，研究变形固体在流场作用下的各种行为以及固体位形对流场影响这二者相互作用的一门科学。流固耦合力学的重要特征是两相介质之间的相互作用，变形固体在流体载荷作用下会产生变形或运动；变形或运动又反过来影响流，从而改变流体载荷的分布和大小。流固耦合问题可由其耦合方程定义，这组方程的定义域同时有流体域与固体域；而未知变量含有描述流体现象的变量和含有描述固体现象的变量，一般而言具有以下两点特征：① 流体域与固体域均不可单独地求解；② 无法显式地削去描述流体运动的独立变量及描述固体现象的独立变量。

从总体上来看，流固耦合问题按其耦合机理可分为两大类：

① 第一类问题的特征是耦合作用仅仅发生在两相界面上，在方程上的耦合是由两相耦合面上的平衡及协调来引入的如气动弹性、水动弹性等。

② 第二类问题的特征是两域部分或全部重叠在一起，难以明显地分开，使描述物理现象的方程，特别是本构方程需要针对具体的物理现象来建立，其耦合效应通过描述问题的微分方程来体现。

根据 ECAS 客车悬架系统上述情况，可将其充放气理论推导分为 4 种：① 高度位置保持不变+变载工况时的动刚度—(充放气)时间关系理论推导；② 高度位置切换+定载工况时的动刚度—(充放气)时间关系理论推导；③ 高度位置切换+定载工况时的高度—(充放气)时间关系理论推导；④ 高度位置切换+定载工况时的高度—刚度关系理论推导。

4.3.1 整车气动回路及假设

1. “空压机—储气筒”回路段的气动元件

以整车空气弹簧用气路系统为例，空压机和储气筒之间依次设有单向阀(回止阀)、主管路(空气)过滤器、干燥器、四回路保护阀(多回路保护阀)、(空气弹簧用充气)分管路(空气)过滤器、单向阀、进气阀(控制开关阀)、压力开关(压力继电器)、管路滤清器

和溢流阀。

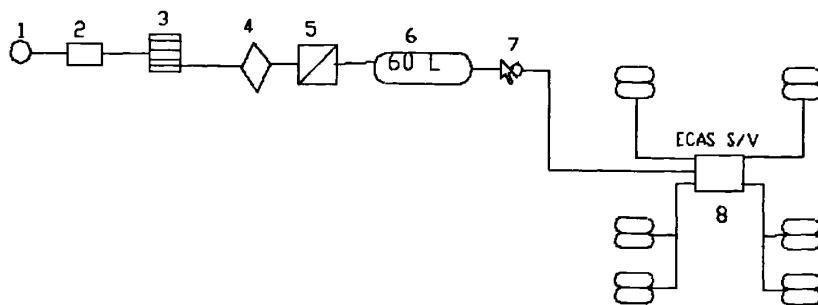


图 4.4 ECAS 气动管路布置图

1 空压机 2 空气干燥器 3 四回路保护阀 4 管路滤清器 5 充气阀
6 空气弹簧用储气筒 7 单向阀 8 ECAS 电磁阀

Fig.4.4 Layout diagram of pneumatic pipeline in ECAS

1 Compressor 2 Air dryer 3. 4-pv(protective valve) 4 Line filter
5 Charge valve 6 Reserver for air bellow 7 Check valve 8 ECAS S/V

(1) 符合汽车制造公司的标准空压机均为活塞式，活塞式空压机是容积型空压机，通过缩小气体的体积来提高气体的压力。汽车发动机驱动空压机，使曲轴产生旋转运动，通过连杆带动滑块在滑道内移动，而滑块与活塞杆连接，则活塞杆便带动活塞在缸体内作直线往复运动，引起气缸容积变化。吸气过程中，由于气缸工作腔内压力低于大气压力，通过进气阀使空气经过空气滤清器（消声器）进入气缸；压缩行程中，气缸工作腔容积继续减小，腔内气体被压缩；排气过程中，由于气缸工作腔容积的缩小，工作腔内压力高于输出管道内压力，排气阀打开。而单级活塞式空压机常用于 0.3~0.7MPa 压力范围的系统；若单级空压机压力超过 0.6MPa，产生热量大，工作效率低。故 ECAS 客车的空气压缩机多使用二级活塞式空压机，能提供大于 0.6MPa 的空气压力，可断续排气，但相对于滑片式和螺杆式空压机，空气流体流动脉动大，即空气流体除流动方向，其它方向上存在着由于分子布朗运动所导致的脉动（也是洛伦兹力造成的），需设气罐来降低脉动。空压机输出压力一般要比气动回路所需压力高 15~20%。

通常客车空气悬架发动机空压机流量应大于 600L/分钟，空压机排量不小于 400cc。空气悬架的供气气压不小于 0.8MPa，在空压机供气能力足够的情况下，建议将空气悬架供气压力提高到 0.85MPa（欧洲常规空气悬架系统压力 1MPa）。

在论文中，认为空压机输出压力足够大，且稳定。

(2) 空气干燥器和管路滤清器都是气源处理元件。由空压机输出的压缩空气中，含有大量水分、油份和粉尘污染物，必须适当清除此类污染物，避免其危害气动系统的正常工作。① 管路滤清器是安装在管路中，清除压缩空气中的油污、水和粉尘，以提高下游干燥器的工作效率，延长精密过滤器的使用时间。② 汽车装配的干燥器对来自空压机的压缩空气进行清洁及干燥，并控制气动回路中的空气压力；通常由干燥筒和本体组成，有时也附带安全阀，限制气路最大工作压力。

气源处理元件目前趋向于模块化设计，称为空气处理单元，大致包括过滤器、干燥器、带 1 个或 2 个限压阀的回路保护阀(多功能阀)、调压阀等。空气干燥器本体的出气口和保护阀进气口之间通过平面紧密配合，二者之间设有密封圈密封，通过螺栓固定连接，从而使空气干燥器和保护阀集成为一体。车用空气处理单元集压缩空气压力控制、干燥净化、压力保护、压力检测口于一身，结构更加紧凑，功能更加完善，更适用于车辆布置，维修方便，具有好的实用性和经济性。

(3) 四回路保护阀，是多回路保护阀的一种。其作用是将全车气路分成四个既相互联系又相互独立的回路，当任何一个回路发生故障(如断、漏)时，不影响其它回路的正常工作与充气。

其工作原理为：压缩空气从进气口(1 口)进入，同时达到 A, D 和 B, C 腔。当达到相应回路阀门的开启压力时，阀门被打开，压缩空气经四个排气孔(21, 22, 23, 24 口)排出(在内部形成四个回路)，输送到储气筒。当某一回路失效时，其它回路由于阀门的单向作用，保证压缩空气不会因经失效回路而泄漏掉。同时未失效回路的气压作用在膜片上，使得 1 口的气压容易将阀门打开继续向未失效回路供气(多重保护，不使供气中断)。当充气压力超过失效回路的开启压力时，压缩空气才从失效回路漏掉，而未失效回路的气压仍能获得保证。

在正常情况下，四回路保护阀实际上就是一个五通(1 进口 4 出口)接头，只有某一回路发生断、漏故障时才起保护作用。ECAS 中的四回路保护阀，优先保证制动用工作气压，其次是用于空气弹簧充气。

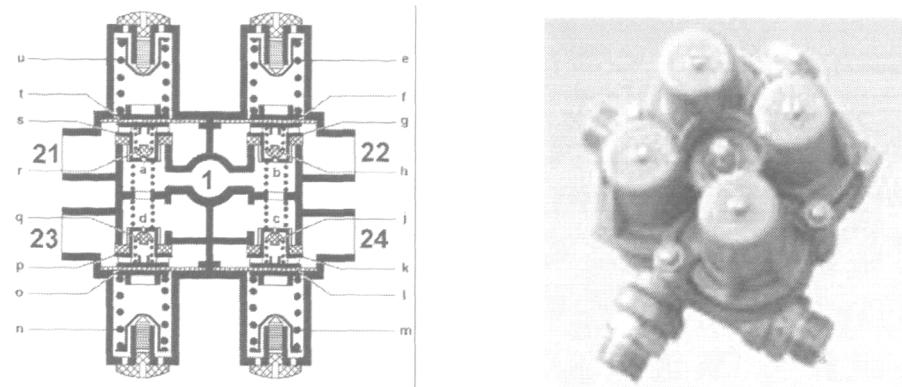


图 4.5 四回路保护阀

Fig.4.5 4-PV

(4) 压力开关。对于一台特定的空压机来说，额定压力是有限的，排气压力超过额定压力，就会对空压机造成伤害。压力开关置于空压机和储气筒之间，其作用就是保证空压机在额定压力下工作。当排气压力达到停机压力 p_{pst} 时，压力开关动作，切断空压机电源，储气筒压力下降到一定值，达到启动压力 p_{psq} 时，压力开关复位，接通电源启动空压机，自动控制空压机在一定的压力范围内工作。

显然，系统气压能满足满载及超载工况（车辆实际运行状况）要求。压力开关用在空压机上面主要是来调节空压机的起停状态，通过调节储气筒内的压力来让空压机停机休息，对机器有保养作用。停机压力和启动压力之间有一个压(力)差带宽(不小于压差死区)，或可调节，或不可调，由具体设备设置而定。

(5) 溢流阀。其是一种不可逆型的控制阀，用来保证只有在朝气口气压达到制动系统的规定值后，再向出气口充气，并保证出气口压缩空气不会逆流回进气口。储气筒有额定容积和额定压力。空气弹簧供气储气筒前，增加开启压力为 6bar 溢流阀，确保① 气动回路最大工作压力不超过储气筒额定压力，保证储气筒安全工作；② 空气悬架气路不受其他用气单元干涉；③ 同时优先保证制动系统用气。

(6) 储气筒。ECAS 客车的储气筒有 3 个作用：① 消除压力脉动；② 依靠绝热膨胀及自然冷却降温，进一步分离掉 压缩空气中的水分和油分；③ 储存一定量压缩空气。其一，可解决短时内用气量大于空压机输出气量的矛盾；其二，可在空压机出现故障或停电时，维持短时间的供气，以便采取措施保证气动设备的安全。储气筒容积越大，其压力越平稳。

ECAS 客车中的储气筒分为制动系统用储气筒和空气弹簧充气用储气筒，其中有至少 2 个制动系统用储气筒和至少 1 个空气弹簧充气用储气筒。空气弹簧用储气筒容量不能

小于 60L, 厂家推荐值应为 80~100 L; 额定压力一般为 0.6MPa。

ECAS 客车通常共有 4 处 6 个空气弹簧, 即空气弹簧数目为 2+4(前二后四)个。左前簧、右前簧、左后簧和右后簧对应的 4 条气动回路为并联, 而左后簧和右后簧均是两只单个空气弹簧并联设置。2+4 个空气弹簧对应 6 条并联气动回路。客车对空气弹簧的充气过程中, 储气筒绝对压力 p_{cabs} 会出现波动, 因此认为存在储气筒等效压力 p_{ne} (n 为气动回路数目, $n=1, 2, 3, 4, 5, 6$), 有

$$p_{psq} < p_{ne} < p_{rp}, \quad (4.28)$$

式中, p_{psq} —压力开关启动压力;

p_{rp} —空气弹簧用储气筒最高工作压力, 通常 $p_{rp} = 0.6 \text{ MPa}$ 。

在客车空气弹簧不同的充气工况中, 使用的并联气动回路数目越多, 即充气的空气弹簧数目越多, 储气筒的绝对压力 p_{cabs} 波动越大, 储气筒等效压力 p_{ne} 越低, 充气时间越长。放气工况中, 空气弹簧用储气筒压力不变, 放气时间与储气筒压力及放气回路数目无关。

2. 气动回路管道

气动回路的管道采用非金属管, 多是尼龙管。非金属管经济、轻便、拆装方便、易剪断, 不生锈、摩擦阻力小, 但易老化, 不宜高温使用, 外部易受损伤。尼龙管具有一定柔性, 但不宜弯曲过度, 耐压高、耐化学性好。进气管内径不小于 10mm, 出气管内径不小于 6mm。

3. ECAS 充放气的影响因素

空气弹簧充放气过程中, 其动态响应时间取决于诸多因素。① 充气过程中, 储气筒供气压力恒定, 空气弹簧内部表压越大, 其内外压差越小, 空气流速越小, 在电磁阀打开的单位时间内向空气弹簧的充气量越少, 其高度(或刚度)变化越缓慢; ② 充气过程中, 气动回路阻力越大, 空气压力损失越大, 向空气弹簧充气的有效压力越小, 其高度(或刚度)变化越缓慢; ③ 机械系统(包括气动回路, 尤其是空气弹簧)的响应时间常数问题。如空气弹簧的气囊变形时间, 受温度和气囊壁内部组织结构影响较大; ④ 空气弹簧高度调节时的过充影响; ⑤ 电子控制系统的响应时间常数问题。⑥ 空气流体的温度、湿度、密度和流速等。⑦ 气动回路管道和气动元件的有效截面积。⑧ 气动回路的临界压力比值。

4. 充放气过程的理论假设

由上文 ECAS 系统气动回路的情况，假设：① ECAS 空气悬架供气压力通常不低于 0.85 MPa ，供气压力大；② ECAS 客车至少有一个空气弹簧用储气筒，储气筒总容积不低于 80 L ，容积丰富，供气压力平稳，为 0.6 MPa 的恒定稳压气源。③ 压力开关敏感，迟滞时间短；(在保证空压机不超过额定压力工作，且考虑死区的设置，不会频繁启动，) 启动压力与停机压力的压差带宽适宜小，即调高启动压力；④ 进气管道内径大，进气量足够多；⑤ 空气弹簧充放气过程中，由第三章可知，高度和水平方向的有效面积是不断变化的。由图 3.12 知膜式弹簧在工作气压范围内的有效面积变化率较小。通常在膜式空气弹簧的充放气时间计算中，因有效面积变化带来的空气弹簧容积的变化量对充放气时间影响较小，忽略该因素，认为其有效面积不变，把膜式空气弹簧看作一个高度变化的等截面圆柱体。而当计算空气弹簧高度和有效容积时，仍需考虑有效面积的变化；⑥ 工程计算中，空气流体处于标准状态。

4.3.2 高度位置保持不变+变载工况下的充放气

行驶中的 ECAS 客车，在一定的车速和路面的工况下，不管簧载质量如何变化，空气弹簧(悬架)的高度保持不变。当簧载质量增加时，空气弹簧高度下降，则空压机向空气弹簧充气，提升高度；当簧载质量减少时，空气弹簧高度上升，回到设定高度，则空气弹簧向外放气，降低高度，回到设定高度。此时，认为空气弹簧为固定容器。

在论文的充放气理论推导中，都以单只空气弹簧对应的气动回路支路为计算对象。

4.3.2.1 充气过程

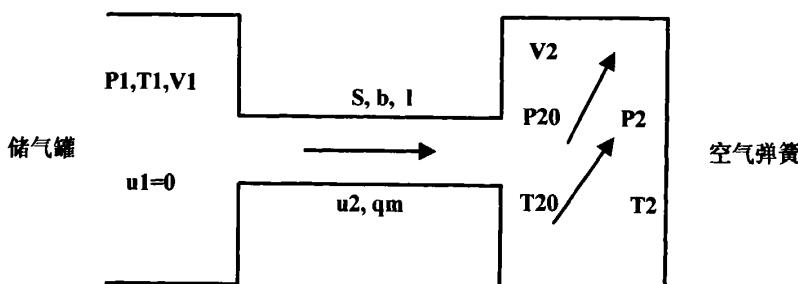


图 4.6 定容积充气

Fig.4.6 Isovolumetric inflation

已知空气弹簧充气用储气罐作为恒定气源，绝对压力 $p_1 = 0.6 \text{ MPa}$ ，温度为 T_1 ，空

气流体流速 $u_1 = 0$ ；通过气动回路管路合成截面积 S 、回路合成压力比 b 、长度为 l 和空气流体平均流速为 u_2 的气动回路，向初始表压为 p_{20} ，初始温度为 T_{20} （设 $T_{20} = T_1$ ），容积为 V 的空气弹簧充气，如图 4.6 所示。充气时间为 t 后，空气弹簧内部温度的稳定值为 T_2 ，绝对压力为 p_2 。

1. 确定气动回路的合成有效截面积 S 值

已知气动回路由 m 段不同内径 d 和长度 l 的管路和 n 个气动元件串联而成。这 m 段管路参数分别为 $d_1 \times l_1, d_2 \times l_2, \dots, d_m \times l_m$ ； n 个气动元件通过声速放气法测定得到壅塞流态下的有效截面积分别为 $S_{y1}, S_{y2}, \dots, S_{yn}$ 。把气动回路简化为一条等效等截面直管道，则

（1）确定 m 段不同内径 d 和长度 l 的管路的合成有效截面积 S_c

① 确定沿程阻力系数 λ

A) λ 由雷诺数 R_e 和管道内壁相对粗糙度 Δ/d 值确定。其中， Δ 为管道绝对粗糙度， d 为管道内径。

B) 雷诺数就是表征流体流动特性的一个重要参数，是流体流动中惯性力与粘性力比值的量度。雷诺数小，意味着流体流动时各质点间的粘性力占主要地位，流体各质点平行于管路内壁有规则地流动，呈层流流动状态。雷诺数大，意味着惯性力占主要地位，流体呈紊流流动状态，一般管道雷诺数 $Re < 2000$ 为层流状态， $Re > 4000$ 为紊流状态， $Re = 2000 \sim 4000$ 为过渡状态。在不同的流动状态下，流体的运动规律、流速的分布等都是不同的，因而管道内流体的平均流速 v 与最大流速 v_{max} 的比值也是不同的。因此雷诺数的大小决定了粘性流体的流动特性。

$$R_e = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (4.29)$$

式中， ρ —空气流体密度，标准状态下， $\rho = 1.185 \text{ kg/m}^3$ ；

u —空气流场的特征速度，对于内流问题，取为管道内空气流体的平均流速；

d —空气流场的几何特征尺寸，对于内流问题，取为管道内径；

μ —空气流体粘度，标准状态下，有 $\mu = 18.1 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

C) 尼龙管的绝对粗糙度 $\Delta = 0.001 \text{ mm}$ ，故求得相对粗糙度 Δ/d 。

D) 已知 R_e 和 Δ/d ，由图可查得沿程损失因数 λ 。结合 ECAS 客车中的空气流体流

态性能、气动元件及回路流量特性，在 λ 的范围内，选定一个等效沿程损失因数 λ 。

② 确定 m 段不同内径 d 和长度 l 的串联管路的合成有效截面积 S_c 。

A) A 为气动元件及回路在不可压缩流态下的有效截面积， S 为气动元件及回路在壅塞流态下的有效截面积。气动元件 A 值测定方法参考国际标准 ISO6358，需对应某特定相对压差下。气动元件 S 值和临界压力比 b 值测定方法参考国家标准 GB/T14513—1993。

在不可压缩流态下，由质量流量求得

$$S/A = 1.46\sqrt{1-b} \quad (4.30)$$

对理想气体的流动， $b=0.528$ ，则 $S=A$ 。但实际流体流过气动元件时， $b=0.2\sim0.5$ ， $S/A=1.032\sim1.306$ 。显然 $S>A$ 。粗略计算时，令 $S=A$ 。

B) 空气在等截面直管道内作不可压缩流动，通过管内的实际体积流量应等于管截面积 $\frac{\pi}{4}d^2$ ×管内平均空气流速。不考虑粘性作用产生的沿程压力损失，在等截面直管道两端压力差作用下，求得管内的空气流体理想流速。实际体积流量÷理想流速=不可压缩流态下直管道的有效截面积 A ，则

$$A = \frac{\frac{\pi}{4}d^2}{\sqrt{1+\lambda \frac{l}{d}}} \quad (4.31)$$

取

$$S = \frac{\frac{\pi}{4}d^2}{\sqrt{1+\lambda \frac{l}{d}}} \quad (4.32)$$

由式(4.32)分别求得不同管径和长度的管道的有效截面积 S_{c1} ， S_{c2} ，……， S_{cn} 。

代入式(4.19)，得到

$$\frac{1}{S_c^2} = \sum_{i=1}^m S_{ci} \quad (4.33)$$

求得 S_c 。

(2) 确定 n 个串联气动元件的合成有效截面积 S_y

当气动元件处于壅塞流态下，不论气动元件上游的总压 p_0 和总温 T_0 如何变化，元件的 S 值几乎不变。根据该特性，可使用声速放气法测定 S 值。

已知各元件的 $S_{y1}, S_{y2}, \dots, S_{yn}$, 代入式(4.19), 得到

$$\frac{1}{S_y^2} = \sum_{i=1}^n S_{yi} \quad (4.34)$$

求得 S_y 。

(3) 确定气动回路的合成有效截面积 S

已知 S_c 和 S_y , 代入式(4.19), 得到

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_c^2} + \frac{1}{S_y^2} \quad (4.35)$$

求得 S 。

2. 确定空气流体平均流速

结合 ECAS 客车中的空气流体流态性能、充放气特性、气动元件及回路流量特性, 在高度不变工况时, 根据计算结果认为: 亚星客车空气悬架系统的① 充气工况中, 空气流体流动初速为声速, 是可压缩流动; 随后空气流体流速逐渐降低, 并当储气筒压力与空气弹簧内压力的压力差为 0.1 MPa 时, 转换为不可压缩流动。② 放气工况中, 空气流体为可压缩流动, 流速只在一个小范围内由高转低。

(1) 对于定容积绝热充气(k_{jr} 为绝热指数), 有

$$(1 - \frac{1}{k_{jr}} \frac{T_2}{T_1}) \frac{dp_2}{p_2} = \frac{dT_2}{T_2} \quad (4.36)$$

由式 (4.36) 积分得

$$p_2 = CT_2 \left/ \left(1 - \frac{T_2}{k_{jr} T_1} \right) \right. \quad (4.37)$$

令 $p_2 = p_{20}$, $T_2 = T_{20} = T_1$, 代入式 (4.37), 得积分常数

$$C = \frac{k_{jr} - 1}{k_{jr}} \frac{p_{20}}{T_{20}},$$

则式 (4.37) 变为

$$\frac{p_2}{p_{20}} = \frac{k_{jr} - 1}{k_{jr} T_{20} / T_2 - 1} \quad (4.38)$$

与外界无热交换的定容积的充气过程是多变过程。设多变指数为 n , 则有

$$p_2/p_{20} = (T_2/T_{20})^{\frac{n}{n-1}} \quad (4.39)$$

由式 (4.38) 和式 (4.39) 得

$$n = \frac{\ln\{(k_{jr}-1)T_2/T_1\}/(k_{jr}-T_2/T_1)\}}{\ln[(k_{jr}-1)/(k_{jr}-T_2/T_1)]} \quad (4.40)$$

由式 (4.40) 可知, 充气开始时, 因 $T_2 = T_1$, 则 $n = k_{jr}$ 。当初始压力 p_{20} 很低, 气源压力 p_1 足够高时, 充气结束时, $p_2/p_{20} = p_1/p_{20} \rightarrow$ 无穷大, 由式 (4.38) 得到 $T_2/T_1 \rightarrow k_{jr}$, 则 $n \rightarrow 1$ 。说明无论空气弹簧内部压力充至多高, 空气弹簧内空气的平均温度不会超过气源温度的 k_{jr} 。实际由于储气罐和空气弹簧的额定气压都属于低压范畴, 所以温度变化很小, 认为 $T_2 = T_{20} = T_1$ 。充气过程中多变指数 n 从 k_{jr} 逐渐减小的, 但仍大于 1。

(2) 局部压力损失因数 ζ 的确定。通常 ζ 值是由试验测定, 可由有关设计手册中查到。弯角为 90° 及管道深入进口的局部损失系数 $\xi = 1$ ^[123]

(3) 确定管道内空气流体平均流速

将 $p_1 = 0.6$, $u_1 = 0$, $\zeta = 1$ 代入式(4.7)伯努利方程

$$p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2} + p_{l1-2} \quad (4.7)$$

得

$$p_1 = p_2 + \rho u_2^2 \quad (4.41)$$

空气流体的可压缩流动, 均是非定常流动。必须把非定常流态过程分为有限区间段, 每个区间内, 认为空气流体处于定常流态。

令充气过程中, 空气弹簧内压变化区间 $[p_{20}, p_2]$ 分为有限个区间, 即有 $[p_{20}, p_{21}]$, $[p_{21}, p_{22}]$, $[p_{22}, p_{23}]$, \dots , $[p_{2(n-2)}, p_{2(n-1)}]$, $[p_{2(n-1)}, p_2]$ 共 n 个区间, 每个区间按 0.618 法取一个恒定等效气压值, p_{1e} , p_{2e} , \dots , p_{ne} 。

代入

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (4.42)$$

求得 ρ_{1e} , ρ_{2e} , \dots , ρ_{ne} , 并代入式 (4.41), 得

管道内空气流体平均流速 u_{21e} , u_{22e} , \dots , u_{2ne} 。

3. 确定空气弹簧理想充气时间

将 $p_{20}, p_{21}, \dots, p_{2(n-1)}$ 代入式 (4.42)

得 $\rho_{20}, \rho_{21}, \dots, \rho_{2(n-1)}$ 。

令 $\rho_1 = \rho_{20}, \rho_{21}, \dots, \rho_{2(n-1)}, \rho_1 = \rho_{1e}, \rho_{2e}, \dots, \rho_{ne}, u = u_{21e}, u_{22e}, \dots, u_{2ne}$, 代入

$$\rho_1 V + \rho u St = \rho_1 V \quad (4.20)$$

求得, 不考虑过充时, $[p_{20}, p_{21}], [p_{21}, p_{22}], [p_{22}, p_{23}], \dots, [p_{2(n-2)}, p_{2(n-1)}], [p_{2(n-1)}, p_2]$ 每个区间段对应的理想充气时间, $t_{1e}, t_{2e}, \dots, t_{ne}$ 。

4. 实际充气时间的确定

车身高度提升, 即向空气弹簧充气过程中, 气囊压力增加, 有三个影响因素: ① 气囊内气体温度升高; ② 使车架加速, 即静载转变为动载; ③ 克服减振器的力。

电磁阀关闭时, 达到了指标高度, 需要克服减振器的较大阻力的一部分气囊压力释放, 导致的空气弹簧膨胀过程, 造成额外的体积是车身高度超出指标高度。而超出指标的过充又引起阻尼控制过程, 阻尼控制过程又产生三点找平过程的持久振动。

如果实施精确的脉冲控制, 可避免发生过充。

取空气悬架充气过程中的空气弹簧承载系数 γ_1 , 则 $[p_{20}, p_{21}], [p_{21}, p_{22}], [p_{22}, p_{23}], \dots, [p_{2(n-2)}, p_{2(n-1)}], [p_{2(n-1)}, p_2]$ 每个区间段对应的实际充气时间为 $t_{1e}/\gamma_1, t_{2e}/\gamma_1, \dots, t_{ne}/\gamma_1$ 。

5. 空气弹簧动刚度的确定

由空气弹簧的绝对压力 $\rho_{20}, \rho_{21}, \dots, \rho_{2(n-1)}, \rho_2$, 知空气弹簧的表压力为 $\rho_{20}-0.1, \rho_{21}-0.1, \dots, \rho_{2(n-1)}-0.1, \rho_2-0.1$ 。代入

$$k = \frac{dF}{dx} = n(p_a + p_e) \frac{A_e^2}{V} \quad (3.11)$$

得到对应的动刚度。

6. 由步骤 4 和 5 确定空气弹簧动刚度—充气时间关系。

4.3.2.2 放气过程

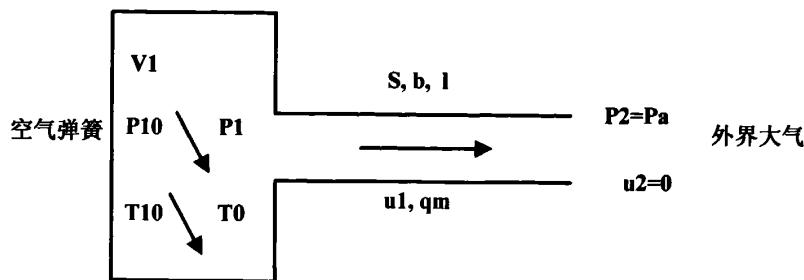


图 4.7 定容积放气

Fig.4.7 Isovolume deflation

已知空气弹簧容积为 V ，初始绝对压力为 p_{10} 、初始温度为 T_{10} ；通过气动回路管路合成截面积 S 、回路合成压力比 b 、长度为 l 和空气流体平均流速为 u_2 的气动回路，向压力为 $p_2 = p_a = 0.1 \text{ MPa}$ 的外界放气。当放气时间为 t 时，空气弹簧内绝对压力降至 p_1 ，温度为 T_1 。

1. 确定气动回路的合成有效截面积 S 值

与“充气过程”中的计算方法相同。

2. 确定空气流体平均流速

与“充气过程”中的计算方法相同。将空气流体非定常流态分成有限个定常流态区间。

3. 确定空气弹簧理想放气时间

与“充气过程”中的计算方法相同。

4. 确定空气弹簧实际放气时间

与“充气过程”中的计算方法相同。

但空气弹簧理想放气时间/放气时空气弹簧承载系数 γ_2 =空气弹簧实际放气时间

5. 确定空气弹簧动刚度

与“充气过程”中的计算方法相同。

6. 确定空气弹簧动刚度—放气时间关系

与“充气过程”中的计算方法相同。

4.3.3 高度位置切换+定载工况下的充放气

4.3.3.1 充气过程

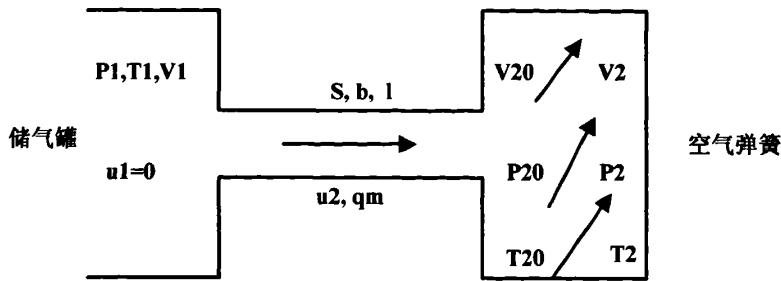


图 4.8 变容积充气

Fig.4.8 Inflation of variodenser

已知空气弹簧充气用储气罐作为恒定气源，绝对压力 $p_1 = 0.6 \text{ MPa}$ ，温度为 T_1 ，空气流体流速 $u_1 = 0$ ；通过气动回路管路合成截面积 S 、回路合成压力比 b 、长度为 l 和空气流体平均流速为 u_2 的气动回路，向初始绝对压力为 p_{20} ，初始温度为 T_{20} （设 $T_{20} = T_1$ ），初始高度为 h_0 ，初始容积为 V_0 的空气弹簧充气，如图 4.8 所示。充气时间为 t 后，空气弹簧内部温度的稳定值为 T_2 ，绝对压力为 p_2 ，高度为 h ，容积为 V ，高度变化为 dh ，容积变化为 dV 。

则高度升高时的空气弹簧充气过程，可以等效于固定容器充气问题：

已知空气弹簧充气用储气罐作为恒定气源，绝对压力 $p_1 = 0.6 \text{ MPa}$ ，温度为 T_1 ，空气流体流速 $u_1 = 0$ ；通过气动回路管路合成截面积 S 、回路合成压力比 b 、长度为 l 和空气流体平均流速为 u_2 的气动回路，向初始绝对压力为 $p_{20} = 0$ ，初始温度为 T_{20} （设 $T_{20} = T_1$ ），定容积为 dV ，高度为 dh 的空气弹簧充气。充气时间为 t 后，空气弹簧内部温度的稳定值为 T_2 ，绝对压力为 p_2 。

由第三章知

$$V = V_0 - \alpha x \quad (3.6)$$

考虑到空气悬架处于静态时，空气弹簧和减振器及导向机构同时承载垂直载荷，即簧载质量，空气弹簧表压（以当地大气压为零点的空气弹簧相对内压）不能全部反映簧载质量，则得

$$p_2 = p_{20} - \gamma x \quad (4.43)$$

式中： γ —表示空气弹簧绝对压力随垂直位移的变化率，以标准高度为起点， x 表示弹簧垂向位移，压缩为正，拉伸为负，则空气弹簧最终状态有效容积可用下式表示：

对于某一型号空气弹簧，必有

$$\frac{dV}{dh} = \frac{dV}{x} = \alpha = \text{const} \text{ (常数)} \quad (4.44)$$

认为 dV 和 dh 足够小，在细分的每个区间内，空气流体处于定常流态。

1. 然后按照 4.3.2 定容积空气弹充气过程的求解步骤，求出定容积为 dV 的空气弹簧，压力所用时间为 t ，则得到 $dV-t$ 关系；

2. 由 $\frac{dV}{dh} = \alpha = \text{const}$ ，则得到 $dh-t$ 关系，进一步取得空气弹簧高度—充气时间关系，即

$$h = h_0 + \varphi_1 t \quad (4.45)$$

式中： φ_1 —空气弹簧高度随充气时间的变化率；

3. 联合式(3.11)(4.43)(4.45)，求得空气弹簧动刚度—充气时间关系；
4. 由步骤 2 和 3，得到高度上升+定载工况，空气弹簧动刚度—空气弹簧高度关系。

4.3.3.2 放气过程

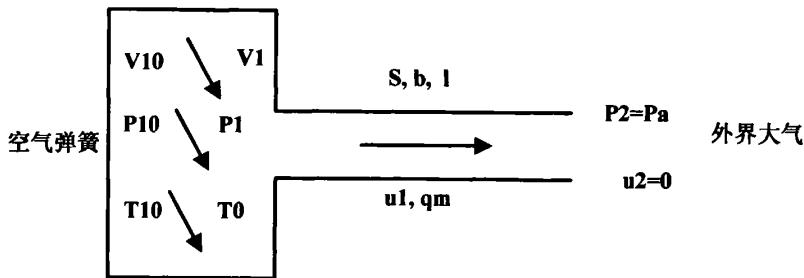


图 4.9 变容积放气

Fig.4.9 Deflation of variodenser

已知空气弹簧容积为 V_0 ，高度为 h_0 ，初始绝对压力为 p_{10} 、初始温度为 T_{10} ；通过气动回路管路合成截面积 S 、回路合成压力比 b 、长度为 l 和空气流体平均流速为 u_1 的气动回路，向压力为 $p_2 = p_a = 0.1 \text{ MPa}$ ，空气流速为 $u_2 = 0$ 的外界放气，如图 4.9 所示。放气时间为 t 时，空气弹簧内部温度为 T_2 ，绝对压力为 p_1 ，高度为 h ，容积为 V ，高度变

化为 dh ，容积变化为 dV 。

则高度降低时的空气弹簧放气过程，可以等效于固定容器放气问题：

已知空气弹簧容积为 dV ，高度为 dh ，初始绝对压力为 p_{10} 、初始温度为 T_{10} ；通过气动回路管路合成截面积 S 、回路合成压力比 b 、长度为 l 和空气流体平均流速为 u_1 的气动回路，向压力为 $p_2 = p_a = 0.1\text{ MPa}$ ，空气流速为 $u_2 = 0$ 的外界放气。当放气时间为 t 时，空气弹簧内绝对压力降至 $p_1 = p_a$ ，温度为 T_1 。

认为 dV 和 dh 足够小，在细分的每个区间内，空气流体处于定常流态。

1. 按照 4.3.2 定容积空气弹放气过程的求解步骤，求出定容积为 dV 的空气弹簧，压力变化所用时间为 t ，则得到 $dV-t$ 关系；

2. 由 $\frac{dV}{dh} = \alpha = \text{const}$ ，则得到 $dh-t$ 关系，进一步取得空气弹簧高度—放气时间关系，即

$$h = h_0 + \varphi_2 t \quad (4.46)$$

式中： φ_2 —空气弹簧高度随放气时间的变化率；

3. 联合式(3.11)(4.43)(4.46)，求得空气弹簧动刚度—放气时间关系；

4. 由步骤 2 和 3，得到高度下降+定载时，空气弹簧动刚度—空气弹簧高度关系。

4.4 实例计算

本文研究内容中，以扬州亚星 YBL6891 型客车为实例。

4.4.1 高度位置保持不变+变载工况下的充放气

行驶中的客车，在一定的车速和路面的工况下，空气弹簧(悬架)的高度是一定的；不管簧载质量如何变化，空气弹簧高度不变。此时，认为空气弹簧为固定容器。空气弹簧和减振器及导向机构同时承载簧载质量，空气弹簧表压(以当地大气压为零点的空气弹簧相对内压)不能全部反映簧载质量。

4.4.1.1 动刚度—(充放气)时间关系

以客车左前桥处的 644N 空气弹簧和右后桥处 644N P04 空气弹簧为研究对象，动态和静态具有不同的控制和充放气过程。

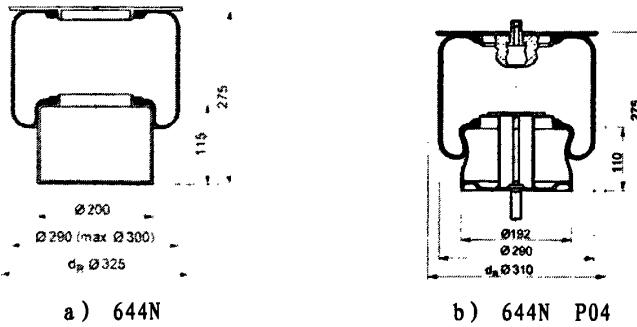


图 4.10 644 型号空气弹簧

Fig.4.10 Air spring of 644 type

以工况⑥为例,根据式(4.7)和测量的实际参数及塑料管路的沿程损失系数 $\lambda=0.2$ 和弯角为 90° 及管道深入进口的局部损失系数 $\zeta=1^{[123]}$,以及充放气时空气弹簧的承载系数,并以空气弹簧表压每升高(降低) 0.05MPa 为计时点,计算得到的充放气时间如表4.1~4.4所示。

1. 工况⑥中左前簧的充放气

表 4.1 充气时间与左前簧表压对应关系

Tab.4.1 Relationship of air inlet period and gauge pressure of left front air spring

充气时间(s)	0	1.76	3.48	5.22	6.99	8.90	11.05	13.74	18.62
表压(MPa)	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5

表 4.2 放气时间与左前簧气压对应关系

Tab.4.2 Relationship of air exhaust time and gauge pressure of left front air spring

放气时间(s)	0	0.79	1.67	2.64	3.75	5.01	6.50	8.75	10.60
表压(MPa)	0.5	0.45	0.4	0.35	0.3	0.25	0.2	0.15	0.1

2. 工况⑥中右后簧的单簧充放气

表 4.3 充气时间与右后簧表压对应关系

Tab.4.3 Relationship of air inlet period and gauge pressure of right back air spring

充气时间(s)	0	2.34	4.62	6.91	9.28	11.81	14.66	18.23	24.71
表压(MPa)	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5

表 4.4 放气时间与右后簧气压对应关系

Tab.4.4 Relationship of air exhaust time and gauge pressure of right back air spring

放气时间(s)	0	1.05	2.21	3.51	4.97	6.65	8.62	11.02	14.07
表压(MPa)	0.5	0.45	0.40	0.35	0.3	0.25	0.2	0.15	0.1

根据公式 (3.11), 计算左前桥处空气弹簧和右后簧在中位(安装 257mm), 减振器在 soft 档, 不同气压下的刚度:

$$k = n(p_a + p_e) \frac{A_e^2}{V} = 1.33 \times (0.1 + p_e) \frac{0.056^2 \times 10^6}{7.95 \times 10^{-3}}$$

计算结果见表 4.5

表 4.5 左前簧动刚度与初始压力的对应关系

Tab.4.5 Realationship of dynamic stiffness and initial pressure of left front air spring

刚度 (KN/m)	104.93	131.16	157.39	183.62	209.86	236.09	262.32	288.55	314.78	341.02	367.25
表压 (MPa)	0.1	0.15	0.20	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6

计算右后簧在中位(安装 255mm), 减振器在 soft 档, 不同气压下的刚度:

$$k = n(p_a + p_e) \frac{A_e^2}{V} = 1.33 \times (0.1 + p_e) \frac{0.056^2 \times 10^6}{10.55 \times 10^{-3}}$$

计算结果如表 4.6

表 4.6 右后簧动刚度与初始压力的对应关系

Tab.4.6 Realationship of dynamic stiffness and initial pressure of right back air spring

刚度 (KN/m)	79.07	98.84	118.60	138.37	158.14	177.90	197.67	217.44	237.21	256.97	276.74
表压 (MPa)	0.1	0.15	0.20	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6

由表 4.1~4.6, 得空气弹簧充放气时间与其刚度的关系, 如表 4.7~4.10 所示。

工况⑥中左前簧的充放气

表 4.7 充气时间与左前簧动刚度对应关系

Tab. 4.1 Realationship of air inlet period and left front air spring dynamic stiffness

充气时间 (s)	0	1.76	3.48	5.22	6.99	8.90	11.05	13.74	18.62
刚度 (KN/m)	104.93	131.16	157.39	183.62	209.86	236.09	262.32	288.55	314.78

表 4.8 放气时间与左前簧动刚度对应关系

Tab. 4.2 Realationship of air exhaust time and left front air spring dynamic stiffness

放气时间 (s)	0	0.79	1.67	2.64	3.75	5.01	6.50	8.75	10.60
刚度 (KN/m)	314.78	288.55	262.32	236.09	209.86	183.62	157.39	131.16	104.93

工况⑥中右后簧的单簧充放气

表 4.9 充气时间与右后簧动刚度对应关系

Tab. 4.3 Realationship of air inlet period and right back air spring dynamic stiffness

充气时间 (s)	0	2.34	4.62	6.91	9.28	11.81	14.66	18.23	24.71
刚度 (KN/m)	79.07	98.84	118.60	138.37	158.14	177.90	197.67	217.44	237.21

表 4.10 放气时间与右后簧动刚度对应关系

Tab. 4.4 Realationship of air exhaust time and right back air spring dynamic stiffness

放气时间 (s)	0	1.05	2.21	3.51	4.97	6.65	8.62	11.02	14.07
刚度 (KN/m)	237.21	217.44	197.67	177.90	158.14	138.37	118.60	98.84	79.07

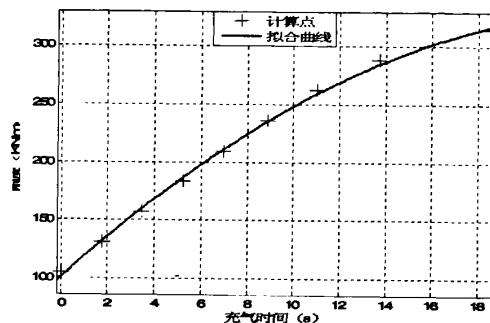
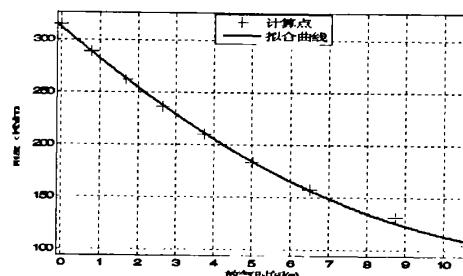


图 4.11 左前簧充气时间与其刚度的关系曲线图

Fig. 4.11 Relationship graph of air inlet period and left front air spring dynamic stiffness



4.12 左前簧放气时间与其刚度的关系曲线

Fig. 4.12 Relationship graph of air exhaust time and left front air spring dynamic stiffness

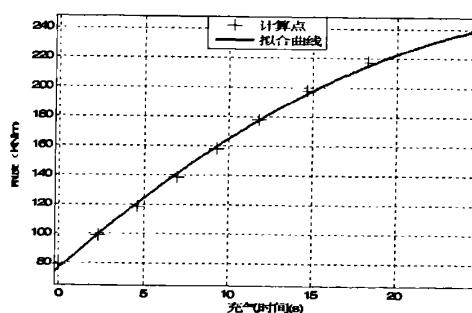
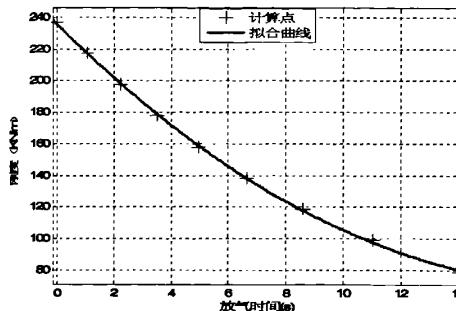


图 4.13 右后簧充气时间与其刚度的关系曲线图

Fig. 4.13 Relationship graph of air inlet period and right back air spring dynamic stiffness



4.14 右后簧放气时间与其刚度的关系曲线

Fig.4.14 Relationship graph of air exhaust time and right back air spring dynamic stiffness

由表 4.5~4.10，并理论计算得到的充放气时间与空气弹簧刚度的对应关系可以拟合出空气弹簧充放气时间与其刚度的变化曲线，如图 4.11~4.14 所示。由图 4.11~4.14 可以得到左前簧充放气特性方程：

充气特性：

$$K = -0.3607t^2 + 18.34t + 100.9 \quad (4.47)$$

放气特性：

$$K = 1.14t^2 - 31.34t + 312.6 \quad (4.48)$$

右后簧充放气特性方程：

充气特性：

$$K = -0.1546t^2 + 10.42t + 76 \quad (4.49)$$

放气特性：

$$K = 0.4857t^2 - 17.9t + 235.8 \quad (4.50)$$

式中 t — 时间, s;

K — 刚度, kN/m。

4.4.2 高度位置切换+定载工况下的充放气

4.4.2.1 动刚度—(充放气)时间关系

空气弹簧(悬架)的高度位置切换，簧载质量不变。此时，认为空气弹簧为变容积容器。以左前簧为例，根据式 (4.7) 和测量的实际参数及塑料管路的沿程损失系数 $\lambda = 0.2$ 和弯角为 90° 及管道深入进口的局部损失系数 $\xi = 1^{[123]}$ ，并以时间每改变 $0.45s$ 为计算压力时间点，

得到的空气弹簧表压后，根据公式（3.11），计算左前桥处空气弹簧在同一簧载质量，不同位置、不同气压下的刚度，则空气弹簧充放气时间与其刚度的关系，如表 4.11、4.12 所示。

表 4.11 充气时间与空气弹簧刚度对应关系

Tab. 4.11 Realationship of air inlet period and air spring dynamic stiffness

充气时间(s)	0	0.45	0.9	1.35	1.8	2.25	2.7	3.15	3.6
表压(MPa)	0.2186	0.2352	0.2405	0.2538	0.2680	0.2815	0.2950	0.3023	0.3213
刚度(KN/m)	167.15	175.86	178.64	185.62	193.07	200.15	207.23	211.06	221.03

表 4.12 放气时间与空气弹簧刚度对应关系

Tab. 4.12 Realationship of air exhaust time and air spring dynamic stiffness

放气时间 (s)	0	0.45	0.9	1.35	1.8	2.25	2.7	3.15	3.6	4.05	4.5	4.95	5.4
表压 (MPa)	0.31	0.297	0.2846	0.2757	0.268	0.2601	0.2533	0.245	0.237	0.2293	0.2205	0.2121	0.2039
刚度 (KN/m)	215.10	208.28	201.78	197.11	193.07	188.92	185.35	181.00	176.80	172.76	168.15	163.74	159.44

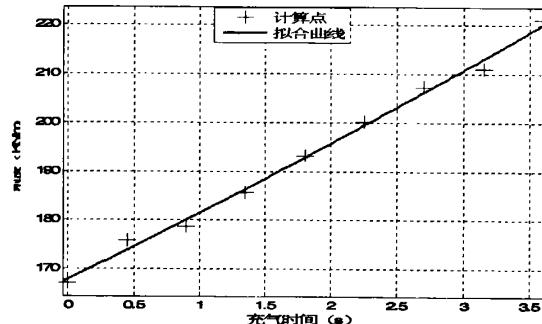


图 4.15 空气弹簧刚度—充气时间的关系曲线图

Fig. 4.15 Relationship graph of air inlet period and air spring dynamic stiffness

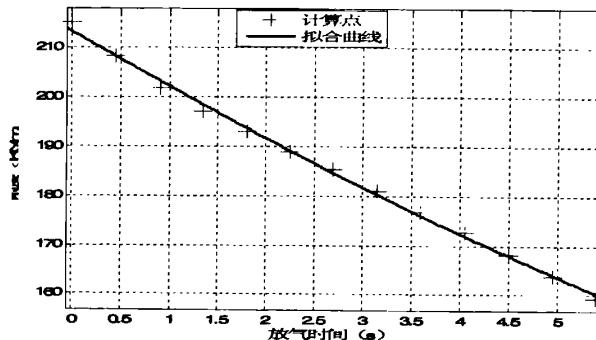


图 4.16 空气弹簧刚度—放气时间的关系曲线

Fig. 4.16 Relationship graph of air exhaust time and air spring dynamic stiffness

由表 4.11~4.12, 并理论计算得到的充放气时间与空气弹簧刚度的对应关系可以拟合出空气弹簧充放气时间与其刚度的变化曲线, 如图 4.15、4.16 所示。由图 4.15、4.16 可以得到空气弹簧充放气特性方程:

刚度—充气时间的关系函数为:

$$K = 0.3796t^2 + 13.18t + 167.8 \quad (4.51)$$

刚度—充气时间的关系函数为:

$$K = 0.2961t^2 - 11.42t + 213.3 \quad (4.52)$$

式中: t — 时间, s;

K — 刚度, kN/m。

4.4.2.2 高度位置切换+定载时的高度—(充放气)时间及刚度—高度关系

由理论计算得到空气弹簧高度与刚度, 如表 4.13 和 4.14。

表 4.13 充气时间与空气弹簧刚度及高度对应关系

Tab. 4.13 Relationship of air inlet period and dynamic stiffness and height of air spring

充气时间(s)	0	0.45	0.9	1.35	1.8	2.25	2.7	3.15	3.6
刚度(kN/m)	167.15	175.86	178.64	185.62	193.07	200.15	207.23	211.06	221.03
高度(mm)	215.55	237.17	256.44	270.95	284.36	298.71	314.58	328.60	333

表 4.14 放气时间与空气弹簧刚度及高度对应关系

Tab. 4.14 Relationship of air exhaust time and dynamic stiffness and height of air spring

放气时间 (s)	0	0.45	0.9	1.35	1.8	2.25	2.7	3.15	3.6	4.05	4.5	4.95	5.4
刚度(kN/m)	215.10	208.28	201.78	197.11	193.07	188.92	185.35	181.00	176.80	172.76	168.15	163.74	159.44
高度(mm)	332.5	324.56	319.53	313.56	302.70	292.57	283.25	275.32	263.90	254.50	244.85	235.28	224.25

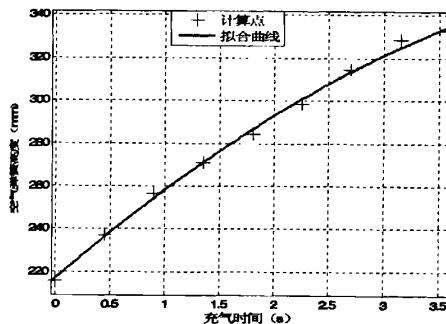
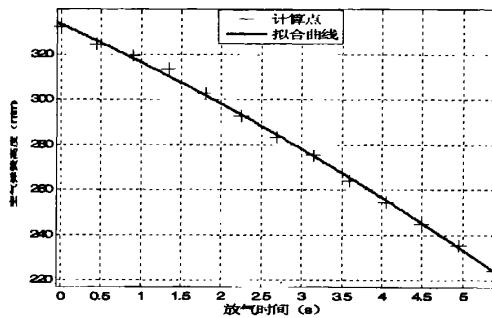


图 4.17 空气弹簧高度—充气时间的关系曲线图

Fig. 4.17 Relationship graph of air inlet period and air spring height



4.18 空气弹簧高度—放气时间的关系曲线图

Fig. 4.18 Relationship graph of air exhaust time and air spring height

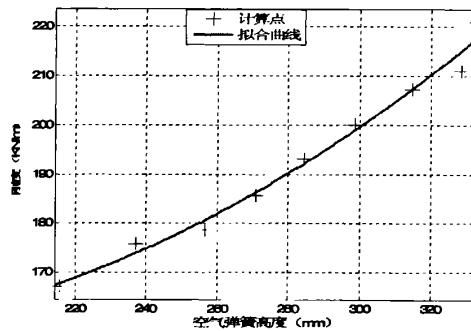


图 4.19 空气弹簧充气时刚度—高度的关系曲线

Fig. 4.19 Relationship graph of dynamic stiffness and height of air spring in air inlet period

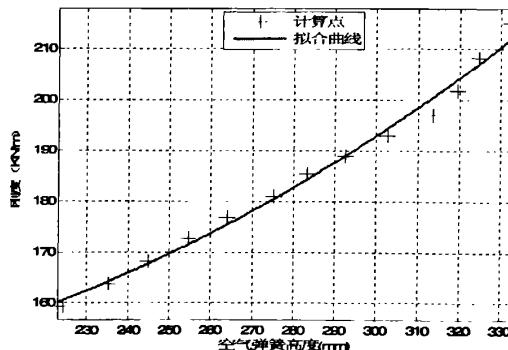


图 4.20 空气弹簧放气时刚度—高度的关系曲线

Fig. 4.20 Relationship graph of dynamic stiffness and height of air spring in air exhaust time

由图 4.17~4.20 分别得到

高度—充气时间的关系函数为：

$$H = -3.312t^2 + 44.82t + 216.7 \quad (4.53)$$

高度—放气时间的关系函数为：

$$H = -0.7883t^2 - 16.09t + 333.5 \quad (4.54)$$

充气时，刚度—高度的关系函数为：

$$K = 0.001461h^2 - 0.375h + 180.7 \quad (4.55)$$

放气时，刚度—高度的关系函数为：

$$K = 0.001467h^2 - 0.3417h + 163.5 \quad (4.56)$$

4.5 整车充放气试验

以空气弹簧(悬架)高度位置切换+定载工况为例，针对左前簧进行整车空载试验。

1. 试验目的

(1) 通过测量空气弹簧的垂直载荷、变形与弹簧内的气体压力，可以得到不同初始气压下空气弹簧的刚度特性。

(2) 通过试验结果找出空气弹簧刚度、高度与充放气电磁阀开关时间的变化关系，及刚度与高度的变化关系，拟合其函数曲线，为控制器的设计奠定基础。

2. 试验方案

试验在亚星奔驰 YBL6891 型客车上进行。

3. 充放气试验

表 4.15 充气时间与空气弹簧刚度及高度对应关系

Fig.4.15 Relationship of air inlet period and dynamic stiffness and height of air spring

充气时间(s)	0	0.45	0.9	1.35	1.8	2.25	2.7	3.15	3.6
表压(MPa)	0.2133	0.2326	0.2333	0.2507	0.2677	0.2791	0.2908	0.3012	0.3176
刚度(KN/m)	164.37	174.49	174.86	183.99	192.91	198.89	205.03	210.49	219.09
高度(mm)	216.02	237.17	256.44	270.95	284.36	298.71	314.58	328.60	333

表 4.16 放气时间与空气弹簧刚度及高度对应关系

Fig. 4.16 Relationship of air exhaust time and dynamic stiffness and height of air spring

放气时间 (s)	0	0.45	0.9	1.35	1.8	2.25	2.7	3.15	3.6	4.05	4.5	4.95	5.4
表压(MPa)	0.31	0.297	0.2846	0.2757	0.268	0.2601	0.2533	0.245	0.237	0.2293	0.2205	0.2121	0.2039
刚度(KN/m)	215.10	208.28	201.78	197.11	193.07	188.92	185.35	181.00	176.80	172.76	168.15	163.74	159.44
高度(mm)	333	328.61	320.22	310.27	300.10	290.75	281.91	273.18	264.80	256.40	246.73	236.08	225.36

4. 曲线拟合

通过曲线拟合，得到空气弹簧充放气时间与刚度及高度的关系曲线如图 4.21~4.24，并获得充放气时，高度与刚度的曲线如图 4.25 和 4.26。

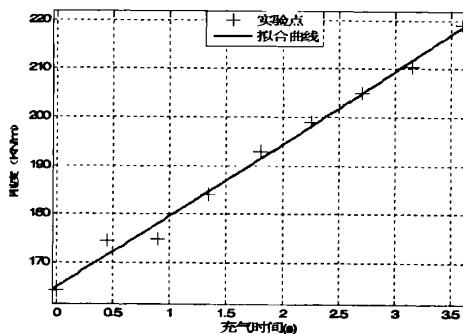
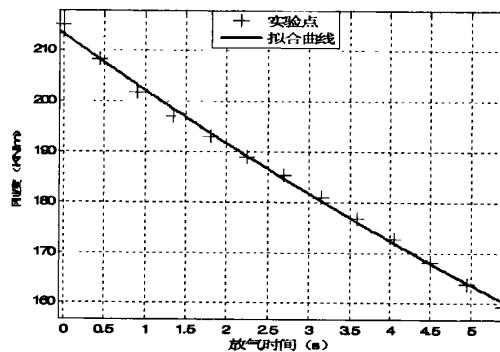


图 4.21 空气弹簧刚度—充气时间的关系曲线图

Fig. 4.21 Relationship graph of air inlet period and air spring dynamic stiffness



4.22 空气弹簧刚度—放气时间的关系曲线

Fig. 4.22 Relationship graph of air exhaust time and air spring dynamic stiffness

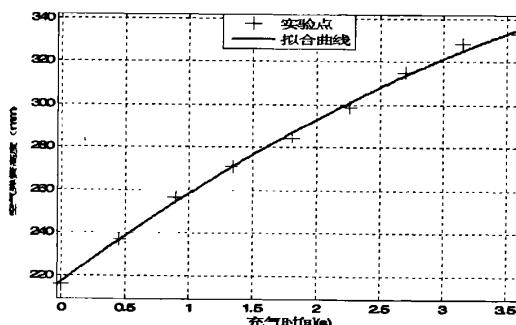
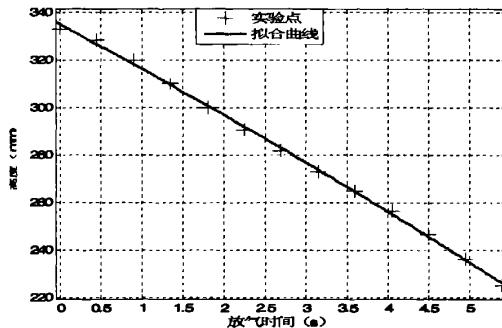


图 4.23 空气弹簧高度—充气时间的关系曲线图

Fig. 4.23 Relationship graph of air inlet period and air spring height



4.24 空气弹簧高度—放气时间的关系曲线

Fig. 4.24 Relationship graph of air exhaust time and air spring height

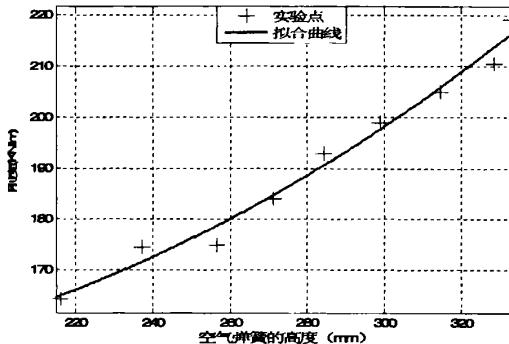


图 4.25 空气弹簧充气时高度—刚度的关系曲线

Fig. 4.25 Relationship graph of dynamic stiffness and height of air spring in air inlet period

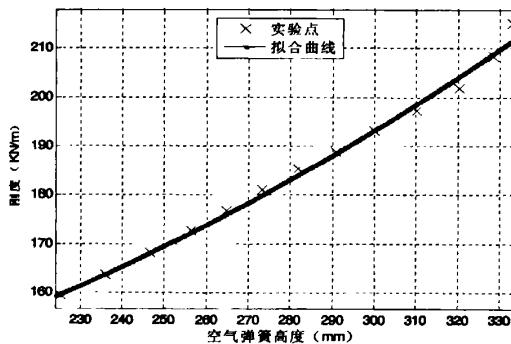


图 4.26 空气弹簧放气时高度—刚度的关系曲线

Fig. 4.26 Relationship graph of dynamic stiffness and height of air spring in air exhaust time

由图 4.21~4.26 分别得到

刚度—充气时间的关系函数为：

$$K = 0.136t^2 + 14.4t + 165 \quad (4.57)$$

刚度—放气时间的关系函数为：

$$K = 0.296t^2 - 11.42t + 213.3 \quad (4.58)$$

高度—充气时间的关系函数为：

$$H = -3.242t^2 + 44.5t + 217 \quad (4.59)$$

高度—放气时间的关系函数为：

$$H = -0.3226t^2 - 18.43t + 335.1 \quad (4.60)$$

充气时，高度—刚度的关系函数为：

$$K = 0.001314h^2 - 0.282h + 164.6 \quad (4.61)$$

放气时，高度—刚度的关系函数为：

$$K = 0.0009709h^2 - 0.0606h + 124.2 \quad (4.62)$$

5. 试验结果分析

- (1) 空气弹簧内压随电磁阀充、放气时间的长短而改变。
- (2) 空气弹簧的刚度随空气弹簧内部工作气压增大而增大，随工作压力减小而减小，且具有一定的非线性。
- (3) 簧载质量一定时，空气弹簧高度随工作压力增大而升高，随工作压力下降而降低，具有一定的非线性。
- (4) 簧载质量一定时，空气弹簧高度和刚度同时增大或减小，但不成线性关系。
- (5) 试验测得的空气弹簧的刚度值与理论计算值有偏差，这主要因为：试验气路存在漏气现象；理论计算空气弹簧的刚度时假定其内部气体的热力学变化过近似绝热过程，取 $n=1.33$ 。
- (6) 在 $0.2\sim0.4\text{MPa}$ 时，试验测得的刚度范围都在 Contitech 公司给出的该空气弹簧的刚度范围内，可认为本次试验得到的空气弹簧刚度、高度与充、放气时间的函数关系可应用于下文的空气悬架控制试验中。

4. 6 ECAS 充放气与其系统匹配和控制

空气悬架三项评价指标为簧载质量加速度、悬架动行程和轮胎动载荷，这三项指标能否总体达到最佳状态，是匹配及控制的核心和目标。

本文的亚星客车空气悬架，通过充放气结果调整悬架高度(刚度)与阻尼，通过充放

气过程实现 ECAS 系统的高度控制。即充放气结果表现为系统高度(刚度)与阻尼的不同匹配, 充放气过程与 ECAS 控制过程相关, 如防过冲。

4.7 本章小结

在分析空气弹簧特性的基础上, 进行了空气弹簧充放气的理论推导, 通过空气弹簧充、放气特性试验, 获取了空气弹簧刚度、高度与充放气电磁阀开关时间的关系曲线、刚度与高度的关系曲线, 同时对曲线进行拟合, 得到空气弹簧刚度、高度与充放气时间的三者关系函数, 为建立空气悬架试验台的控制系统提供了依据。

第五章 空气悬架系统匹配

汽车悬架参数的选择，即悬架刚度和阻尼的不同匹配，可以得到不同的振动特性和振动效果，而优化车辆行驶平顺性的关键在于降低车辆的振动。所以，汽车悬架系统参数的匹配决定着行驶平顺性的优劣；优化设计悬架参数，进行最佳匹配参数寻优。

由空气弹簧的特性研究可知，空气弹簧刚度呈非线性，在工作过程中动态变化，因此，减振器阻尼可调节才能与空气弹簧动态的刚度形成实时最佳匹配，从而发挥空气悬架的最高性能。本章在整车八自由度模型的基础上，根据车辆处于各典型工况下的空气弹簧的刚度，对可调阻尼减振器的阻尼系数进行了匹配设计。

5.1 概述

空气弹簧具非线性弹性特性，其垂直位移和承载的变化可引起气囊有效面积、有效容积和内部气压的非线性变化。空气弹簧弹簧刚度的非线性导致空气悬架系统刚度的非线性。

针对本文使用的客车，空气弹簧装车后分三级高度控制。行驶客车的悬架刚度取决于悬架高度、车速、路面和簧载质量等。如悬架高度、车速和路面一定：簧载质量不变时，由于路面激励，空气弹簧在该高度上下振动，刚度动态变化；当簧载质量在空载和满载之间变化时，高度不变，而有效面积等参数改变，即刚度曲线改变，以适应簧载质量的变化。

空气悬架系统阻尼同刚度都具有时变性和非线性。车辆运行过程中，空气悬架刚度随簧载质量等工况的变化而改变；同时，车辆载荷、行驶速度和路面情况变化时，能够与空气悬架系统刚度最优匹配的悬架系统阻尼随之改变。本文中的空气悬架使用可调阻尼减振器，可有级调节系统阻尼：即可调减振器的阻尼可通过阀门的开启/闭合(或阀门开度)，在几个离散的阻尼值(若干档)间切换。阻尼优化分级时，综合考虑车辆载荷、不同的路面等级和不同的车速，使优化出的阻尼值，满足车身垂直加速度均方根值之和最小。

5.2 匹配目标

汽车悬架的主要性能指标有：代表汽车平顺性的车身（或座椅）加速度、代表轮胎接地性能的轮胎动载荷、代表汽车操纵稳定性，且影响车身姿态且与结构设计和布置相关的悬架动行程。同样，空气悬架系统的性能可以用上述三项指标来进行定量评价，代表了互相冲突的不同性能要求。

车辆在行驶过程中，乘员对车身（或座椅）加速度在不同频率下的感受是不一样的，乘员身体各个部位的感受也不一样，但总体来说，车身（座椅）加速度减小，平顺性提高，乘员舒适性变好。所以减小车身（或座椅）加速度是空气悬架匹配的首要目标。

车辆在行驶过程中，轮胎同时承受静载荷和动载荷的作用。轮胎动载荷的方向是交变的，方向向下时，轮胎对地面的附着能力增加，但极大地增加了路面负荷，路面友好性变坏；方向向上时，轮胎对地面附着能力下降，甚至出现轮胎脱离地面的情况，这是一种非常危险的情况。所以减小轮胎动载荷是空气悬架匹配的一个重要目标。

空气悬架在保证较好的乘坐舒适性和较小的轮胎动载荷的同时，必须将悬架动行程控制在允许范围内，并能满足根据车辆载荷变化、加速、制动、转弯等工况对车身姿态动态调整的要求^[128~132]。

因此，本文在对空气悬架刚度和阻尼寻求最优匹配时，以客车后桥上方座椅处垂直方向加速度加权均方根值最小为优化目标，以轮胎动载荷和悬架动行程为约束条件。

5.3 汽车空气悬架匹配的优化设计模型^[133]

优化设计是应用最优化原理和计算机技术确定最优设计方案的工程设计法：首先将工程实际问题转化为优化设计的数学模型，然后根据模型特性，选择适当的优化设计算法及程序，求得最优解。优化设计的数学模型主要包括设计变量、目标函数、约束条件三个部分，如下：

目标函数： $\min(\max) z = f(x)$ ，

约束条件： (s.t.) $g_k(x) = 0, k = 1, 2, \dots, m_e; g_k(x) \leq 0, k = m_e + 1, 2, \dots, m$ 。其中，
 $x = (x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n)^T$ 为设计变量，要求在约束条件的允许范围里寻求设计变量 x_1, x_2, \dots, x_n 的值，使得目标函数取得最优值。

5.3.1 目标函数 $\min \sigma$

目标函数是优化问题标准(评价)的数学描述, 是某一个或者几个需达到最优的指标。本文是以汽车在各个工况下直线行驶时后桥上方座椅处垂向加速度加权均方根值作为单一优化目标, 即以最大程度满足平顺性要求作为优化目标。

$$\min \sigma = \sigma_{\zeta} = \left[\int_{-0.5}^{0.0} W_{k(f)} G_{a_{sf}} df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.1)$$

5.3.2 设计变量 $X = [C_{sf} \ C_{sr}]^T$

设计变量是设计过程中需要优选的独立参数, 数目尽量少, 但对目标函数和约束条件有显著作用。本文将前、后悬架的减振器的阻尼系数作为设计变量, 而在某一工况下的悬架空气弹簧的刚度、轮胎的刚度以及座椅系统的垂直刚度、阻尼系数都是定值。

5.3.3 约束条件 $s.t.$

设计中, 为了保持空气悬架系统的安全性、实用性、功能性等, 其设计变量和系统的状态变量必须满足一定条件, 这种条件就是约束条件。根据汽车行驶时的具体情况, 主要有以下几个约束条件。

(1) 汽车空气悬架系统的阻尼属于小阻尼, 一般汽车悬架系统的阻尼比 $0.15 \leq \zeta \leq 0.45$, 而 $\zeta = \frac{C}{2\sqrt{mk}}$, 可得约束条件为:

$$\begin{cases} 0.15 \leq \frac{C_{sf}}{2\sqrt{k_{sf}m_{cb}l_f/(2(l_f+l_r))}} \leq 0.45 \\ 0.15 \leq \frac{C_{sr}}{2\sqrt{k_{sr}m_{cb}l_f/(2(l_f+l_r))}} \leq 0.45 \end{cases} \quad (5.2)$$

(2) 由参考文献^[108]可知, 对于大客车, 悬架的限位行程 $[f_d]$ 一般为 $50\sim80\text{mm}$, 本文取 70mm 。当悬架动行程的均方根值 $\sigma_{f_d} \leq [f_d]/3 = 23\text{mm}$ 时, 可以保证悬架撞击限位行程的概率小于 0.3% , 可得约束条件为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{f_{drL}} \leq 0.023 \\ \sigma_{f_{drL}} \leq 0.023 \\ \sigma_{f_{drR}} \leq 0.023 \\ \sigma_{f_{drR}} \leq 0.023 \end{array} \right. \quad (5.3)$$

(3) 车轮与路面间相对动载荷 F_d/G ，它对汽车的行驶安全性影响很大。车轮相对动载荷大于 1 时，车轮就可能脱离地面，汽车就会失去地面附着力，从而失去驱动、转向、制动的能力，这种情况是极其危险的，在汽车的行驶过程中也是不允许出现的。另外，相对动载荷越大，轮胎对路面的破坏越严重，因此必须控制车轮与路面间的相对动载荷。当相对动载荷均方根值 $\sigma_{F_d}/G \leq 1/3$ 时，车轮跳离地面的概率为 0.15%，可以认为轮胎基本上不脱离路面，于是有约束条件：

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{F_{drL}} / \left(\frac{m_{ob}g l_r}{2(l_f + l_r)} \right) \leq \frac{1}{3} \\ \sigma_{F_{drL}} / \left(\frac{m_{ob}g l_f}{2(l_f + l_r)} \right) \leq \frac{1}{3} \\ \sigma_{F_{drR}} / \left(\frac{m_{ob}g l_r}{2(l_f + l_r)} \right) \leq \frac{1}{3} \\ \sigma_{F_{drR}} / \left(\frac{m_{ob}g l_f}{2(l_f + l_r)} \right) \leq \frac{1}{3} \end{array} \right. \quad (5.4)$$

将前面的目标函数及约束条件集合起来，就构成了汽车平顺性优化的数学模型。

5.4 匹配的遗传算法优化^[134~139]

5.4.1 匹配的遗传算法简介

遗传算法 (Genetic Algorithm, GA) 是一类借鉴生物界自然选择和自然遗传机制的随机化搜索法，其本质是一种高效、并行和全局搜索的方法。

遗传算法快捷、简便、容错性强，相对于传统优化算法，具有如下特点：① 处理对象不是参数本身，而是对参数集进行编码的个体，可对结构对象（集合、序列、矩阵、树、图、链和表）进行操作。② 搜索过程是从一组解迭代到另一组解，采用同时处理群体中多个个体的方法，降低了陷入局部最优解的可能性，且易于并行化。③ 采用概率的变迁规则来指导搜索方向，而不采用确定性搜索规则。④ 对搜索空间没有任

何特殊要求（如连通性、凸性等），只利用适应性信息，不需要导数等其它辅助信息，适应范围广。

遗传算法的基本步骤如下：

- ① 编码：GA 在进行搜索之前先将解空间的解数据表示成遗传空间的基因型串结构数据，这些串结构数据的不同组合便构成了不同的点。
- ② 初始群体的生成：随机产生 N 个初始串结构数据，每个串结构数据称为一个个体， N 个个体构成了一个群体。GA 以这 N 个串结构数据作为初始点开始迭代。
- ③ 适应性值评估检测：适应性函数表明个体或解的优劣性。不同的问题，适应性函数的定义方式也不同。
- ④ 选择：选择的目的是为了从当前群体中选出优良的个体，使它们有机会作为父代为下一代繁殖子孙。遗传算法通过选择过程体现这一思想，进行选择的原则是适应性强的个体为下一代贡献一个或多个后代的概率大。选择实现了达尔文的适者生存原则。
- ⑤ 交叉：交叉操作是遗传算法中最主要的遗传操作。通过交叉操作可以得到新一代个体，新个体组合了其父辈个体的特性。交换体现了信息交换的思想。
- ⑥ 变异：变异首先在群体中随机选择一个个体，对于选中的个体以一定的概率随机地改变串结构数据中某个串的值。同生物界一样，GA 中变异发生的概率很低，通常取值在 $0.001\sim0.01$ 之间。变异为新个体的产生提供了机会。
- ⑦ 终止条件：通常是预先规定一个最大的进化代数或规定算法在连学进化多少代后，解的适应度没有明显改进时终止。

5.4.2 匹配的遗传算法设计

基本遗传算法(Simple Genetic Algorithm, SGA)的数学模型可定义为一个 8 元组：

$$SGA = (C, E, P_0, M, \Phi, \Gamma, \Psi, T)$$

式中， C —一个体的编码方法；

E —一个体适应度评价函数；

P_0 —初始种群；

M —种群大小；

Φ —选择算子；

Γ—交叉算子；

Ψ—变异算子；

T—遗传算法终止条件。

1. 编码

编码时应用遗传算法时要解决的首要问题，是把实际的待优化的问题转换为遗传算法所能处理的形式。编码方法一般分为三大类：二进制编码、符号编码和浮点数编码（实数编码）。二进制编码使用编码符号集是由二进制符号 0 和 1 所组成的二值符号集{0, 1}，其所构成的个体基因型是一个二进制编码符号串。优点是① 简单；② 易于实现；③ 便于模式定理分析。缺点是① 海明悬崖；② 求解的精度确定后算法缺乏微调能力；③ 算法精度要求高或二进制编码字串长时，算法搜索效率较低。

为克服二进制编码的缺点，人们引入了浮点数编码。浮点数编码，是指个体的每个基因值用某一范围内一个浮点数来表示，个体的编码长度等于其决策变量的个数；编码方法使用的是决策变量的真实值，所以浮点数编码方法也叫做真值编码方法。其优点：① 适合于遗传算法中表示范围较大的数；② 适合精度高的遗传算法；③ 便于较大空间的遗传搜索；④ 改善了遗传算法的计算复杂性，提高了运算效率；⑤ 便于遗传算法与经典优化方法的混合使用；⑥ 便于设计针对问题的专门知识的知识型遗传算子；⑦ 便于处理复杂的决策变量约束条件。

根据匹配设计的要求及实数编码的特点，在本次匹配优化的标准遗传算法采用实数编码。

2. 初始种群

遗传算法处理的过程中，继编码设计后就是初始群体的设定。群体的设定即为群体群体数目（Population Size）的确定，也称为群体规模的确定。所谓群体数目就是种群中包含的染色体数目，群体数目的多少，对于求解的效益及演算的效率有直接的影响：群体数目太小，会过早收敛；若群体数目太大，会耗费过多的搜寻时间。

初始群体即为第一代染色体，可称为母群体。一般遗传算法中初始群体的产生有两种方式，一种为随机产生，另一种则由启发式程序产生。一个好的初始群体能够缩短搜寻时间，使结果快速收敛或到达稳定状态。群体数目 M 的确定受遗传运算中的选择操作的影响大，按照 *Goldberg* 的分析估计，一个比较好的群体数目为 $M = 2^{\delta_1/2}$ ，其中 δ_1 为模式长度。

$$\delta_s = \frac{(l-1)(1-P_m)}{P_c} \quad (5.5)$$

式中, l —编码长度;

p_c —交叉概率;

P_m —变异概率。

3. 适应度函数

遗传算法中的适应度是用来区分群体中个体好坏的标准, 度量个体适应度的函数称为适应度函数。其中, 某些选择策略(如基于适应度比例的选择策略)要求适应度是非负的, 而且适应度越大表明个体的性能越好。因此, 对于目标函数取最小的组合优化问题, 在设计其适应度函数时需要将原始目标函数作适当的变换, 以转化为极大化情形, 并且保证非负。

个体适应度的评价过程为: ① 对个体编码串解码处理后, 可得到个体的表现型; ② 由个体的表现型计算出对应个体的目标函数值; ③ 根据最优化问题的类型, 由目标函数值按一定的转换规则求出个体的适应度。合理的适应度函数须满足: ① 单值、连续、非负和最大化; ② 合理和一致性; ③ 计算量小; ④ 通用性强。

根据对适应度函数的要求, 文中个体的适应度 f 可以用以下方法计算:

① 取个体适应度为其评价值的倒数, 即:

$$f = 1/E = 1/(Z+M \times Pw) \quad (5.6)$$

② 取个体的适应度为解空间中评价值的上界与该个体的评价值的差, 即:

$$f = E_{max} - E \quad (5.7)$$

式中: E_{max} 是解空间中评价值的上界, 若 E_{max} 未知, 它也可以用当前代中或到目前为止的各进化代中评价值的最大值来代替。

4. 选择操作

选择操作也称为再生算子或复制算子, 其目的是把优化的个体直接传到下一代或通过配对交叉产生新的个体再遗传到下一代。选择操作主要有以下策略: ① 赌轮选择策略; ② 繁殖池选择策略; ③ 基于排名的选择策略; ④ 基于局部竞争机制的选择策略; ⑤ 最优个体保存选择策略。各种方法对于遗传算法的在线和离线性能的影响各不相同。在具体使用时, 应根据问题求解问题的特点采用较合适的方法或者把它们结合起来使用。本文主要采用赌轮选择策略和最优个体保存策略。

轮盘赌选择策略。该选择策略在遗传算法中用的最多。是先计算个体的相对适应度 $f_i / \sum_{i=1}^N f_i$ ，记为 p_i ，然后根据选择概率 $\{p_i, i=1, 2, \dots, N\}$ ，把一个圆盘分成 N 份，其中第 i 个扇形的中心角为 $2\pi p_i$ 。在进行选中时，可以假想转动一下圆盘，若某参照点落到第 i 扇形内，则选择个体 i 。这种选择策略可以这样实现：先生成一个 $[0, 1]$ 内的随机数 r ，若 $p_0 + p_1 + \dots + p_{i-1} < r \leq p_0 + p_1 + \dots + p_i$ ，则选择个体 i ，此处假设 $p_0 = 0$ ，这种选择方式非常类似于轮盘赌中的转盘。小扇区的面积越大，则骰子落入其中的概率也越大，即个体的适应度越大，它被选择到的机会也越多，从而其基因结构被遗传到下一代的可能性也越大。轮盘赌选择策略与繁殖池选择策略的不同之处在于：群体成员在赌轮选择策略下都有被选择的机会；而在繁殖池选择策略下，具有较小适应度的个体将被剥夺生存的权利。

最优个体保存策略。在遗传算法的运行过程中，通过对个体进行交叉、变异等遗传操作而不断地产生出新的个体。虽然随着群体的进化会产生出越来越多的优良个体，但由于选择、交叉、变异等遗传操作的随机性，它们有可能破坏掉当前群体中适应度最好的个体。而这却不是所希望发生的，因为它会降低群体的平均适应度，并且对遗传算法的运行效率、收敛性都有不利的影响。所以，希望适应度最好的个体要尽可能地保留到下一代群体中。为了到达这个目的，可以使用最佳个体保存策略（也称最优保存策略）来进行优胜劣汰操作，即当前群体中适应度最高的个体不参与交叉运算和变异运算，而是用它来替换掉本代群体中经过交叉、变异等遗传操作后产生的适应度最低的个体。其具体步骤为：① 分别找出当前群体中适应度最高和最低的个体；② 若当前群体中最佳个体的适应度比总的迄今为止的最好个体的适应度还要高，则以当前群体中的最佳个体作为新的迄今为止的最好个体；③ 用迄今为止的最好个体替换当前群体中的最差个体。

5. 交叉操作

交叉，又称重组，是以较大的概率从群体中选择两个个体，交换两个个体的某个或某些位。交叉运算产生了继承父代特征的子代。交叉算子的设计要满足：① 任何交叉算子需满足交叉算子的评估准则，即交叉算子需保证前一代中优秀个体的性状能在下一代的新个体中尽可能地得到遗传和继承；② 交叉设计要和编码设计相互联系，二者的设计要协作进行；③ 交叉算子应该产生尽可能多样性的后代。常用的交叉算子有简单交叉（单点交叉）、两点和多点交叉、均匀交叉和算术交叉。本文中选取均匀交叉。

均匀交叉，指两个配对个体的每个基因座上的基因都以相同的交叉概率进行交换，从而形成两个新的个体。其操作步骤为：(1) 随机产生一个与编码串长度等长的屏蔽字 $W = w_1 w_2 \cdots w_i \cdots w_L$ ，其中 L 为个体编码串长度；(2) 由下述规则从 A 、 B 两个父代个体中产生出两个新的子代个体 A' 和 B' 。① 若 $w_i = 0$ ，则 A' 在第 i 个基因座上的基因值继承 A 的对应基因值， B' 在第 i 个基因座上的基因值继承 B 的对应基因值；② $w_i = 1$ ，则 A' 在第 i 个基因座上的基因值继承 B 的对应基因值， B' 在第 i 个基因座上的基因值继承 A 的对应基因值。

6. 变异操作

变异运算是模拟生物在自然的遗传环境中由于各种偶然因素引起的基因突变，它以一个很小的变异概率随机地改变遗传基因(表示染色体的符号串的某一位)值。若只有繁殖和交换，而没有变异操作，就无法在初始基因组合以外的空间进行搜索，进化过程在早期就会陷入局部解而中止进化过程，从而使解的质量受到很大限制。通过变异操作，可确保种群中遗传基因类型的多样性，以使搜索能在尽可能大的空间中进行，避免丢失在搜索中有用的遗传信息而陷入局部最优，获得质量较高的优秀解。

变异的基本原则是：① 变异算子应该具有遍历性，从搜索空间的任一点出发，应用变异操作可以到达搜索空间的任意一点；② 变异算子应该具有对称性以避免漂移；③ 变异算子应具有很强的局部搜索能力。

在实数编码的遗传操作中，变异操作通常采用均匀变异。均匀变异，指分别用符合某一范围内均匀分布的随机数，以某一较小的概率来替换个体编码中各个基因座上的原有基因值。其具体操作步骤为：① 依次指定个体编码串中的各个基因座为变异点；② 对各个变异点，以变异概率从对应基因的取值范围内取一随机数来替代原有值。均匀变异操作适合遗传算法的初级运行阶段，使得搜索点可在搜索空间内自由移动，增加了群体和算法处理模式的多样性。

7. 控制参数选择

遗传算法中控制参数的选取，影响遗传算法的性能和收敛性。此类参数包括群体数目 M 、编码长度 l 、交叉概率 P_c 、变异概率 P_m 和算法的终止条件。

对于具有浮点数的编码，其编码串长度 l 与决策变数的个数 n 相等。

种群的大小 M 。对一个具体的算法，没有理论结果告诉我们如何选择种群的大小，但根据有关文献的报导，种群数目的一般取值范围一般为 $M = 10 \sim 1600$ 。本文取 $M = 200$ 。

交叉概率 P_m 。交叉概率用于控制交叉操作的频度，一般建议取值范围是 $P_m = 0.0001 \sim 0.1$ 之间。本文取 $P_m = 0.065$ 。

变异概率 P_c 。变异概率直接影响到算法的收敛性和最终解的性能，一般建议的取值范围是 $P_c = 0.4 \sim 0.99$ 。本文取 $P_c = 0.73$ 。

算法的终止条件。一般是给定一个最大的遗传进化代数，当到达此值时，就停止运行，并将当前群体中的最佳个体作为所求问题的最优解输出。一般建议的取值范围是 $T = 100 \sim 1000$ 。本文取 $T = 300$ 。

5.5 优化实例^[139]

这里取扬州亚星客车股份有限公司生产的 YBL6891 型客车的参数进行优化设计，改装的空气悬架主要由空气弹簧和可调阻尼减振器组成，其高度和阻尼均能根据车辆的载荷和路面情况进行调节，本文根据 YBL6891 型客车的具体情况，确定了七种典型工况，分别为：

- ① 50km/h、B 级路面、满载，中位；
- ② 50km/h、C 级路面、满载、高位；
- ③ 50km/h、C 级路面、空载、高位；
- ④ 80km/h、B 级路面、满载，高位；
- ⑤ 80km/h、B 级路面、空载，高位；
- ⑥ 110km/h、A 级路面、满载、中位；
- ⑦ 110km/h、A 级路面、空载、中位。

5.5.1 定刚度匹配

1 优化

由空气弹簧特性实验可得 *Contitech 644N* 空气弹簧的刚度主要与工作位置和承载质量有关，具体取值见表 5.1。

表 5.1 *Contitech 644N* 空气弹簧的刚度与工作位置、承载质量的关系

Tab.5.1 The relations between the stiffness ,position and load of *Contitech 644N* air spring

	满载	空载
高位	144000	109000
中位	113000	85000

由此可得在上述其中工况下空气悬架的刚度值, 见表 5.2。

表 5.2 各工况下空气悬架的刚度值

Tab.5.2 The stiffness value of air suspension unde all conditions

工况	B,50, 满,中	C,50, 满,高	C,50, 空,高	B,80, 满,高	B,80, 空,高	A,110, 满,中	A,110, 空,中
$k_{sf} (N/m)$	113000	144000	109000	144000	109000	113000	85000
$k_{sr} (N/m)$	226000	288000	218000	288000	218000	226000	17000

下面取 B 级路面、50km/h、满载、中位的工况来介绍优化过程。

最后可得输出结果为: $x=[5496, 11992]$, 则可以认为可调阻尼减振器阻尼系数的最优匹配是 $C_{sf} = 5496 \text{Ns/m}$, $C_{sr} = 11036 \text{Ns/m}$ 。显然, 后悬架的可调阻尼减振器的阻尼系数约等于前悬架可调阻尼减振器的两倍, 考虑到实际生产的方便, 取 $C_{sr} = 2C_{sf} = 10992 \text{Ns/m}$ 。

各种工况下空气弹簧和可调阻尼减振器的匹配情况见表 5.3。

表 5.3 优化后各工况下可调阻尼减振器的阻尼系数

Tab.5.3 The damping coefficient of adjustable damping absorber
under all conditions after optimization

工况	B, 50, 满, 中	C, 50, 满, 高	C, 50, 空, 高	B, 80, 满, 高	B, 80, 空, 高	A, 110, 满, 中	A, 110, 空, 中
$C_{sf} (Ns/m)$	5506	6355	4670	8087	5856	6865	4994
$C_{sr} (Ns/m)$	11036	12710	9340	16174	11712	13730	9988

将优化前后的空气悬架匹配情况在频域内进行仿真对比, 如图 5.1~5.7 所示:

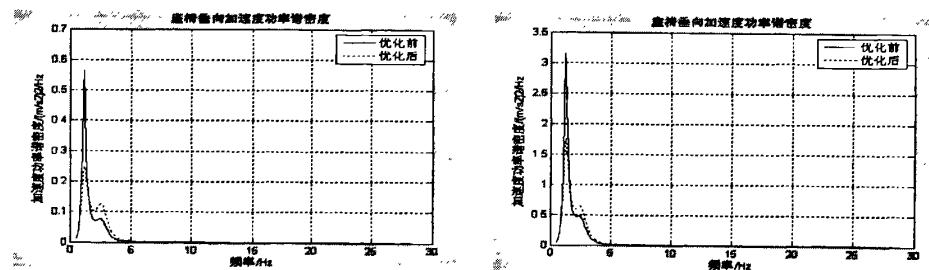


图 5.1 B 级路面、50km/h、满载、中位

图 5.2 C 级路面、50km/h、满载、高位

Fig. 5.1 B-grade road surface,50km/h ,full load,meso position.

Fig. 5.2 C-grade road surface,50km/h,full load, high. positon

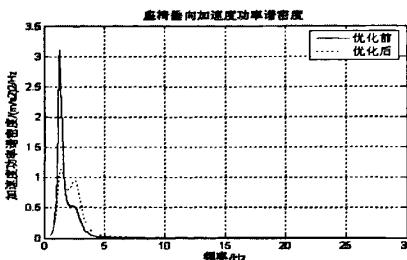


图 5.3 C 级路面、50km/h、空载、高位

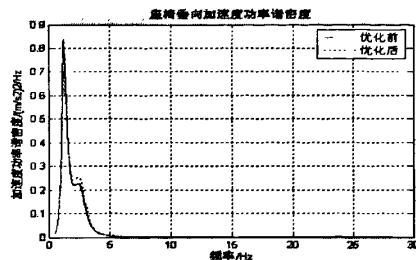


图 5.4 B 级路面、80km/h、满载、高位

Fig.5.3 C-grade road surface.,50km/h,idle load, high. positon

Fig. 5.4 C-grade road surface,80km/h.,full load, high. positon

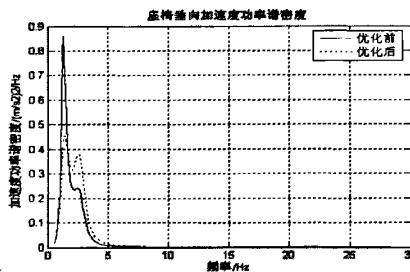


图 5.5 B 级路面、80km/h、空载、高位

Fig.5.5 B-grade road surface,80km/h,idle load,high positon

Fig.5.6 A-grade road surface,110km/h,full load, meso position

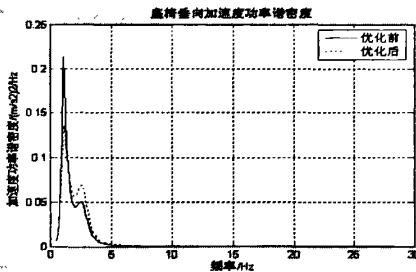


图 5.6 A 级路面、110km/h、满载、中位

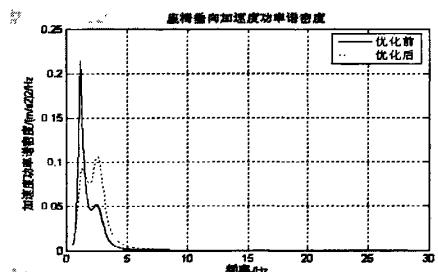


图 5.7 A 级路面、110km/h、空载、中位

Fig.5.7 A-grade road surface.110km/h,idle load, meso position

由图 5.1~5.7 可以看出，优化设计后驾驶员垂直加速度功率谱密度的峰值在各工况下均有明显降低，平顺性变好。

表 5.4 给出了各个工况下优化前后具体指标的数值。

表 5.4 各工况下优化前后具体指标对比

Tab.5.4 The comparison of concrete index before and after optimization under all conditions

指标	座椅处垂向加速度 加权均方根值 (m/s ²)	悬架动行程均方根值 (cm)				车轮相对动载荷均方根值 (%)			
		前左	后左	前右	后右	前左	后左	前右	后右
B, 50, 满载	优化前	0.3436	0.64	0.42	0.54	0.69	7.5	6.9	7.3
	优化后	0.3020	0.81	0.52	0.69	0.87	8.6	7.9	8.5
	性能提高	12%	-27%	-24%	-28%	-26%	-14%	-14%	-16%
C, 50, 满载	优化前	0.7949	1.28	0.83	1.07	1.37	15.0	13.8	14.6
	优化后	0.7144	1.69	0.94	1.28	1.68	17.3	15.0	16.5
	性能提高	10%	-32%	-13%	-20%	-23%	-15%	-9%	-13%
C, 50, 空载	优化前	0.9066	1.23	0.75	0.97	1.21	20.1	18.1	19.3
	优化后	0.7355	1.65	0.99	1.35	1.64	24.0	21.7	23.6
	性能提高	19%	-34%	-32%	-39%	-36%	-19%	-20%	-22%
B, 80, 满载	优化前	0.4552	0.63	0.55	0.75	0.87	8.9	8.8	9.2
	优化后	0.4256	0.72	0.59	0.81	0.97	9.2	9.1	9.7
	性能提高	7%	-14%	-7%	-8%	-11%	-3%	-3%	-5%
B, 80, 空载	优化前	0.5432	0.61	0.50	0.66	0.76	11.9	11.6	12.1
	优化后	0.4674	0.71	0.61	0.82	0.96	13.3	12.9	13.6
	性能提高	14%	-16%	-22%	-24%	-26%	-12%	-11%	-12%
A, 110, 满载	优化前	0.2550	0.32	0.33	0.46	0.51	5.2	5.2	5.5
	优化后	0.2305	0.36	0.37	0.53	0.59	5.6	5.5	5.9
	性能提高	10%	-13%	-12%	-15%	-16%	-8%	-6%	-7%
A, 110, 空载	优化前	0.3268	0.31	0.30	0.41	0.45	6.9	6.8	7.2
	优化后	0.2349	0.37	0.39	0.54	0.59	8.4	8.0	8.6
	性能提高	28%	-19%	-30%	-32%	-31%	-22%	-18%	-19%

由表 5.4 可以看出, 优化后座椅处加速度加权均方根值有了明显的下降, 同时悬架动行程均方根值均未超过 20mm, 车轮相对动载荷均未超过 30%, 说明优化后的空气悬架的匹配有效提高了平顺性, 优化设计是成功的。

2. 优化结果验证

本文采用在优化结果的阻尼系数周围取一些数作为一系列阻尼系数, 逐个算出各个阻尼系数对应的座椅处垂直方向加速度加权均方根值, 比较在优化后的阻尼系数处的均方根值是否最小。

现取 B 级路面、50km/h、满载、中位的工况为例, 分别取前阻尼系数如表 5.5, 后阻尼系数为前阻尼系数的两倍, 并分别计算对应的座椅处垂向加速度加权均方根值, 可得:

表 5.5 阻尼系数—座椅处垂向加速度加权均方根值

Tab.5.5 Damping coefficient—RMS of the vertical acceleration in driver seat

前阻尼系数 (Ns/m)	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
加速度加权均方根值 (m/s ²)	0.3243	0.3096	0.3056	0.3045	0.3065	0.3123	0.3289

在 MATLAB 中以前阻尼系数为横坐标, 加速度加权均方根值为纵坐标画出上述曲

线，并用曲线拟合，如图 5.9：

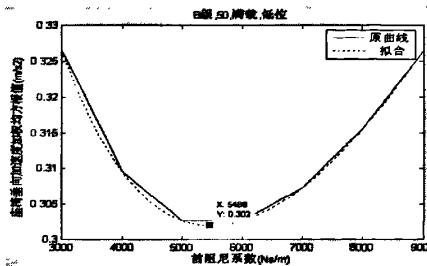


图 5.8 B 级路面、50km/h、满载时加速度—前阻尼系数曲线图

Fig 5.8 Curve of the acceleration—front damping coefficient under the condition
B-grade road surface, 50km/h, full load

可以看出，拟合曲线的最低点处的横坐标为 $5468Ns/m$ ，与优化结果 $5506Ns/m$ 很接近，纵坐标均为 $0.302m/s^2$ ，与优化结果相同，说明空气悬架刚度和阻尼的匹配是合理的。

5.5.2 变刚度匹配

以上是空气悬架刚度一定时对阻尼系数进行匹配优化，但在实际使用中，空气弹簧的刚度由于振动而实时变化，因此与之匹配的阻尼系数也要时时变化才能保证悬架性能最优，这就需要建立一个与刚度—最优匹配阻尼的函数。这里仍取 B 级路面、50Km/h、满载、中位的工况为例。

由章节 5.5.1 可知此种工况下空气悬架的最佳匹配是： $k_{sf} = 113000N/m$ 、 $k_{sr} = 226000N/m$ 、 $C_{sf} = 5506Ns/m$ 、 $C_{sr} = 11012Ns/m$ 。取前悬架的匹配模型为例，取空气悬架刚度的附近几点，分别得到与它们最佳匹配的阻尼系数，如表 5.6，再拟合出刚度—最佳匹配阻尼系数曲线，并得到函数表达式。

表 5.6 刚度—最佳匹配阻尼系数

Tab.5.6 Stiffness-optimal damping coefficient of matching

空气悬架刚度(N/m)	90000	100000	110000	113000	120000	130000	140000
最佳匹配阻尼(Ns/m)	4825	5106	5395	5508	5733	6015	6254

由表 5.6 得到的刚度—最佳匹配阻尼系数曲线如图 5.9：

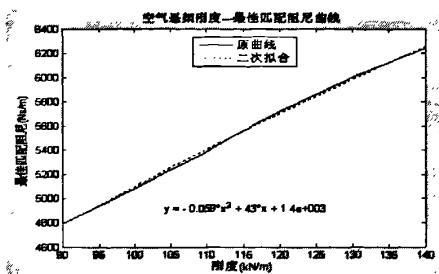


图 5.9 B 级路面、50km/h、满载、低位工况下刚度—最佳匹配阻尼系数曲线图

Fig5.9 Curve of stiffness- optimal matching damping coefficient under the conditions B-grade road surface. 50km/h.full load.low position

从图 5.10 中可以看出，拟合后的空气悬架刚度—最佳匹配阻尼系数函数表达式为：

$$C_{sf} = -0.059k_{sf}^2 + 43k_{sf} + 1400 \quad (5.8)$$

其中， k_{sf} 的单位为 kN/m。

后悬架及其它的工况处理方法同上，这里不一一给出。

5.6 本章小节

本章分别在七种工况下对空气悬架的空气弹簧的刚度和可调阻尼减振器的阻尼系数进行了匹配设计。优化结果在频域中进行仿真和分析，证明优化设计是正确的，匹配是合理的。为之后控制系统的开发打下了基础。

第六章 Fuzzy--PID 控制器设计及仿真分析

6.1 Fuzzy—PID 控制理论

6.1.1 PID 控制理论^[90,91,140]

1. 概述

PID(P, proportional 比例; I, integral 积分; Differential 微分)是最早发展起来的控制策略之一^[141]。PID 控制器的设计算法和控制结构都比较简单, 适于工程应用; 控制方案不需要被控对象的精确数学模型; 控制效果通常较好。

2. 模拟 PID 控制

PID控制器是一种线性控制器, 根据给定值 $r(t)$ 与实际输出值 $c(t)$ 构成控制偏差 $e(t)$:

$$e(t) = r(t) - c(t) \quad (6.1)$$

常规PID的控制系统框图如图6.1所以。

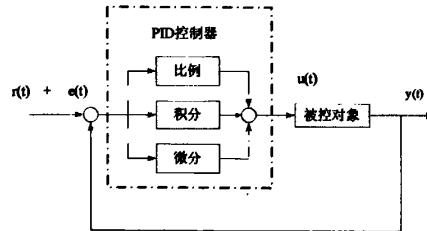


图 6.1 PID 控制系统原理框图

Fig.6.1 The principle diagram of PID control system

其控制规律:

$$u(t) = K_p [e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt}] \quad (6.2)$$

式中: K_p — 比例系数;

T_i — 积分时间常数;

T_d — 微分时间常数。

PID控制器三个校正环节作用如下:

① 比例环节: 即时成比例地反映控制系统的偏差信号 $e(t)$, 偏差一旦产生, 控制器立即产生控制作用, 以减少偏差。

② 积分环节：主要用于消除静差，提高系统的无差度。积分作用的强弱取决于积分时间常数 T_i ， T_i 越大，积分作用越弱，反之则越强。

③ 微分环节：能够反映偏差信号的变化趋势(变化速率)，并能在偏差信号值变得太大之前，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，减少调节时间。

3. 数字PID

在计算机控制系统中，通常使用数字 PID 控制器。依据 PID 控制器输出与执行机构的对应关系，将基本数字 PID 算法分为位置式 PID 控制算法和增量式 PID 控制算法两种。结合本文建立的控制系统，拟采用位置式 PID 控制算法进行控制，具体算法如下：

由于计算机控制是一种采样控制，它只能根据采样时刻的偏差值计算控制量，因此式 (6.2) 中的积分和微分项不能直接使用，需要进行离散化处理。现令 T 为采样周期，以一系列的采样时刻点 kT 代表连续时间 t ，以和式代替积分，以增量代替微分，做如下式 (6.3) 近似变换：

$$\left\{ \begin{array}{l} t \approx kT \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \\ \int_0^t e(t) dt \approx T \sum_{j=0}^k e(jT) = T \sum_{j=0}^k e(j) \\ \frac{de(t)}{dt} \approx \frac{e(kT) - e((k-1)T)}{T} = \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \end{array} \right\} \quad (6.3)$$

其中， k 为采样序号，显然采样周期 T 必须足够短，才能保证有足够的精度。为书写方便，将 $e(kT)$ 简化表示成 $e(k)$ 等，即省去 T 。将式 (6.3) 代入式 (6.2)，可得到离散的 PID 表达式为：

$$u(k) = K_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_I} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_D}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} \quad (6.4)$$

或：
$$u(k) = K_p e(k) + K_I \sum_{j=0}^k e(j) + K_D [e(k) - e(k-1)] \quad (6.5)$$

经数字计算机处理的该式如下^[90]：

$$u(k) = K_p e(k) + K_I e(k) + M_{initial} + K_D [e(k) - e(k-1)] \quad (6.6)$$

式中 $u(k)$ — 第 k 次采样时刻的计算机输出值；

$e(k)$ — 第 k 次采样时刻输入的偏差值；

$e(k-1)$ — 第 $(k-1)$ 次采样时刻输入的偏差值；

K_i — 积分系数, $K_i = K_p T / T_i$;

K_d — 微分系数, $K_d = K_p T_d / T$;

$M_{initial}$ — PID 回路输出的初始值。

从式 (6.6) 可以看出, 积分项是从第 1 个采样周期到当前采样周期所有误差项的函数, 微分项是当前采样和前一次采样的函数, 比例项仅是当前采样的函数。在数字计算机中, 不保存所有的误差项, 只需要保存偏差前值和积分项前值, 计算当前采样周期误差项, 利用计算机的重复性处理即可。

6.1.2 PID 控制参数自整定^[142,143]

PID 控制器的关键问题之一为 PID 参数整定, 即控制器规律已确定为 PID 形式, 调整控制器参数, 使得由控制对象、控制对象等组成的控制回路的动态特性满足期望指标值, 达到理想控制目标。

常规 PID 参数整定法包括: 有理论计算法和工程整定法, 均为人工整定。前者是基于被控对象数学模型, 由理论计算求得 PID 参数; 如根轨迹法和衰减频率特性法。后者是根据工程经验总结, 基于对象的开环阶跃特性或闭环临界振荡值, 由经验公式求得。常规 PID 参数整定法适用于具有精确数学模型、非时变的被控对象的控制, 其整定参数可固定不变, 控制效果一般能满足要求。

实际工业过程控制中, 被控过程机理复杂, 具有高度非线性、时变不确定性和大延迟等特点, 加之噪声和负载扰动等因素, 过程参数和模型结构均变化, 不能建立精确的数学模型。

实际工程控制中, 由测试法和机理分析法得到被控对象的近似数学模型。理论计算法和工程整定法求得 PID 控制参数, 都须针对具体控制系统在实际运行中作校正和调整。但 PID 人工整定法需要熟练的技巧; 相当费时; 当对象特性发生变化时, 控制器不能适时调节控制参数。由此工业过程控制中开发出了 PID 自整定控制器。

自整定即指控制器参数可依据被控对象特性变化自动整定。PID 控制器参数自整定是根据控制对象过程特性的自动分析结果, 选择适宜参数。

PID 自整定法注意有三类: 其一, 基于经典控制理论 (如根轨迹、Nyquist 曲线等) 法, 如 Z-N 法 (临界比例度法) 和 Astrom 法 (理想继电特性法); 其二, 基于现代控制理论自整定, 如自校正法; 其三, 基于人工智能法, 如专家 PID 自整定法、Fuzzy-PID

自整定法和神经网络 PID 自整定法。

6.1.3 Fuzzy 控制^[92,144,145]

1. 模糊控制理论概述

模糊控制是近代控制理论中建立在模糊集合论基础上的一种基于语言规则与模糊推理的控制理论，它是智能控制的一个重要分支。

模糊控制与经典控制的根本区别在于它并不需要建立被控对象（或过程）的精确数学模型，而是完全凭借人的知识和经验，应用了人的思维和逻辑推理方法来“直观”地进行控制。即由目前结构：“检测—比较—计算—执行”发展到新的结构“识别—推理—决策—执行”。与一般 PID 控制在原理与方法上完全不同，模糊控制通过模糊逻辑和近似推理方法，把人的知识和经验形式化、模型化，变成计算机可以接受的控制模型，从而让计算机代替人来进行有效的实时控制^[144]。

模糊控制的基本原理可由图 6.2 表示，它的核心部分为模糊控制器，如图中的虚线部分所示。模糊控制器的控制规律由计算机的程序实现，模糊控制的基本思想是：微机经中断采样获取被控制量的精确值，然后将此量与给定值比较得到偏差信号 e 。一般选取偏差信号 e 作为模糊控制器的一个输入量，把偏差信号 e 的精确量进行模糊化处理变成模糊量，偏差 e 的模糊量可以用相应的模糊语言表示，得到了偏差 e 的模糊语言集合的一个子集。再由模糊子集和模糊控制规则根据模糊推理的合成规则进行模糊决策，得到模糊控制量为：

$$u = e \circ R \quad (6.7)$$

式中， u 为一个模糊量。

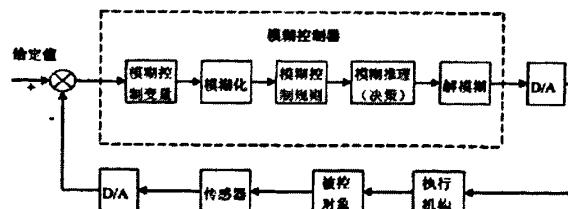


图 6.2 模糊控制原理图

Fig.6.2 The principle diagram of Fuzzy control

2. 隶属度函数

将在不同程度上具有某种特定性质的所有元素的总合叫做模糊集合。隶属度函数是

模糊控制最基本和最重要的概念，这是因为模糊集合是由隶属度函数描述，模糊集合的各种运算均利用隶属度函数来进行。在 $[0, 1]$ 闭区间无穷多值，从而构成连续逻辑函数即为隶属度函数，常用的隶属度函数有正态分布型、三角型和梯形。隶属度函数 $\mu_A(x)$ 应满足：

$$0 \leq \mu_A(x) \leq 1 \quad (6.8)$$

(1) 分解定理

分解定理可以把模糊集合问题转化成普通集合问题，对于给定的模糊集合 A 是论域 U 的一个模糊子集，其 λ 截集为 A_λ ，则：

$$A = \bigcup_{\lambda \in [0,1]} \lambda A_\lambda \quad (6.9)$$

其中， \bigcup 表示并运算。

分解定理给出了一种实用的两种集合转化方法，在模糊控制器的设计中分解定理可以将控制系统的精确量转换为模糊量，作为模糊控制器的输入。

(2) 扩张定理

扩张定理则可以把普通集合问题扩展到模糊集合中去：设存在普通映射 $f: X \rightarrow Y$ ，而模糊集合 $A \in F(X)$ ，则在映射 f 的作用下，有：

$$\begin{aligned} f: F(X) &\rightarrow F(Y) \\ A &\rightarrow f(A) \end{aligned} \quad (6.10)$$

且规定 $f(A)$ 的隶属度函数为：

$$\mu_{f(A)}(y) = \begin{cases} \sup_{x \in f^{-1}(y)} \mu_A(x) & f^{-1}(y) \neq \emptyset \\ 0 & f^{-1}(y) = \emptyset \end{cases} \quad (6.11)$$

在模糊控制器设计中应用扩张定理可以将模糊控制器输出的模糊量转换成精确量，用于被控对象的调节。

3. 模糊关系和模糊矩阵

模糊关系是模糊控制的重要概念之一，它反映了两个模糊集合之间的依赖程度。

模糊关系：以集合 A 和 B 的直积 $A \times B$ 为论域的一个模糊子集 R ，称为集合 A 到 B 的

关系。如果 $(x, y) \in A \times B$ 则称 $\mu_R(a, b)$ 为 (a, b) 具有关系 R 的程度。

模糊矩阵：设存在有限 $A = \{a_1, a_2, \dots, a_m\}$, $B = \{b_1, b_2, \dots, b_n\}$, 则 $A \times B$ 中的模糊关系 R 可以表示为 $m \times n$ 阶矩阵：

$$\begin{bmatrix} R(a_1, b_1) & R(a_1, b_2) & \dots & R(a_1, b_n) \\ R(a_2, b_1) & R(a_2, b_2) & \dots & R(a_2, b_n) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ R(a_m, b_1) & R(a_m, b_2) & \dots & R(a_m, b_n) \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

此矩阵成为模糊矩阵。模糊矩阵是模糊关系的表示方法，它可以像普通矩阵一样便于分析和计算^[145]。

4. 模糊推理

在模糊控制中用得最多得语句是“若 A 且 B 则 C ”语句。一般情况下误差用 A 表示，误差变化率用 B 表示，而控制量用 C 表示。

由于 A 是属于误差论域 X , B 是属于误差变化率论域 Y , 而 C 是属于控制量论域 Z 。故有三元模糊关系 R ：

$$\tilde{R} = \tilde{A} \times \tilde{B} \times \tilde{C} \quad (6.13)$$

Mamdani 推理法是一种在模糊控制中普遍使用的方法，它的本质是一种近似推理合成的方法。对于“if A and B then C ”语句，其关系 R 为：

$$\tilde{R} = \tilde{A} \times \tilde{B} \times \tilde{C}$$

5. 模糊控制系统的稳定性

模糊控制系统的稳定性问题直接关系到模糊控制的可控性，稳定性分析主要有两种方法：第一种方法是把模糊控制器等效于多值继电器，并用传统控制理论对以传递函数表达的过程进行稳定性分析；第二种方法是用模糊集理论对模糊控制系统进行稳定性分析。

6.2 Fuzzy—PID 控制器设计

6.2.1 模糊 PID 结构及 PID 参数整定

模糊控制的优点是不需要被控对象的精确数学模型；在实际中可根据经验(而不需要复杂数学模型)建立较好的非线性控制器。目前模糊控制器多是模糊 PID 型。本文中的 Fuzzy—PID 控制是将模糊推理运用于 PID 参数自整定，实现对 PID 参数的最佳调整。

使控制器具有 PID 较高的控制精度和模糊控制灵活而适应性强的特点, 更适于具有非线性和时变不确定性的空气悬架。Fuzzy-PID 复合型控制器系统结构如图 6.3:

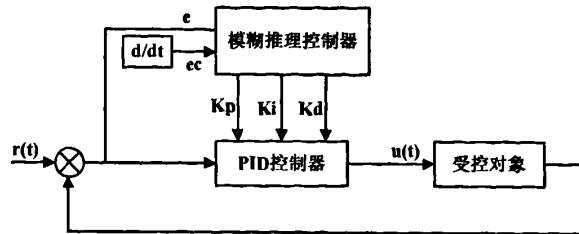


图 6.3 Fuzzy-PID 复合型控制器系统框图

Fig.6.3 The diagram of Fuzzy-PID compound controller system

数字 PID 可表示为:

$$u(k) = K_p e(k) + K_I \int_0^k e(k) dt + K_D \frac{d}{dt} e(k)$$

式中: $e(k)$ —系统误差; $ec(k)$ —系统误差变化率; K_p —比例系数, 影响系统响应速度和精度; K_I —积分作用系数, 影响系统稳态精度; K_D —微分作用系数, 影响系统动态性能。

6.2.2 模糊控制器的建立

1. 选择输入输出变量

车辆悬架性能评价指标有: 簧载质量加速度、悬架动行程和轮胎动载荷, 通常三者相互矛盾。本文假设悬架动行程和轮胎动载荷一定, 仅以簧载质量加速度均方根值为评价指标。 e =车身指标高度值-实际值, 误差变化率为 $ec(t)=\frac{de(t)}{dt}$ 。则 e 和 ec 作为模糊控制器的输入变量, PID 控制器的三个参数的变化量 ΔK_p 、 ΔK_I 和 ΔK_D 为模糊控制器的输出变量。

$$K_p = K_{p0} + \gamma_p \Delta K_p$$

$$K_I = K_{I0} + \gamma_i \Delta K_I$$

$$K_D = K_{D0} + \gamma_d \Delta K_D$$

K_{p0} 、 K_{I0} 和 K_{D0} 为 ΔK_p 、 ΔK_I 和 ΔK_D 的初始量; γ_p 、 γ_i 和 γ_d 为校正速度量。

2. 确定输入输出量的论域和比例因子

本系统中输入变量 e 和 ec 的模糊论域为 $e, ec = [-3, 3]$, 其模糊子集为

$$e, ec = \{NB, NM, NS, O, PS, PM, PB\}, \quad K_p, K_I, K_D = \{NB, NM, NS, O, PS, PM, PB\}$$

三个量化因子 K_e, K_{ec}, K_u 的量值分别为 1、1 和 50。

3. 建立模糊控制规则

模糊推理采用 Maxmin 模型。对于不同的 $|e|$ 和 $|ec|$, K_p 、 K_I 和 K_D 的整定原则如下：

- (1) 当 $|e|$ 较大时, 为使系统具有较好的跟踪性能, 应取较大的 K_p 和较小的 K_D , 同时为避免系统响应出现较大的超调, 应限制积分作用, 取 K_I 较大。
- (2) 当 $|e|$ 处于中等大小时, 为使系统响应具有较小的超调, 应取 K_p 小些。同时, K_D 的取值对系统的影响较大, K_I 的取值要适当。
- (3) 当 $|e|$ 较小时, 为使系统具有较好的稳定性能, K_p 和 K_I 均应取得大些。同时为避免系统在设定值附近出现振荡, K_D 值的选择根据 $|ec|$ 来确定: 当 $|ec|$ 值较小, K_D 取大一些。
- (4) 当 $|ec|$ 值较大时, K_D 取较小值, 通常 K_D 为中等大小。

由此得到模糊控制规则表^[145]为：

表 6.1 控制规则表

Tab.6.1 The table of control rule

		Ec															
		NB			NS			Z			PS			PB			
		ΔK_p	ΔK_I	ΔK_D	ΔK_p	ΔK_I	ΔK_D	ΔK_p	ΔK_I	ΔK_D	ΔK_p	ΔK_I	ΔK_D	ΔK_p	ΔK_I	ΔK_D	
E	NB	PB	PB	NB	PB	PS	NB	PB	PS	NS	Z	NB	NS	Z	NS	NB	
	NS	PB	PS	NB	PB	PS	NS	PS	Z	Z	Z	NS	NS	NS	NS	NB	
	Z	PS	Z	NS	PS	Z	Z	Z	PS	NS	Z	Z	NS	Z	Z	NS	
	PS	PS	Z	Z	PS	NS	Z	PS	NB	PS	PS	PS	NB	PS	Z		
	PB	Z	NS	Z	Z	NB	PS	NB	NS	PB	NB	PS	PS	NB	PB	Z	

4. 输出变量的解模糊化

解模糊采用重心法, 可求得所需要 PID 控制器参数 K_p 、 K_I 和 K_D 。

6.2.3 PID 控制器的设计

PID 控制器以车身指标高度值为控制量, 然后实现控制器的参数整定。

在 Matlab7.1Simulink 中借助 S 函数(系统函数) 和 Fuzzy Inference System Toolbox

构造 PID—Fuzzy 模块。其中 S 函数^[145~147]采用非图形化的方式描述系统，其内部采用文本方式输入描述系统的公式、方程，该方式适合复杂动态系统的数学描述，且可在仿真中实现精确的控制。

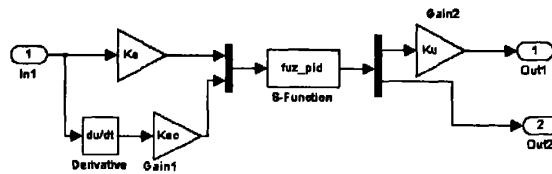


图 6.4 Fuzzy-PID 控制器结构

Fig.6.4 The structure of Fuzzy-PID controller

图 6.4 中，out1 表示系统输出曲线，out2 表示控制器参数曲线。S 函数 fuz_pid.m 构造出 Fuzzy—PID 模块^[145,148]。首先手工整定 PID 参数的初始值为 2000, 1 和 0，然后模糊推理结果由系数($K_e, K_{ec}, \gamma_p, \gamma_i, \gamma_d, K_u$)来修正。

6.3 1/4 车辆模型仿真分析

6.3.1 控制参数的确定

在 Simulink 构建的模型中，取某型号客车参数 $m_s=1010\text{Kg}$, $m_a=175\text{Kg}$, $K_t=756\text{KN/m}$, $K_s=1000\text{KN/m}$ 。

考虑到本文研究的是豪华客车以及我国公路路面谱基本上在 A、B 和 C 三级范围内，其中 B、C 级路面占的比重较大。本文设汽车在 A 级路面以 $V=110\text{Km/h}$ 的速度行驶，在 B 级路面以 $V=50\text{Km/h}$ 的速度行驶，在 C 级路面以 $V=50\text{Km/h}$ 的速度行驶，路面输入采用滤波白噪声。

6.3.2 仿真结果输出

通常空气悬架三项性能评价指标为：乘坐舒适性（由簧载质量垂直振动加速度评价）、操纵稳定性（悬架动行程）和轮胎接地性（轮胎动载荷）。

车速为 110km/h 时，在标准 A 级路面行驶时三项性能指标的时间历程响应，如图 6.5~6.7 所示。

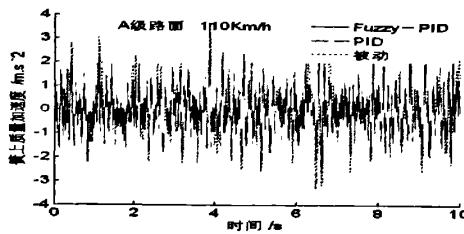


图 6.5 簧载质量加速度

Fig.6.5 Acceleration of the sprung mass

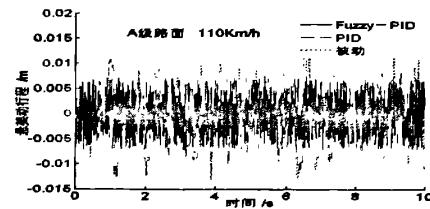


图 6.6 悬架动行程

Fig.6.6 The dynamic stroke of suspension

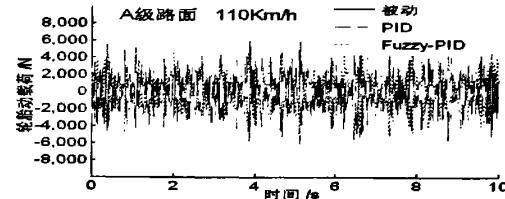


图 6.7 轮胎动载荷

Fig.6.7 The dynamic load of the tire

车速为 50km/h 时, 在标准 B 级路面行驶时三项性能指标的时间历程响应, 如图 6.8~6.10 所示。

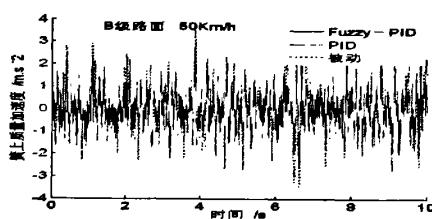


图 6.8 簧载质量加速度

Fig.6.8 Acceleration of the sprung mass

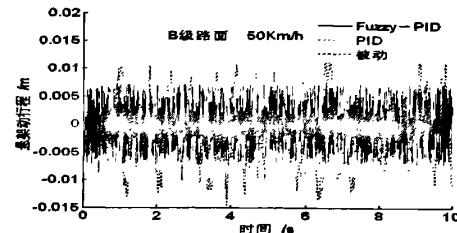


图 6.9 悬架动行程

Fig.6.9 The dynamic stroke of suspension

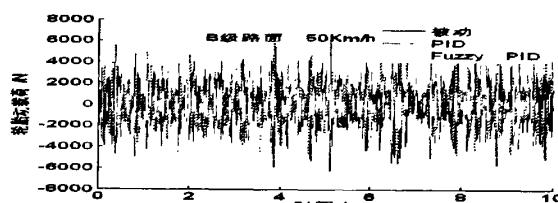


图 6.10 轮胎动载荷

Fig.6.10 The dynamic load of the tire

车速为 50km/h 时, 在标准 C 级路面行驶时三项性能指标的时间历程响应, 如图 6.11~6.13 所示。

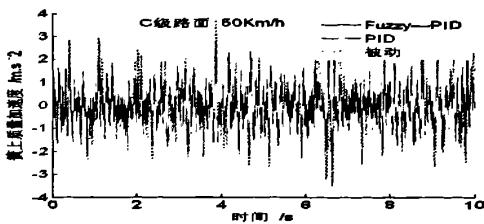


图 6.11 簧载质量加速度

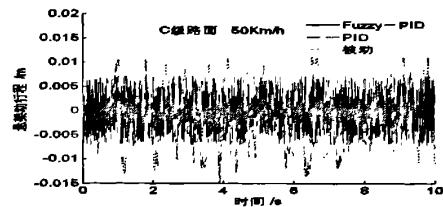


图 6.12 悬架动行程

Fig.6.11 Acceleration of the sprung mass

Fig.6.12 The dynamic stroke of suspension

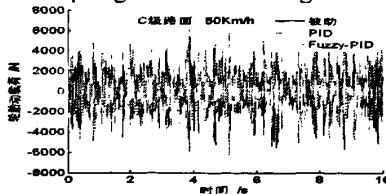


图 6.13 轮胎动载荷

Fig.6.13 The dynamic load of the tire

仿真结果表明，在 A、B 和 C 三级路面上，对于以一定车速行驶三种工况下的该型客车，Fuzzy-PID 控制空气悬架的簧载质量加速度信号都小于 PID 控制空气悬架和被动空气悬架；同时，悬架动行程也得到不同程度的改善，轮胎动载荷略微恶化。

6.4 本章小结

本章设计了 Fuzzy-PID 控制器，并对 1/4 车辆模型进行了控制仿真。空气悬架采用了 Fuzzy-PID 控制器后，簧载质量加速度和悬架动行程均有下降，表明 Fuzzy-PID 控制器对空气悬架具有较好的控制效果。

第七章 空气悬架台架实验

为验证基于空气悬架 1/4 车辆模型仿真中所采用的 Fuzzy—PID 控制算法的合理性和控制效果, 本文设计了两自由度空气悬架悬架试验台和相应的测控系统。在相同路面激励的前提下, 通过施加 Fuzzy—PID 控制、PID 控制和不加控制的实验数据对比, 检验控制策略的有效性和可行性。

7.1 试验台主体

7.1.1 概述

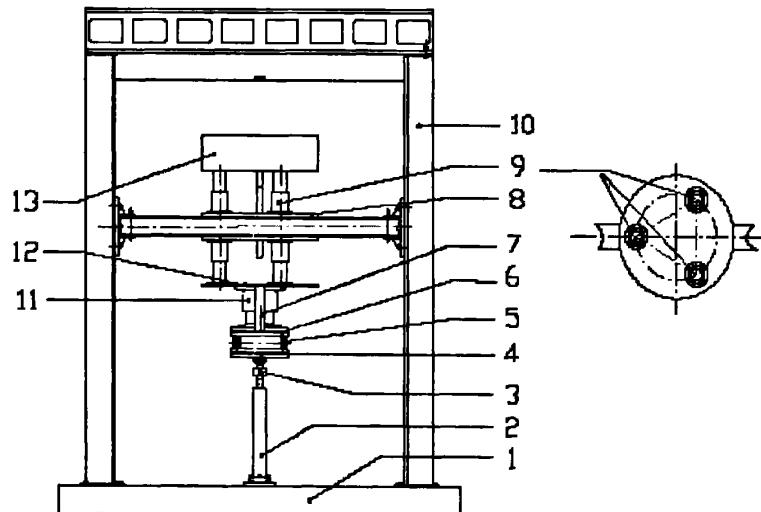


图 7.1 空气悬架试验台系统主体示意图

1-底座 2-油缸 3-激振头 4-连接托盘 5-螺旋弹簧 6-非簧载质量配重 7-减振器

8-横梁 9-滚动直线导套副 10-立柱 11-空气弹簧 12-连接托盘 13-加载箱

Fig.7.1 The diagram of the main body of air suspension test-bed system

1 Base 2 Hydro cylinder 3 Vibration generator 4 Connection tray 5 Coil spring

6 unsprung mass 7 Shock absorber 8 Beam 9 Linear rolling guide sleeve

10 Upright post 11 Air spring 12 Connection tray 13 Loader box

空气悬架试验台架由簧载质量、非簧载质量、空气弹簧、减振器、激振系统、气路系统以及相应的连接、支撑和导向机构组成。如图 7.1 所示, ① 试验台主体采用龙门框

架结构。② 三组圆柱型滚动直线导套副作为簧载质量的定位及导向机构，均匀布置在横梁托盘的圆周上，保证簧载质量在垂直方向的振动。③ 簧载质量由加载箱及所加钢砂的质量构成，通过加载不同的质量可以模拟车辆装载不同的质量时的振动；④ 一组螺旋弹簧用来模拟只考虑具有径向刚度的轮胎；并通过六根导杆紧固在连接盘上，连接盘与车轮托盘之间布置导杆进行导向，防止模拟车辆的弹簧产生较大的侧倾。图 7.2 是空气悬架试验台架主体安装后的照片。

其中由直线(运动球)轴承和(直线)圆柱轴构成圆柱型滚动直线导套副。直线轴承其结构是在外圈之内装有保持器，保持器装有多组轴向滚动钢球，用于无限行程与圆柱轴配合使用。保持器的两端以内弹簧挡圈固定，在各组钢球受力工作的直线轨道方设有缺口窗；此结构保证承载钢球与轴作滚动点接，故使用载荷小。钢球以极小的磨擦阻力旋转，从而能获得高精度的平稳运动，广泛用于精密设备。直线轴承安装时，须和轴中心线成一直线。若轴倾斜插入，滚珠可能会脱落，或造成保持架变型，而对直线轴承造成损坏外加载荷应该平均分配在整个轴承上，尤其是承受瞬间载荷时，应使用两个或更多的轴承。直线轴承不承受旋转载荷，否则可以导致意外事故。



图 7.2 1/4 台架试验系统结构图

Fig. 7.2 The structure diagram of one-quarter bench-test system

考虑实验台的实际情况，设置悬架系统的主要参数如表 7.1 所示。本试验系统的簧载质量、非簧载质量、轮胎刚度及减振器等效阻尼系数均可在一定的范围内调整。经过理论计算，试验系统的两阶固有频率为：1.58Hz 和 11.4Hz。

表 7.1 悬架系统的主要参数

Tab.7.1 Main parameters of air susoension system

簧载质量 (kg)	非簧载质量 (kg)	轮胎刚度 (kN/m)	悬架弹簧刚 度(kN/m)	减振器阻尼系数 (kN · s/m)
1010	175	756	100	6.6

7.1.2 激励系统

试验在 8800 数控液压伺服激振试验台上进行, 8800 数控液压伺服激振试验台由微机、压力传感器、位移传感器、油泵、控制器、伺服阀、激振头, 以及电荷放大器、A/D、D/A 转换等模块组成。该激振系统的结构及试验原理如图 7.3 所示, 实物图如图 7.4。

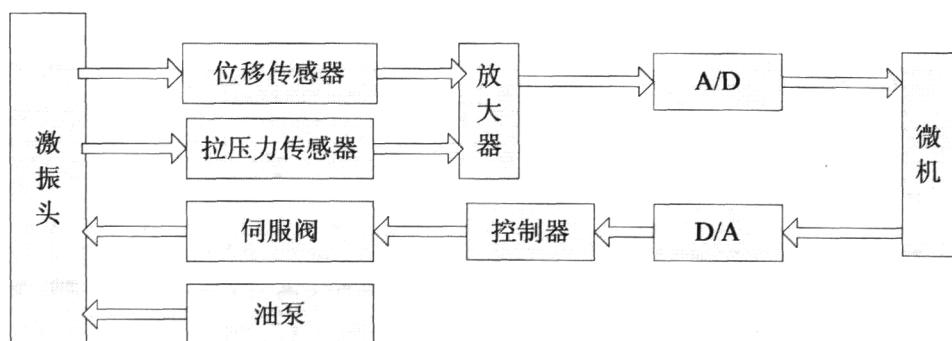
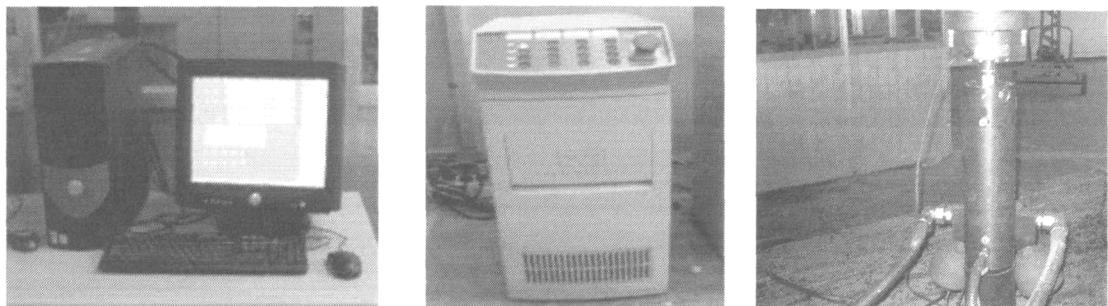


图 7.3 8800 数控液压伺服激振实验台结构原理框图

Fig.7.3 The structure principle diagram of the 8800 nc hydraulic servo excitation Test bench



a) 计算机

b) 8800 数控柜

c) 激振头

图 7.4 8800 数控液压伺服激振系统

Fig.7.4 8800 nc hydraulic servo excitation system

a) PC b) 8800 numerical control cupboard c) Vibration generator

7.1.3 气动系统^[122,127,149]

1. 气动系统的设计

在满足安全的前提下, 台架试验气路系统最大程度的逼近整车气路布置状况, 包括气动元件、气管长度、管道内径、管道材料、管道在底盘的绕置、弯曲情况等。管路系

系统的布置基于以下原则：其一，满足气路系统的安全性及避免可能出现的故障；其二，根据课题要求满足试验系统对气路系统提出的性能要求；其三，综合考虑供气的压力、空气质量和可靠性及经济性；其四，设置好气路系统适宜的使用环境。

2. 气动系统的组成

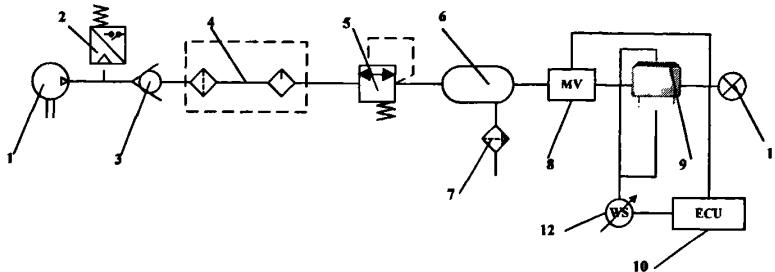


图 7.5 台架试验系统气动管路图

1 空压机 2 压力开关 3 单向阀 4 干燥器 5 溢流阀 6 储气筒 7 排水阀
8 ECAS II 电磁阀 9 空气弹簧 10 ECU 11 压力变送器及二次仪表 12 ECAS 高度传感器

Fig.7.5 The system diagram of the gas path

1. Air compressor 2. pressure switch 3 Holding valve 4 Aire
5 Spillover valve 6 Air holder 7 Drip valve 8 ECAS II solenoid valve 9 Air spring
10 ECU 11 Pressure transmitter and secondary instrument 12 Height sensor of ECAS

(1) 气源设备

用于产生、处理和贮存一定能量的压缩空气的设备，如空气压缩机和储气筒等。

- ① 空压机(空气压缩机)：将电能转换为压缩空气的压力能，为气路提供压缩气体。
- ② (客车用)储气筒：贮存一定量压缩空气。用于贮存制动管路里面空压机来的压缩空气，给整个制动系统提供足够的工作气压，并将压缩空气中的部分水分凝结聚积于底部，通过自动放水阀排入大气。

(2) 气源处理元件

用于清除管道内的空压机输出的压缩空气中的水分、油分、粉尘和锈屑等污染物。

- ① 油水分离器：依靠绝热膨胀和自然冷却降温，分离压缩空气中的水分、油分和粉尘等；干燥空气；消除压力脉动；贮存一定量压缩空气。
- ② 自动排水器：自动排除管道低处、油水分离器、气罐及各种过滤器等处的冷凝水到大气中。

(3) 气动执行元件

将压缩空气压力转换为机械能的一种传动元件，驱动机构作直线往复运动、摆动和

旋转运动，如空气弹簧和驱动减振器有级切换的摆动气缸等。

(4) 气动控制元件

气动控制元件用来控制和调节压缩空气的压力、流量和流动方向，保证气动执行元件按照气动控制系统规定程序进行正常工作。包括压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀。

实验气路中的压力控制阀中有调压阀、安全阀和溢流阀等。

① 调压阀(减压阀)：将较高的进口空气压力降低到符合使用的出口压力，并保证出口空气压力的稳定。

② 溢流阀：保持回路内的压力在规定值的范围内，超过其最高压力时，部分气体从排风口放出的一种不可逆型的控制阀。

③ 安全阀：防止元件和管路等的破坏，而限制回路中最高压力，超过其最高压力就自动放气。

方向控制阀是用来改变气体流动方向或通断。实验气路中有如单向阀、手动球阀和客车用电磁阀总成。

④ 单向阀：用于气制动管路阻止气体倒流，从而防止出气口管路内的压缩空气被意外排放，是二位二通阀。

⑤ 球阀：控制流动空气的通断，是二位二通阀。

⑥ 客车用电磁阀总成：控制客车用空气悬架的充、放气。

(5) 传感及转换元件

压力变送器及二次仪表：显示空气弹簧内部气压；保护空气弹簧，防止内压过高损坏气囊。

高度传感器：包括直线圆柱型位移变送器和客车用高度传感器，用来测量空气悬架动行程。

(6) 气动辅助元件

压力开关、管道及管接头要求易于装拆、连接牢固、安全和不漏气等。其中压力开关设有停机压力(高)和启动气压(低)。

2. 气动系统的安装调试并使用维护

气路设计是空气悬架设计的关键技术之一：

① 气动系统的安装是设计的延续，包括：管道和元件的安装。要保证运行可靠、

布局合理、安装工艺正确、维修及检测方便。

② 调试前要全面了解系统和元件的原理、结构、性能和操作方法。调试时，分别进行空载运行和负载试运转。

③ 气动系统使用时，应保证安全性和系统功能的实现。

④ 维护工作的目标是：保证供给气动系统清洁干燥的压缩空气；气动系统的密封与防渗漏；保证在规定的工作条件下，气动执行机构的正常工作。

合理的气路设计，尤其气路的密封与泄漏防治，对提高空气悬架控制系统的控制效能、降低空气介质消耗、减少空气弹簧的频繁充放气，从而延长元件的使用寿命至关重要^[136]。

3. 气动系统主要设备和元件

试验系统采用的空气弹簧、空气压缩机、空气滤清器和电磁阀总成的型号及参数见表 7.2~7.5；气动系统的主要设备和元件见图 7.6。

表 7.2 空气弹簧型号参数表
Tab.7.2 The type and parameter of the air spring

型号	644 N	极限负荷	2900kg
工作高度	225-295mm	工作压力	0.3~0.7MPa
固有频率	1.25-1.45HZ	生产厂	德国 Contitech 公司

表 7.3 空气压缩机型号参数表
Tab.7.3 The type and parameter of the air compressor

型号: w-0.9/12.5	排气量: 0.90m ³ /min	排气压力: 1.25MPa
功率: 7Kw	额定转速: 2900r/min	生产厂: 上海捷豹压缩机制造有限公司

表 7.4 油水分离器型号参数表
Tab. 7.4 The type and parameter of the oil separator

型号: FI-200	最高使用压力: 1MPa	调压范围: 0.05~8.5MPa
处理流量: 0.1~0.48%	处理精度: 0.1 μm	除油率和除水率: 99%
阀型: 带溢流型	生产厂: 浙江福盛	

表 7.5 电磁阀总成型号及参数表
Tab. 7.5 The type and parameter of the electric magnetic

型号: 2W 系列	动作方式: 先导式	型式: 常断式
使用压力范围: 0~10V	功率 <15W	工作温度: -5~80℃
	生产厂: 美国 Wabco (瓦博克)公司	

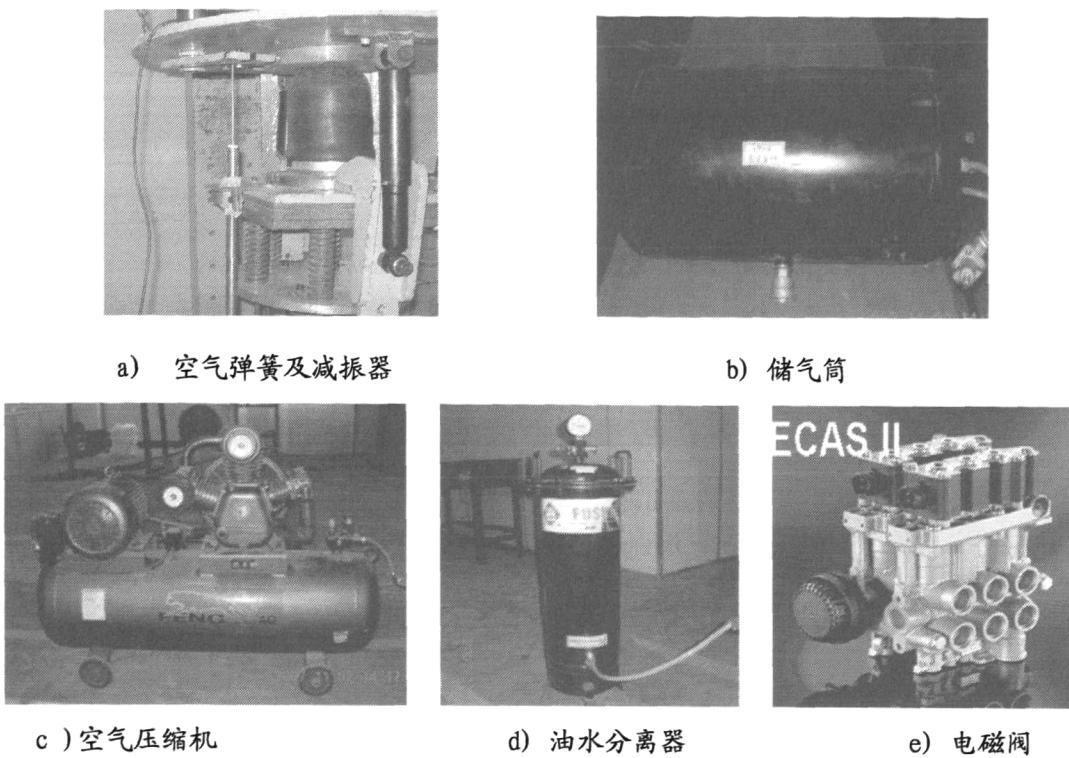


图 7.6 空气悬架试验台架及主要设备

Fig.7.6 Test bench of air suspension and main equipment of it

1 Air spring and shock absorber 2 Air storage tank
 3 Air compressor 4 Water oil separator 5 Soleniod valve

7.2 试验测控系统

本试验系统采用的试验设备主要有美国 INSTRON 公司 8800 数控液压伺服振动测试系统、空气弹簧、减振器、单片机控制器、加速度传感器、位移变送器、压力变送器、车用空气悬架高度传感器、电荷放大器、Wavebook 信号采集器、电脑等，试验原理如图 7.7 所示。

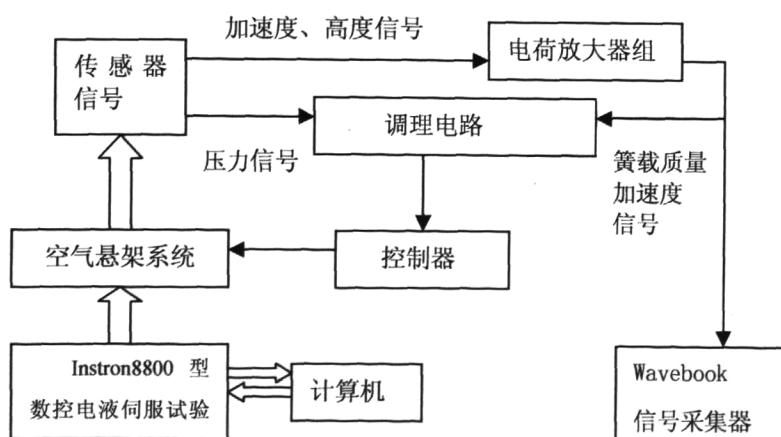


图 7.7 试验系统的工作原理图

Fig.7.7 Work principle diagram of the test system

7.2.1 测试系统

结合本试验的目的及要求，需要测量簧上、非簧载质量垂直振动加速度、悬架动行程（即簧上、非簧载质量的相对位移）以及轮胎动载荷，以验证本文所设计的 Fuzzy—PID 控制器是否达到提高车辆行驶平顺性的要求，同时为了保证试验安全及空气弹簧有效工作，还应实时检测空气弹簧内的气体压力，因此本文需要使用加速度传感器分别测量簧上、非簧载质量垂直振动加速度，位移传感器测量簧上、非簧载质量的相对位移，压力传感器测量空气弹簧内的气体压力。各变送器及传感器的参数和实物分别见表 7.6~7.8 和图 7.8。

表 7.6 绝对压力变送器型号参数表

Tab7.6 The type and parameter of pressure transmitter

型号规格: TANGE-1000	压力量程: 0-1.6MPa	工作电源: 24VDC
输出信号: 0-5VDC	准确度: $\leq 0.2\%FS$	线性: $\leq 0.15\%FS$
允许过载: 120 %FS	连接螺纹: 1/4NPT	适应环境: -20°C—70°C
生产厂: 杭州天矩传感仪器有限公司		

表 7.7 位移变送器型号参数表

Tab7.7 The type and parameter of displacement sensor

型号: TGZ-200	量程: $\pm 100\text{mm}$	型式: 差动变压器式
供电电压: 24V	输出信号: 0-5V	综合精度: $<0.5\%$
频率特性: $<1\text{KHz}$	生产厂: 杭州天矩传感仪器有限公司	

表 7.8 加速度传感器型号参数表

Tab7.8 The type and parameter of the accelerationsensor

型号: YD-12 2194/2152	最大允许加速度 104m/s^2	电荷灵敏度 $1.61\text{PC/m}\cdot\text{s}^2$
绝缘电阻 $>10.00\text{M}\Omega$	电容 510PF	生产厂: 扬州无线电二厂

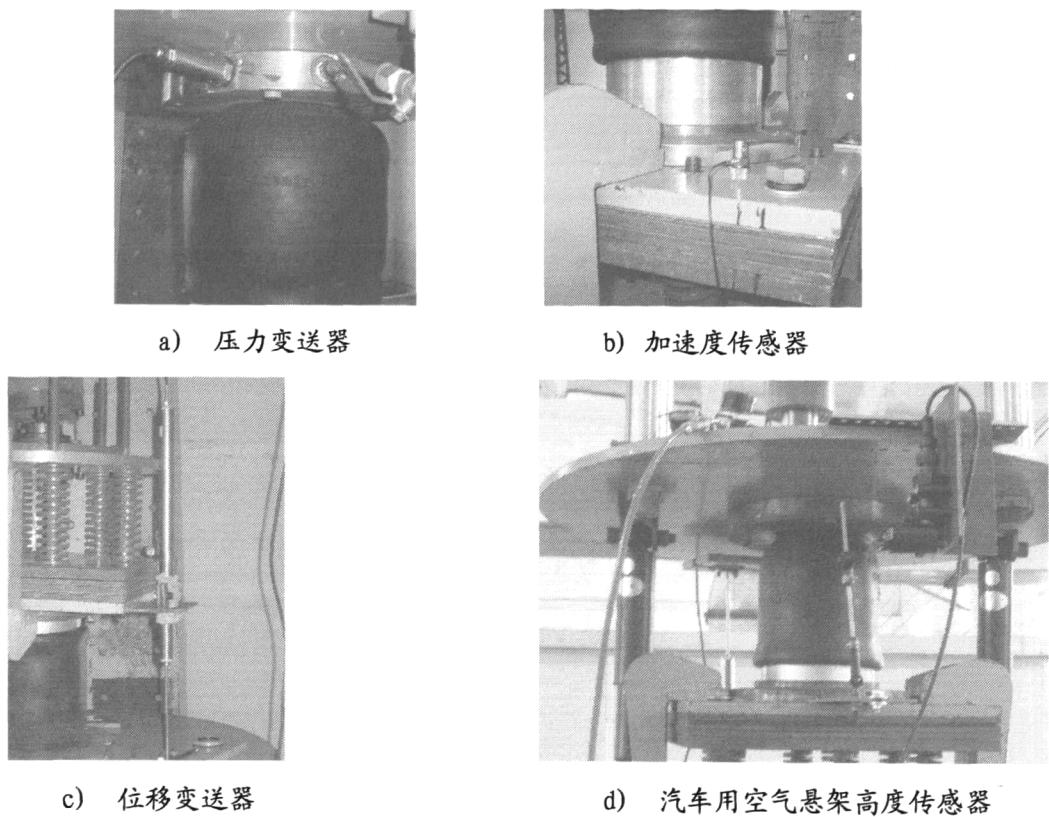


图 7.8 变送器及传感器

Fig7.8 Transmitter and sensor

- a) Pressure transmitter b) Acceleration instrument
- c) Displacement transmitter d) Height sensor of ECAS

本文所测量的信号分两路采集：一路簧载质量垂直振动加速度（经电荷放大器放大后）和空气弹簧压力信号，通过信号调理模块进入单片机进行控制运算，如图 7.10 所示；另一路簧上、非簧载质量垂直振动加速度信号和簧上、非簧载质量相对位移（即动行程）信号，通过电荷放大器，由 Wavebook 信号采集器采集并通过 Dasylab 软件进行信号分析及处理，可用来观察 Fuzzy-PID 控制器的控制效果，如图 7.9 所示

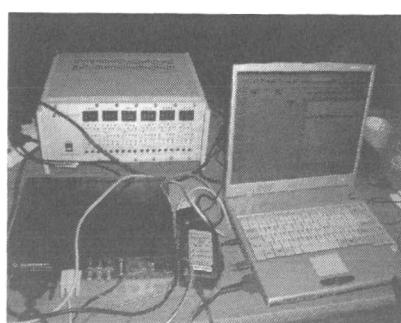


图 7.9 电荷放大器与 Wavebook 信号采集器

Fig.7.9 Eletic amplifier and Wavebook signal gathering

Wavebook 信号采集器由美国 Iotech 公司生产，型号 512Tm。它是一种信号采集变送系统，可以将电荷放大器输出的模拟信号转化为数字信号，通过数据线传输到微机，记录实验数据。它最多可以同时支持 8 个通道的模拟信号输入。

DasyLab 软件是一种较为通用的信号采集分析软件，它可以同时接收和保存 Wavebook 各个通道传来的加速度信号，并支持对采集的信号进行实时的数字滤波和频谱分析。

7.2.2 控制系统

为实现根据不同的行驶工况调节空气弹簧的高度和刚度，需要设计相应的控制系统。本文控制系统的电子控制单元（ECU）采用美国 Freescale（飞思卡尔）的 8 位微控制器 MC9S08GB60。

MC9S08GB60 是 HCS08 系列的首款产品，是 HCS08 系列 MCU 的一个典型产品。

HCS08 系列的共性：① 40-MHz HCS08 CPU(中央处理器)；② HC08 指令集和 BGND 附加指令；③ 背景调试系统；④ 在线调试时允许单个断点设置(另加片上调试模块的两个断点)；⑤ 调试模块包括两个比较器和九种触发模式，八级深度的 FIFO 用来存储程序流程改变的地址和事件数据，调试模块支持标志符和强制两种断点；⑥ 支持多达 32 个中断/复位源；⑦ 低功耗模式：等待模式和三种停止模式；⑧ 系统保护特征：可选的计算机正常操作(COP)复位、低电压检测复位或中断非法指令码检测复位、非法地址检测复位(有些设备没有非法地址)。

MC9S08GB60 的特点：

- ① 60K 带块保护和安全机制的可片上在线编程的 FLASH 存储器；
- ② 4K 片上随机存储器(RAM)；
- ③ 8 通道，10 位模数转换器(ATD)；
- ④ 两个串行通信接口模块(SCI)；
- ⑤ 串行外设接口模块(SPI)；
- ⑥ 时钟源可选晶体振荡器、陶瓷谐振器、外部时钟或经精确 NVM 校准的内部时钟；
- ⑦ 高达 100 kbps 的 IIC 总线(IIC)；
- ⑧ 一个 3 通道和一个 5 通道的 16 位定时器/脉宽调制器(TPM)模块，每个通道可以选择输入捕捉、输出比较和边缘对齐 PWM 等功能。每个定时模块的每个通道可配置

为带缓冲的中心对齐的脉宽调制(CPWM)模式;

⑨ 8 引脚键盘中断模块(KBI);

⑩ 16 个大电流引脚(受封装形式限制);

⑪ 端口引脚作为输入时, 可以通过软件设置是否有内部上拉, 端口的每一位都可。

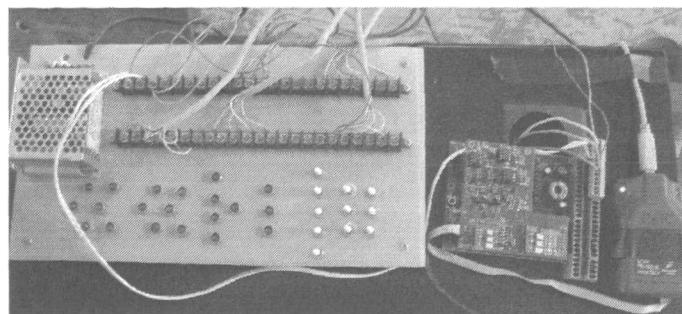


图 7.10 控制系统

Fig.7.10 Control system

控制系统硬件由传感器、信号调理电路、ECU、D/A 转换和执行元件等组成, 软件使用 C 语言编程, 完成功能。

7.3 试验结果分析

本试验过程中激励信号采用模拟 B 级路面、车速 50km/h 的白噪声随机输入信号, 试验时间 30s, 采样间隔 0.01s, 空气弹簧工作高度 257mm, 分别采集被动空气悬架、加 Fuzzy—PID 控制空气悬架的簧载质量垂直振动加速度、悬架动行程和轮胎动载荷, 如图 7.10~7.12 所示。

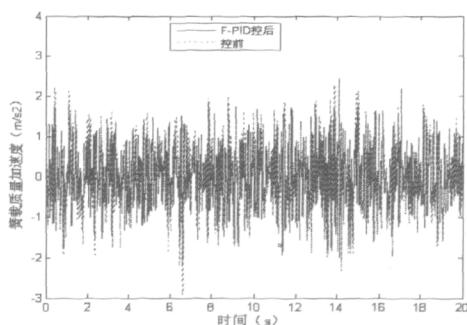


图 7.10 簧载质量垂直振动加速度图

Fig.7.10 Vertical acceleration of sprung mass

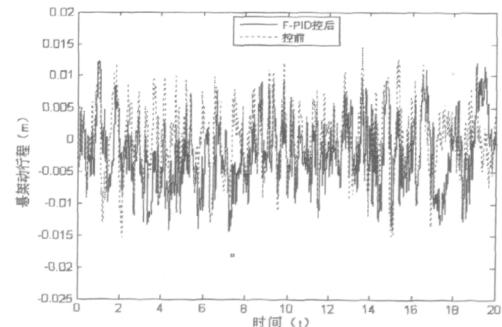


图 7.11 悬架动行程

Fig.7.11 The dynamic stroke of the suspension

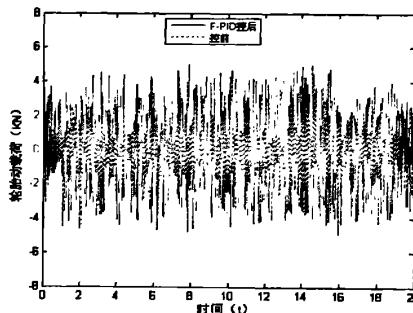


图 7.12 车轮动载荷

Fig.7.12 The dynamic load of the tire

将簧载质量、非簧载质量垂直振动加速度的时域信号进行数据处理，得到簧上、非簧载质量的频域响应输出，由此可知簧载质量的固有频率在 1.5Hz 左右，非簧载质量的固有频率在 12.7Hz 左右，与理论计算值比较吻合，说明实验台的设计是正确的。

试验结果与 B 级路面、车速 50km/h 的仿真结果对比见表 7.9。

表 7.9 试验、仿真数据对比表

Tab7.9 The contrast between the test data and the simulation data

		试验			仿真		
		控制前 (被动 悬架)	控制后 (Fuzzy—PID 控制)	性能 提高	控制前 (被动 悬架)	控制后 (Fuzzy—PID 控制)	性能 提高
簧载质量垂 直振动加速度 (m/s^2)	均方 根值	0.8832	0.7693	12.89%	1.048	0.8443	19.44%
悬架动 行程 (m)	均方 根值	0.0049 4	0.00457	7.48%	0.00538	0.00456	15.24%
车轮动 载荷 (N)	均方 根值	1714	1735	-1.23%	1826	1855	-0.69%

由以上试验数据图表可知：

(1) 试验数据除了轮胎动载荷略有恶化，其他两项指标都有不同程度的降低，其中簧载质量垂直振动加速度的均方根值下降了 12.89%，说明本文所设计的控制器有效地改善了车轮的行驶平顺性。

(2) 试验系统的性能指标较仿真模型的性能指标小一些，这主要由于仿真时，对悬架系统进行了简化，如只考虑空气弹簧、轮胎的刚度和减振器的阻尼，没有考虑空气弹簧和轮胎的阻尼以及减振器的刚度，使得仿真模型不能完全真实的模拟车辆悬架。试验和仿真的数据比较接近，特别是簧上、非簧载质量的固有频率的理论计算值与试验值比较吻合，证明了所建模型的正确性。

7.4 本章小结

在设计的电控空气悬架实验台上,以模拟路面的随机激励输入分别对被动空气悬架使用 Fuzzy-PID 控制的空气悬架进行了试验,并对试验数据进行处理分析。从试验结果可以看出,通过使用 Fuzzy-PID 控制器,可以得到较好的悬架特性,从而有效地提高了车辆的行驶平顺性。

第八章 整车实验

8.1 试验仪器及方案

试验对象：亚星 YBL6891H 型客车（满载）

试验道路：平整沥青路面(假定为 B 级路面)

试验天气：晴

试验车速：车速 50Km/h

试验仪器：压电式加速度传感器

SD-5A 电荷放大器

MR-30C 磁带机

SD380 数据处理器

Wavebook 信号采集器

DasyLab 软件。

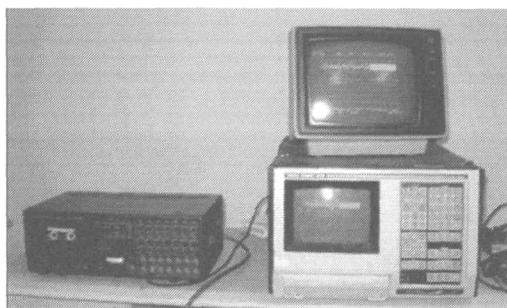


图 8.1 SD380 动态频谱分析仪及磁带机



图 8.2 压电式加速度传感器

Fig.8.1 Tape handler and the dynamic frequency spectrum analyser of SD380

Fig.8.2 Piezoelectric acceleration sensor

该试验主要测量汽车后座椅垂直方向加速度响应值，被测点选取原则为：该测点能较好地反映系统的振动，并且易于安装加速度传感器。本次试验测点布置在后车桥上方左侧第一个座椅处。将加速度传感器安装在所选定的位置，保证传感器与汽车连接可靠。

试验路面采用的是平顺性试验专用试验路段，路面要求符合汽车平顺性随机输入试验方法中规定的要求：试验路面干燥平直，纵坡不大于 1%，不平度均匀无突变，长度不小于 3km，两端有 30m~50m 的稳速带。路面等级符合 GB/T7031-86《车辆振动输入路面不平度表示方法》规定的 B 级路面。试验在满载工况下进行，车内载荷物均匀分布，

固定牢靠，遵守 GB/T4970—1996《汽车平顺性随机输入行驶试验》的要求。试验车速为 50km/h。



图 8.3 亚星 YBL6891 型客车

Fig.8.3 YAXING YBL6891-TYPE bus

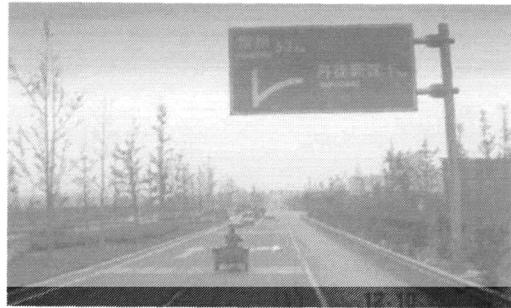


图 8.4 B 级路面

Fig.8.4 Road surface of B-grade

试验时，汽车在稳速段内稳住车速，然后以 50km/h 匀速通过试验路段。驶出试验路段后关闭测试仪器。样本记录长度不短于 3min。

8.2 模型验证

8.2.1 数据处理

将采集记录的测点加速度响应的时间历程通过 MATLAB 软件进行处理，图 8.5 为试验得到的后桥座椅处垂直方向振动加速度曲线，图 8.6 为该测点的加速度自功率谱密度。

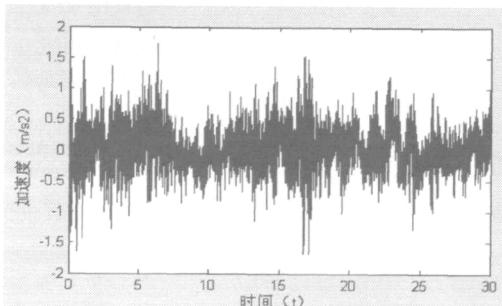
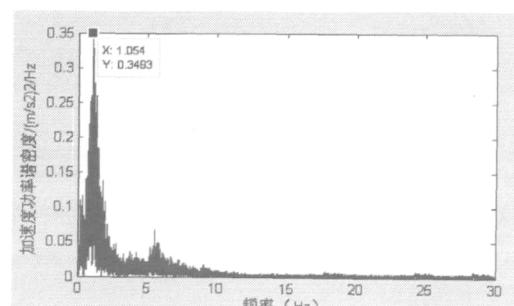
图 8.5 试验得到的后桥上方座椅处
垂直方向加速度信号图 8.6 试验得到的后桥上方座椅处
垂直方向加速度功率谱密度

Fig.8.5 Vertical acceleration signal in the seat above the rear axle from the test

Fig.8.6 Vertical acceleration spectrum in the seat above the rear axle from the test

可将试验得到的曲线与同种工况下仿真得到的曲线分别在时域和频域中对比，如图 8.7、8.8：

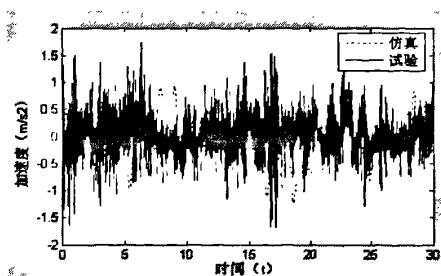


图 8.7 试验与仿真得到的后桥上方座椅处
垂直方向加速度信号对比

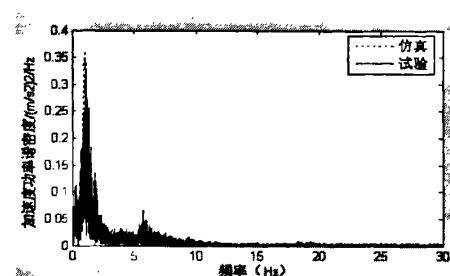


图 8.8 试验与仿真得到的后桥上方座椅处
垂直方向加速度功率谱信号对比

Fig.8.7 The comparision of vertical acceleration signal between the test and simulation in the Seat above the rear axle

Fig.8.8 The comparision of vertical acceleration spectrum between the test and simulation in the seat above the rear axlet

从图 8.8 中可以看出, 试验与仿真得到的频谱图最大峰值处的频率几乎相同。事实上, 仿真得到的最大峰值处的频率为 1.057Hz, 对应的功率谱密度值为 $0.362(\text{m/s}^2)^2$, 而试验得到的最大峰值处的频率为 1.054Hz, 对应的功率谱密度值为 $0.3445(\text{m/s}^2)^2$, 由此可见, 本文建立的模型是正确的。

8.2.2 误差分析

由图 8.7、8.8 可以看出, 试验和仿真的数据仍有差别, 主要是以下原因:

- (1) 仿真模型未将大客车车架作为弹性体处理, 实际上该空气悬架客车的整车跨度较大 (轴距为 4.33m), 车架的刚度较低, 这样模型误差势必导致理论分析与试验结果的偏差。
- (2) 本文在仿真模型中未考虑动力总成 (如发动机振动) 对汽车平顺性的影响, 这也造成仿真结果与试验结果存在差别。
- (3) 由于没有实测试验道路的路面谱, 而是以白噪声生成的路面时域信号作为系统的输入, 并且未考虑轮胎的阻尼作用, 这也将造成仿真结果的偏差。
- (4) 实际汽车的横摆振动对垂直振动有影响, 在仿真中这个因素也未与考虑, 这也将带来偏差。

8.3 控制试验

这里仍取优化后的亚星 YBL6891 型客车的参数 (优化后), B 级路面、 50km/h 、

满载、中位的工况进行 Fuzzy-PID 控制半主动空气悬架和被动悬架性能的试验，其座椅处垂向加速度曲线如图 8.9，左前悬架动行程对比曲线如图 8.10，左前轮胎动载荷对比曲线见图 8.11。

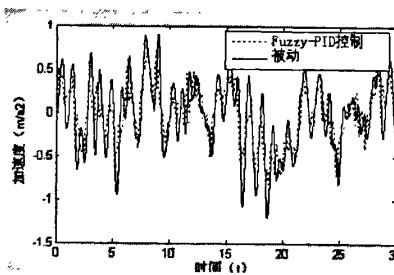


图 8.9 座椅处垂向加速度

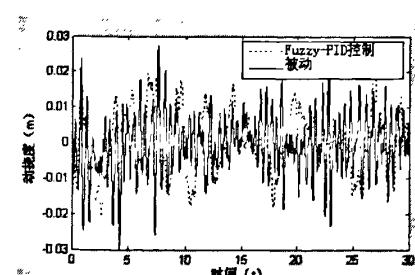


图 8.10 悬架动行程

Fig.8.9 The acceleration of sprung mass

Fig.8.10 The dynamic stroke of suspension

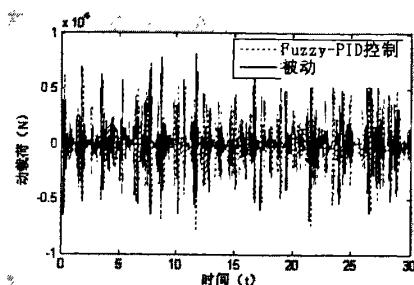


图 8.11 轮胎动载荷

Fig.8.11 The dynamic load of the tire

表 8.1 给出了路面对白噪声激励下，被动悬架与 Fuzzy-PID 控制半主动空气悬架的座椅处垂向加速度、悬架动行程、轮胎动载荷的均方根值。试验结果表明，Fuzzy-PID 控制空气悬架的座椅处垂向加速度比被动悬架有明显改善，说明施加了 Fuzzy-PID 控制的空气悬架提高了车辆的平顺性，有一定的优越性。

表 8.1 被动悬架与 Fuzzy-PID 控制悬架性能对比

Tab 8.1 The performance comparison between the passive suspension
and the Fuzzy-PID control suspension

仿真结果工况		座椅处加速度 均方根值 (m/s^2)	悬架动行程 均方根值 (m)	轮胎动载荷 均方根值 (N)
B 级路面， 50km/h， 满载，低位	被动悬架	0.4081	0.00803	2017
	Fuzzy-PID 悬架	0.3134	0.00757	2127
	性能提高	23.2%	5.73%	-5.5%

由试验数据图表可以看出：座椅处垂向加速度均方根值下降了 23.2%，平顺性得到了较大的提高，另外悬架动行程和轮胎动载荷的均方根值有了较小的上升，但仍在约束条件以内。仿真结果说明本文所设计的 Fuzzy-PID 控制器能够有效地改善车轮的行驶平顺性。

第九章 结论和展望

悬架的安全性能是汽车交通安全的重要环节，它影响车辆的行驶平顺性和操纵稳定性。其中空气悬架以空气弹簧为弹性元件。空气悬架技术是未来车辆，尤其是商用车悬架技术的发展趋势。

空气悬架关键技术包括：空气弹簧设计与制造技术、匹配技术、减振器设计、导向机构设计和控制技术，是当今悬架研究的热点领域之一。其研究涉及帘线/橡胶复合材料、橡胶产品制造工艺、空气弹簧力学、传感技术、悬架匹配技术、导向机构力学分析、运动学和动力学分析、车辆试验技术等。本文以空气悬架动力学模型为研究对象，结合平顺性理论、优化理论和控制理论，进行了电子控制空气悬架的匹配与优化研究。

9.1 结论

论文完成的主要工作和创新点：

1. 充气与放气是气压传动与控制中最常见的现象，包括固定容积(容器)和变容积(容器)的充放气问题。充放气现象的实质是控制体与外界之间的质量交换、能量交换和力的相互作用。运用流体力学知识，推导了变容积(容器)的绝热充(放)气特性公式。而客车空气悬架(空气弹簧)实施三级高度位置控制，并以系统阻尼分级匹配。首次将固定容积(容器)和变容积(容器)充放气理论运用于空气弹簧的充放气研究。在认为膜式空气弹簧在工作气压范围内有效面积不变的前提下，当空气悬架高度位置不变时，空气弹簧等同于固定容积容器；高度位置改变时，空气弹簧等同于变容积容器。
2. 空气弹簧具有非线性刚度特性。当高度位置保持不变+变载工况下，通过理论计算，拟合获得获得了空气弹簧刚度一电磁阀充放气时间的关系曲线和关系函数。为控制器设计提够理论和试验依据。
3. 空气悬架实行高度控制。当其高度位置切换+定载工况下，通过理论计算和试验，分别首次拟合获得了空气弹簧刚度一电磁阀充放气时间、空气弹簧高度一电磁阀充放气时间及空气弹簧刚度一高度的关系曲线和关系函数。为控制器设计提够理论和试验依据。
4. 充分结合了 PID 控制和 Fuzzy 运算的优点，将模糊推理运用于 PID 参数的离线

自整定，并首次将该 Fuzzy-PID 算法运用于空气悬架控制中。此算法对于非线性、复杂、时变和不确定系统具有良好的适应性和鲁棒性，取得了较好的控制效果。

5. 由于 1/4 模型在考察车身垂直振动方向上的优点，根据力学分析建立了 1/4 车辆模型；利用计算机控制的 8800 INSTRON 电液伺服系统完成了 1/4 空气悬架试验台的设计、安装和调试。在该试验台上使用 Fuzzy-PID 算法对空气悬架高度进行调节，试验结果表明该控制算法对台架试验系统的控制同样有效。

6. 建立了整车八自由度模型，求解了振动模型的频响函数，计算了簧载质量加速度、悬架动行程和路面动载荷的功率谱和均方根值，进行了频谱分析。

7. 建立了匹配设计中以座椅处垂直方向加速度加权均方根值为目标，以悬架阻尼比、动行程及轮胎动载荷为约束条件，在七种工况下分别对空气悬架系统的刚度和阻尼进行遗传算法的匹配设计，拟合了刚度—最佳匹配阻尼曲线。

9.2 展望

1. 空气弹簧具有非线性刚度特性，其刚度取决于结构参数、承载力和固有频率。空气弹簧刚度根据振动频率又分为静刚度和动刚度之分。考察动刚度和频率之间关系，求得一定空气弹簧初始气压下的动刚度和主频率的关系。

2. 空气弹簧充放气试验中刚度、高度与充放气时间的关系，必须放在动态悬架中进行考察。不仅考虑空气弹簧本身的材料形变等本身因素，还要考虑实际气动系统中空气的物理性质、热力学性质、空气流体的可压缩和不可压缩流动、容器充放气特性、气动元件及回路的流量特性等，以便更好的实施空气悬架控制。

3. 本文的 Fuzzy-PID 中 PID 的参数离线自整定通过模糊逻辑运算实现的，其模糊等级划分细化，模糊规则数量较多，可以保证 Fuzzy-PID 控制器的控制效果；但也导致系统结构庞大，运算复杂性提高，控制有效性下降。还有待进一步简化模糊等级划分，减少模糊规则数目，从而使模糊控制器在不影响控制特性的情况下简化其设计过程和实现其方法。

参考文献

- [1] 王望予. 汽车设计[M]. 机械工业出版社. 2000
- [2] Gieck Jack. Ride on air:A history of air suspension[M]. New York:SAE Inc. 1999.
- [3] 张英会. 弹簧[M]; 北京: 机械工业出版社. 1982.
- [4] 徐斌等. 道路破坏的影响因素及悬架参数优化[J]. 汽车工程. 2000,7
- [5] 倪富建,邓学钧. 汽车轴重与路面破坏的关系[J]. 重庆交通学报. 第十六卷, 第四期
- [6] 陈耀明. 混合式空气悬架的设计[J]. 汽车技术. 1994,1
- [7] 吉林大学汽车学院空气悬架课题组.商用车空气悬架的应用技术研究调研综合技术报告[R], 2001.8
- [8] 方波平. D5-260X260 空气弹簧性能概述[J]. 当代汽车. 1989.3
- [9] 朱德库. 空气弹簧及其控制系统[M]. 山东科学技术出版社. 1989
- [10] 金锋,张先彤,王广宏. 空气弹簧隔振技术[J]. 应用能源技术. 1997 年 12 月
- [11] 王林超. 凌志 L400 轿车电子调节空气悬架[J]. 汽车运输. 1996,vol6.
- [12] 汪冬. 汽车空气悬架的发展及我国研发对策思考[J]. 机电信息. 2004,vol20: 25~27.
- [13] 喻凡,黄宏成,管西强. 汽车空气悬架的现状及发展趋势[J]. 汽车技术. 2001,vol8.
- [14] 孙文春,冯国刚. 斯太尔 S35 加强型空气悬架[J]. 重型汽车. 2004,vol1
- [15] 方应明,田卫. 奥迪(Audi)A8 轿车自适应空气悬架系统结构与维修[J]. 汽车维护与修理. 2006,vol8
- [16] REVANS J R. Rail Vehicle Dynamic Simulation Using VAMPIRE[J]. Vehicle system Dynamics Supplement. 1999(31).
- [17] Yoyofuku K et al. Study on Dynamic Characteristic Analysis of Air Spring with Auxiliary Chamber[J]. Society of Automotive Engineers of Japan Inc. 1999
- [18] John Woodrooffe .Heavy Truck Suspension Dynamics:Methods foEvaluating Suspension Road Friendliness and Ride Quality. SAE Pape.962152
- [19] Alf Homeyer 等. 采用现代方法设计空气弹簧系统[J]. 国外铁道车辆. 1999 年第 3 期
- [20] 畠田, 利夫等. 铁道车辆用空气弹簧耐久性评价[J]. 国外铁道车辆. 2002,39 (1): 36~41
- [21] 郭孔辉. 空气弹簧特性理论初步研究[J]. 汽车与拖拉机. 1959.2
- [22] 张建文.空气弹簧非线性有限元分析和空气悬架大客车隔振性能的研究[D].吉林: 吉林大学. 2003.4
- [23] 董学峰. 膜片空气弹簧的设计计算[J]. 汽车技术. 1990.3
- [24] 高书移,梁为. EQ6850KR 高级客车空气弹簧悬架设计开发[J]. 客车技术与研究. 2003,Vol125,No14

- [25] 陈耀明. 混合式空气悬架的设计[J]. 汽车技术. 1994年第1期
- [26] 陈小东,黄永勇. 电子控制空气悬架系统在城市客车上的应用[J]. 客车技术与研究. 2003, Vol125,No15
- [27] 黄良平,唐先贺,杨军. 空气弹簧橡胶气囊配方的研究[J]. 橡胶工业. Vol.51 2004
- [28] 陈亚洲. 汽车空气弹簧胶料配方研究[J]. 橡胶工业. 2001,48 (10): 612-614
- [29] 赵铁才,陶家念. 汽车悬挂用空气弹簧的设计研究[J]. 中国公路学报. 1992, V01.5 No.3
- [30] 丁良旭. 空气弹簧悬挂特性的计算机模拟[J]. 中国公路学报. 1997,1
- [31] 方波平. 汽车用空气弹簧橡胶气囊的研制[J]. 橡胶工业. 1995,VOL.42
- [32] 黄永勇 混合式空气悬架在客车上的应用[J].轻型汽车技术 1999,Vol.126, No.2
- [33] 张广世,孔军. 汽车悬架用空气弹簧的开发与设计[J]. 汽车技术. 2002,No.1
- [34] 张广世,袁志富,赵洪伦. 基于 REBAR 模型的空气弹簧有限元分析[J]. 铁道车辆. 2002,Vol.40,NO.8
- [35] 从英彪. 空气悬架大客车平顺性的计算机仿真及试验研究[D]. 长春:吉林大学. 2002
- [36] 杨兴龙. 基于多体系统动力学空气悬架大客车平顺性试验仿真研究[D]. 长春:吉林大学.2003
- [37] 张建文. 空气弹簧非线性有限元分析和空气悬架大客车隔振性能的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2003
- [38] 郭二生. 空气悬架大客车操纵稳定性和行驶平顺性仿真与试验研究[D]. 长春: 吉林大学. 2004
- [39] 刘宏伟. 半主动空气悬架自组织模糊控制算法的仿真及试验研究[D]. 长春: 吉林大学. 2003
- [40] 杨钫. 基于 PID 控制空气悬架系统的仿真与试验研究[D]. 长春: 吉林大学. 2004
- [41] 黄治国. 空气悬架控制系统仿真及试验研究[D]. 长春: 吉林大学. 2004
- [42] 陈燕虹. 半主动空气悬架智能控制算法的仿真及试验研究[D]. 长春: 吉林大学. 2005
- [43] 王宏杰. 基于模糊控制的半主动空气悬架系统的仿真与试验研究[D]. 长春: 吉林大学. 2005
- [44] 黄康, 钱德猛, 赵韩等. 基于疲劳理论的汽车空气悬架结构件的弯曲强度计算[J]. 中国制造业信息化. 2005,07
- [45] 程慧萍. 准高速客车空气弹簧力学性能有限元分析[D]. 长春: 吉林大学. 2002
- [46] 庄德军. 膜式空气弹簧非线性特性有限元分析[D]. 长春: 吉林大学. 2003
- [47] 周永清. 带附加气室空气弹簧动态特性的实验研究[D]. 南京: 南京农业大学. 2004
- [48] 贺亮. 带附加空气室空气弹簧垂向刚度及阻尼特性实验研究[D]. 南京: 南京农业大学. 2006
- [49] 潘淳. 基于模糊控制的带附加空气室空气悬架电子控制单元研究[D]. 南京: 南京农业大学.

2006

- [50] 王磊. 空气悬架电子控制单元研究[D]. 南京: 南京农业大学. 2004
- [51] 苏泉. 空气悬架结构优化及其最优控制研究[D]. 武汉: 武汉理工大学. 2005
- [52] 何天明, 梁许丽, 邹伯宏. 空气悬架的神经网络模糊控制及仿真分析[J]. 武汉理工大学学报. 2005
- [53] 张军. 非线性汽车悬架特性及形变规律的数值分析[D]. 武汉: 武汉工学院. 1994
- [54] 王书镇. 日野 RC420 型客车空气弹簧的台架试验[J]. 汽车技术. 1990, vol8
- [55] 李锋祥, 丁玉梅, 杨卫民. 离散求和法应用于空气弹簧 ANSYS 多步分析[J]. 北京化工大学学报(自然科学版). 2007, Vol1
- [56] 李锋祥, 杨卫民, 丁玉梅. 胶囊容积计算宏应用于空气弹簧 ANSYS 多步分析[J]. 橡塑技术与装备. 2007, Vol1
- [57] 李锋祥, 杨卫民, 丁玉梅. APDL 实现空气弹簧静态试验仿真[J]. 系统仿真学报. 2007, VOL2
- [58] 李锋祥, 杨卫民, 任彦莎. 空气弹簧静态刚度的 CAE 研究[J]. 橡塑技术与装备. 2006, VOL8
- [59] 任彦莎, 杨卫民. 汽车用空气弹簧横向刚度的静态有限元分析[J]. 北京化工大学学报(自然科学版). 2005, VOL5
- [60] 阚萍. 客车空气弹簧悬架的初步研究[D]. 合肥: 合肥工业大学. 2005
- [61] 钱德猛. 汽车空气悬架系统的参数化建模、分析及设计理论和方法研究[D]. 合肥: 合肥工业大学. 2005
- [62] 钱德猛, 赵韩, 梁林. 多体运动学理论在空气悬架运动分析中的应用[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版). 2005, vol28.
- [63] 赵韩, 钱德猛, 魏映. 基于 ADAMS 的车辆空气悬架的转向机构的运动学仿真[J]. 机械科学与技术. 2005, vol4
- [64] 胡芳, 陈无畏. 基于非线性模型的汽车空气悬架系统模糊控制研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版). 2005, 07
- [65] 黄康, 钱德猛, 赵韩等. 基于疲劳理论的汽车空气悬架结构件的弯曲强度计算[J]. 中国制造业信息化. 2005, 07
- [66] 钱德猛, 陈玲琳. 基于虚拟技术的空气悬架汽车的建模及仿真[J]. 客车技术与研究. 2006, 01
- [67] 钱德猛, 赵韩, 张代胜. 基于虚拟样机技术的空气悬架运动学研究[J]. 客车技术与研究. 2005, 03
- [68] 黄康, 钱德猛, 赵韩. 汽车空气悬架转向机构的运动学分析及优化[J]. 哈尔滨工业大学学报. 2005, 12
- [69] 赵韩, 钱德猛, 魏映. 汽车空气悬架弹簧支架的动力学仿真与有限元分析一体化疲劳寿命计算[J]. 中国机械工程. 2005
- [70] 赵韩, 钱德孟, 魏映. 汽车空气悬架的运动学仿真分析及优化设计[J]. 中国机械工程.

vol16.No.4,2005

- [71] 李滨,陈无畏. 汽车膜式空气弹簧的分析与计算[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版). vol27 No.10,2004
- [72] 方瑞华,解跃青,雷雨成.空气悬架理论及其关键技术[J]. 同济大学学报. 2003
- [73] 赵洪伦,沈钢,张广世. 基于空气弹簧非线性横向刚度的高速客车动力学仿真[J]. 同济大学学报(自然科学版). 2002,VOL11
- [74] GB/T 13061-1991.汽车悬架用空气弹簧橡胶气囊[S]. 北京: 中国标准出版社.
- [75] WABCO. Electronically Controlled Air Suspension (ECAS). WABCO (Shanghai) Co. Ltd.,2005
- [76] WABCO. Systems and Components in Commercial Vehicles. 2 Edition, WABCO,2003
- [77] Luiz Carlos Casado,Marli La Selva,Reobato Antonio Moita,et al. Electronically Controlled Air Suspension. SAE,1999
- [78] Pelz P, Buttenbender J. The dynamic stiffness of an air spring[C]. Proceedings of the 2004 international conference on noise and vibration engineering, ISMA,2004:1727~1736
- [79] 孙为群. 汽车空气悬架的结构型式及导向机构的研究[J]. 汽车科技,2000,6:11~14
- [80] Luiz Carlos Casado,Marli La Selva,Reobato Antonio Moita,et al. Electronically Controlled Air Suspension. SAE,1999
- [81] 崔航. 基于微粒群算法的汽车行驶平顺性参数优化[D]. 长春: 吉林大学. 2007
- [82] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社,2004.
- [83] 余强. 主动悬架系统的连续模糊控制[J]. 汽车技术. 1999(1):23-25.
- [84] 卢十富. 大客车三维模型平顺性模拟计算及实验研究[J]. 陕西汽车.1998 (2):19-21.
- [85] 王秉刚. 我国汽车平顺性实验研究工作概况及展望[J]. 汽车工程.1998 (3):45-48.
- [86] 陈学文. 轻型客车平顺性非线性时频研究—统计线性化分析及应用[D]. 锦州: 辽宁工学院, 2001.
- [87] 谢伟东. 基于人椅系统三向振动的汽车平顺性建模与仿真[D]. 杭州: 浙江工业大学. 2001
- [88] 沈晓安. 汽车行驶平顺性建模及其仿真研究[D]. 杭州: 浙江工业大学. 2005
- [89] 李莉. 基于 ADAMS/CAR 的某轿车平顺性仿真分析与改进[D]. 长春: 吉林大学. 2007
- [90] 刘金琨. 先进 PID 控制 MATLAB 仿真(第 2 版)(M). 北京: 电子工业出版社. 2004,9
- [91] 金以惠. 过程控制 (M) . 北京: 清华大学出版社. 1993,4
- [92] 廉小宗. 模糊控制技术(M). 北京: 中国电力出版社. 2003,8
- [93] 权龙, 邢向丰, 李凤兰等. 一种模糊自调整 PID 在车辆液压悬架主动控制中的应用(J). 机床与液压. 2006,6:29~30,14
- [94] 郭大蕾,周文,胡海岩. 具有可调增益的模糊-PID 电液主动控制悬架(J). 振动工程学

- 报. 2001,9:273~277
- [95] 孙涛,陈大跃. 电流变智能半主动悬架模糊 PID 控制. 汽车工程. 2004,5:605~607
- [96] 邵瑛. 车辆主动悬架自适应模糊 PID 控制. 汽车科技. 2004,9:11~13
- [97] 支龙,吴新跃,陈立平. PID-Fuzzy 混合控制汽车主动悬架. 机械科学与技术. 2005,8:963~965,1008
- [98] 刘韶庆,姚斌,袁善发等. PID-Fuzzy 混合控制汽车主动悬架. 农业机械学报. 2006,12:4~7
- [99] Suda yoshihiro,Kumaki selichiro. Study on curving characteristic of vehicles with non linear air suspension[J]. JSME international journal,series C,1998,41(3):668~673
- [100] 何峰,徐军,杨洪江. 商用车空气悬架的研究现状及关键技术[J]. 机械制造. 2005, 43(4): 58~61
- [101] Homeyer alf,Massmann carsten. Modern methods for designing air spring systems[C]. Journal for railway and transport,1998,122(9~10):549~554
- [102] Gerhard fischer,Manfred strercher,Vatroslav grubisic. Procedure for validation tests on air springs for commercial vehicles. SAE,1998
- [103] 中华人民共和国国家标准《汽车悬架用空气弹簧橡胶气囊》[S]. 北京: 国家技术监督局. 1991,7
- [104] WABCO. Electronics shock absorber control(ESAC). WABCO. <http://www.wabco-auto.com>. 2006,4,21
- [105] Narges maleki,Ali khaki sedigh, Batool labibi. Robust model reference adaptive control of active suspension system[J]. Control and automation,2006,6:1~6
- [106] Frank R.Giordano. 数学建模[M]. 北京: 机械工业出版社.2003
- [107] 雷雨成.汽车系统动力学及仿真[D]. 北京: 国防工业出版社. 1997.8:242-269.
- [108] 余志生. 汽车理论(第3版)(M). 北京: 机械工业出版社. 2001,6.
- [109] 周云山,丁秀敏. 汽车电控系统理论设计(M). 北京: 北京理工大学出版社. 1999,11
- [110] 汽车工程手册编辑委员会. 汽车工程手册《设计篇》(M). 北京:人民交通出版社. 2001
- [111] 赵济海. 路面功率谱分析应用研究报告(R). 长春汽车研究所整车研究室. 1985
- [112] 李敬东. 汽车空气悬架弹簧匹配技术研究[D]. 镇江: 江苏大学. 2007
- [113] 张成. 基于汽车平顺性的电子控制空气悬架匹配与控制研究[D]. 镇江: 江苏大学. 2007
- [114] 张文娜. 电控空气悬架 PID 控制系统设计与试验研究[D]. 镇江: 江苏大学. 2007.6.
- [115] 李芾, 付茂海, 黄运华等. 车辆空气弹簧动力学参数特性研究[J]. 中国铁道科学. 2003,24(5):91-95.
- [116] MALIN.PRESTHUS. Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation. LULEA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.2002

- [117] 李滨,陈无畏. 汽车膜式空气弹簧的分析与计算[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版). 2004. 27(10): 1191-1195.
- [118] 管西强. 基于多体理论的城市客车空气悬架系统分析与实验研究. 上海: 上海交通大学. 2004
- [119] ContiTECH Holding GmbH. ContiTECH air springs for commercial vehicles[R]. Hannover: ContiTECH Holding GmbH, 2001.
- [120] 罗鹏. 货车空气悬架电子控制系统(ECAS)[J]. 汽车与配件. 2007,5: 49~51
- [121] 张周平. 机械控制空气悬架系统在客车上应用[J].
- [122] SMC(中国)有限公司编. 现代实用气动技术. 北京: 机械工业出版社. 2004,1
- [123] 蔡增基,龙天渝. 流体力学泵与风机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社. 1999.
- [124] 白扩设,吴耀伟. 流体力学: 泵与风机[M]. 北京: 机械工业出版社. 2005, 1
- [125] 张国强,吴家鸣. 流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社. 2006.
- [126] 李文绚,金保侠. 气体动力学计算方法[M]. 北京: 机械工业出版社. 1990.
- [127] 成大先. 机械设计手册(第四版)第 5 卷[M]. 北京: 化学工业出版社
- [128] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社. 2005.
- [129] Crolla, D,喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京:人民交通出版社, 2004.
- [130] Eriksson, P., Friberg, O. Ride comfort optimization of a city bus[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization . 2000. V20 (1):67-75.
- [131] He, Y., McPhee, J. Multidisciplinary design optimization of mechatronic vehicles with active suspensions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005. 283 (1-2):217-241.
- [132] Sun, L. Optimum design of "road-friendly" vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces[J]. Applied Mathematical Modelling, 2002. 26 (5):635-652.
- [133] 姜健飞,胡良剑等. 数值分析及其 MATLAB 实验[M]. 北京,科学出版社. 2004,6.
- [134] 周明,孙树栋. 遗传算法原理及应用[M]. 北京: 国防工业出版社. 1999,6
- [135] 陈国良, 王煦法,庄镇泉. 遗传算法及其应用[M]. 北京: 人民邮电出版社. 1996,6
- [136] 朱向顺. 基于 GIS 和 GPS 车辆优化调度的系统结构设计和问题研究[M]. 镇江: 江苏大学. 2006,4
- [137] 陈剑. 基于遗传算法的 GWF 减振器阻尼参数优化[D]. 南京: 东南大学. 2005,11
- [138] 李敏强,寇纪淞,林丹等. 遗传算法的基本理论与应用[M]. 北京: 科学出版社. 2003,3
- [139] 雷英杰,张善文,李续武等. MATLAB 遗传算法工具箱及应用[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社. 2005,4.
- [140] 陶永华等. 新型 PID 控制及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社. 2000.
- [141] Bennett S. Development of the PID controllers[M]. IEEE Control Systems Magazine. 1993, 13(6): 58~65
- [142] 王拂为. PID 参数在线自整定方法及应用[M]. 北京: 北京航空航天大学. 2002,2,01.

- [143] 雷霞. PID 参数整定方法的研究与应用[M]. 北京: 北京吉林大学. 2003,06,01
- [144] 余永权,曾碧.单片机模糊逻辑控制[M].北京,北京航空航天大学出版社.1885.7.
- [145] 薛定宇. 控制系统计算机辅助设计—MATLAB 语言与应用(第 2 版)[M]. 北京: 清华大学出版社. 2006.
- [146] Yang Yu, Wang Wenge, Yu Dejie, et al. A fuzzy parameters adaptive PID controller design of digital positional servo system[C]. Machine learning and cybernetics, 2002, 1: :4~5.
- [147] 贾球玲,袁冬莉,栾云凤. MATLAB7.X /Simulink/Stateflow[M]. 西安: 西北工业大学出版社. 2006.
- [148] 张为春, 曾祥军. 基于模糊 PID 控制的汽车底盘模拟测功机测控系统. 农业机械学报. 2006,37(12):17~19,45.
- [149] 黄迷梅. 液压气动密封与泄漏防治. 北京: 机械工业出版社. 2003,3

致 谢

论文在尊敬的导师周孔亢教授的悉心指导下完成。他在繁忙的科研和教学工作中，以严谨求实的治学作风，渊博的理论知识，丰富的实践经验在学习上给了我莫大的帮助；同时，导师宽广的胸怀、和蔼可亲的待人、正直无私的人格也使我受益匪浅，使我更加明确了自己的人生观。他在生活和科研工作中对我的照顾使我能够顺利完成学业，在此谨向周老师致以衷心的感谢！

其次感谢李仲兴教授、王桂林教授、江浩斌副教授、陈燎副教授、侯永涛老师、李东老师和南京农业大学的朱思洪教授、周永清老师、贺亮老师。他们治学严谨、工作勤勉，这些都潜移默化地影响着我、激励着我，对我今后的工作和学习产生重大的影响。这里向他们表示深深的敬意和诚挚的谢意！

再次要感谢韦超义师兄、揭琳峰博士、袁春元博士、黄俊明博士、徐兴博士在我课题试验过程中的指导和帮助，借此机会，向他们表示诚挚的感谢！

感谢师弟吴琳琪、李敬东、张成、周文涛、汪栋、侯建波、孙刚、蒋侃等，师妹高艳玲、单红艳、张文娜、蒋红梅、田秋荣、牛光、刘星、张红红、李美、张瑜和朱晶晶等在实验和生活中的帮助，在此表示感谢。值此论文完成之际，对关心、帮助我的各位同学表示衷心的感谢！

最后感谢我的家人的三年来的支持与帮助。

攻读博士学位期间发表的论文

- [1] 汽车儿童约束系统的误用讨论. 中国安全科学学报. 2007 年 2 期 (国家一级, 中文核心)
- [2] 串联式混合动力电动汽车电机控制系统研究. 安徽农业大学学报. 2007, 34(4) (中文核心)
- [3] 电控空气悬架应用现状和关键技术. 拖拉机与农用运输车. 2008 年 8 月第 4 期(中文核心)
- [4] 半主动空气悬架控制的试验研究. 拖拉机与农用运输车. 2008 年 10 月第 5 期 (中文核心)
- [5] 基于平顺性的汽车空气悬架系统的匹配. 拖拉机与农用运输车. 2008 年 12 月第 6 期 (中文核心)
- [6] 半主动空气悬架的 Fuzzy—PID 控制. 农业机械学报. (EI 收录) (国家一级期刊, 中文核心期刊) (已录用)
- [7] 基于神经网络的空气悬架系统匹配优化. 农业机械学报. (EI 收录) (国家一级, 中文核心) (已录用)