

汽车悬架⑤ 橡胶弹性元件理论及设计

Qiche Xuanjia yu

Xiangjiao Tanxing Yuanjian Lilun ji Sheji

赵振东 著



国防工业出版社
National Defense Industry Press

汽车悬架与橡胶弹性 元件理论及设计

赵振东 著

国防工业出版社

· 北京 ·

内 容 简 介

悬架的性能直接影响车辆的操纵稳定性、乘坐舒适性等整车性能。而橡胶弹性元件对悬架系统有着至关重要的作用,尤其对于高速行驶的车辆显得更为重要。在实际设计工作中,存在如何确定这些橡胶件性能的要求、根据这些要求如何设计出合理的零部件等诸多问题。本书对汽车悬架及橡胶弹性元件的设计机理进行研究,提出了悬架橡胶弹性元件工程分析及其相关性参数确定的设计方法,并就橡胶元件对整车性能的影响进行了仿真分析;最后,介绍了汽车悬架系统集成开发平台,描述了该系统主要模块的基本原理和结构功能。

本书可作为从事汽车悬架橡胶弹性元件研发的工程技术人员的专业技术参考书和从事汽车结构设计人员了解橡胶弹性元件的参考书,也可作为高等院校相关专业的教师及研究生的指导书。

图书在版编目(CIP)数据

汽车悬架与橡胶弹性元件理论及设计/赵振东著.

—北京:国防工业出版社,2015.11

ISBN 978-7-118-10463-9

I. ①汽… II. ①赵… III. ①汽车—车悬架—弹性元件—设计 IV. ①U463.330.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 283593 号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)

三河市众誉天成印务有限公司印刷

新华书店经售

*

开本 710×1000 1/16 印张 11 $\frac{3}{4}$ 字数 264 千字

2015 年 11 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—2500 册 定价 45.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)88540777

发行邮购:(010)88540776

发行传真:(010)88540755

发行业务:(010)88540717

前 言

汽车及悬架用橡胶弹性元件的种类逐年增加,尽管橡胶弹性元件结构简单,但作为重要的承载结构零件,对于汽车悬架及整车性能都有很大的影响,成为悬架研究领域不可忽视的方面。目前,国外不断有新型的橡胶弹性元件出现,说明国外已经掌握了这方面的先进技术,并且实用化。而在国内,人们对于汽车悬架橡胶元件的选型和设计在国外相比尚存在较大的差距。本书的目标是通过研究汽车悬架及橡胶元件设计机理及其对于整车性能的影响,提高悬架橡胶弹性元件的应用和分析技术,丰富和发展现代悬架及橡胶弹性元件的设计方法。

本书所开展的研究工作始于 2003 年作者攻读上海同济大学雷雨成教授的车辆工程博士研究生,部分内容结合上海同捷科技股份有限公司的科技研究项目,后续研究依托江苏省“六大人才高峰”项目(2014-JXQC-006)、江苏省自然科学基金研究项目(BK20151462)、南京工程学院校级科研基金项目(YKJ201432)等支持。成书过程中,上海工程技术大学祁宏钟博士对本书的内容安排提出了宝贵意见,南京依维柯汽车有限公司邹小俊高工审核了本书第 5 章等内容。最后,感谢在读博士期间一起学习研究的祁宏钟博士、李峰硕士、袁学明硕士,感谢南京汽车集团有限公司肖秋生高工、南京工程学院张雨教授的帮助和指导。本书出版得到了南京工程学院车辆工程重点专业建设基金的资助。

由于作者知识水平有限,书中难免存在疏漏之处,望读者不吝指正。

赵振东

2015 年 5 月

目 录

第1章 绪论	1
1.1 汽车悬架的组成	1
1.1.1 悬架系统的组成及分类	1
1.1.2 悬架系统中的力学元件	1
1.2 悬架系统的发展历程	5
1.3 现代悬架设计模式	7
1.3.1 传统的汽车悬架设计模式	7
1.3.2 基于 CAE 的现代悬架设计模式	8
1.4 汽车悬架中的橡胶元件	10
1.4.1 橡胶元件在汽车悬架中的应用	10
1.4.2 悬架橡胶元件对于整车性能的影响	15
1.5 国内外研究状况	17
1.6 本书的内容及意义	19
第2章 汽车悬架设计方法及理论	21
2.1 悬架系统一般设计过程	21
2.1.1 悬架形式分析	21
2.1.2 悬架的设计目标	22
2.1.3 设计程序	22
2.1.4 悬架性能指标介绍	23
2.2 悬架运动学分析方法	25
2.2.1 悬架平面机构运动学分析	25
2.2.2 悬架空间运动学分析	26
2.3 ADAMS 仿真软件的理论基础	29
2.3.1 ADAMS 分析软件及其特点	29
2.3.2 ADAMS 仿真软件的理论基础	31

第3章 橡胶弹性元件性能的理论计算与预测	38
3.1 基于弹性理论的橡胶衬套刚度计算	38
3.1.1 径向刚度理论公式	39
3.1.2 轴向刚度理论公式	40
3.1.3 扭转刚度理论公式	40
3.2 带减弱孔衬套刚度的公式计算	40
3.2.1 垂直减弱孔方向	42
3.2.2 正对减弱孔方向	42
3.3 橡胶元件蠕变性能的灰色拓扑预测	43
3.3.1 灰色拓扑预测方法	44
3.3.2 应用算例	45
3.3.3 结论	47
3.4 疲劳性能的预测方法	47
3.5 小结	49
第4章 橡胶弹性元件的有限元分析	50
4.1 有限元分析方法概述	51
4.1.1 有限元方法概述	51
4.1.2 有限元软件的应用	53
4.1.3 有限元算法的特点	54
4.1.4 有限元方法在橡胶零部件分析中的运用	56
4.2 橡胶材料的本构模型	58
4.2.1 橡胶材料概述	58
4.2.2 橡胶材料的本构模型	59
4.2.3 橡胶材料数据的获得	61
4.3 悬架橡胶元件的失效形式	64
4.3.1 疲劳失效	64
4.3.2 黏着失效	64
4.3.3 刚度失效	65
4.3.4 蠕变失效	65
4.4 有限元分析实例	65
4.4.1 悬架摆臂衬套变形响应分析	65
4.4.2 稳定杆衬套刚度分析	67
4.4.3 带有减弱孔的橡胶衬套刚度分析	69

4.5	有限元法在橡胶弹性元件分析中的发展	70
4.5.1	精确拟合橡胶静、动态形变的本构模型	70
4.5.2	提高自动化的网格处理能力	71
4.5.3	非线性问题的高效求解	71
4.5.4	橡胶弹性元件的流固耦合分析技术	72
4.5.5	橡胶失效及疲劳分析的突破	72
第5章	橡胶弹性元件的试验	74
5.1	试样试验	74
5.1.1	硫化橡胶性能要求	74
5.1.2	拉伸性能试验	75
5.1.3	撕裂强度测试	76
5.1.4	压缩时的滞后损失试验	77
5.1.5	定负荷下压缩永久变形的测定	78
5.1.6	耐热空气试验	79
5.2	典型橡胶弹性元件产品试验	80
5.2.1	橡胶衬套试验	80
5.2.2	限位块试验	80
5.3	橡胶元件动态性能测试及分析	82
5.3.1	橡胶衬套动态试验及分析	84
5.3.2	与动态特性有关的因素	87
5.4	小结	87
第6章	橡胶衬套对悬架定位参数的影响	88
6.1	橡胶衬套刚度变化对悬架运动学特性的影响	88
6.1.1	橡胶衬套刚度增大两倍时的悬架运动学仿真	89
6.1.2	橡胶衬套刚度减小50%时的悬架运动学仿真	90
6.2	橡胶衬套磨损对于悬架车轮定位角的影响	92
6.3	小结	94
第7章	基于弹性运动学的悬架橡胶衬套刚度优化设计	95
7.1	优化计算方法介绍	95
7.1.1	概述	95
7.1.2	序列二次规划算法	96
7.2	基于弹性运动学的悬架橡胶衬套刚度优化设计	100

7.2.1	多连杆后悬架模型的建立	100
7.2.2	优化分析及流程	102
7.3	橡胶衬套对于车辆操纵稳定性的影响分析	107
7.3.1	整车模型的建立	107
7.3.2	操纵稳定性的仿真工况介绍	111
7.3.3	仿真模型的试验验证	112
7.3.4	橡胶衬套优化后的操纵稳定性对比研究	112
7.4	小结	114
第 8 章	悬架橡胶元件对于车辆 NVH 性能影响的分析方法	115
8.1	车辆 NVH 概述	115
8.1.1	车辆 NVH 特性	115
8.1.2	车辆高行驶里程后的橡胶元件特性变化	116
8.1.3	轮胎老化与车辆的 NVH 性能 ^[104]	117
8.2	悬架橡胶元件对于车辆 NVH 性能影响的分析 方法	117
8.2.1	二次回归正交组合设计基本理论	117
8.2.2	基于 ADAMS 的车辆振动性能分析	122
8.2.3	计算介绍	126
8.2.4	结果分析	136
8.3	给定振动目标值反求橡胶元件特性	137
8.4	小结	138
第 9 章	悬架橡胶弹性元件设计技术发展	139
9.1	更为优良的力学性能	139
9.2	更优的结构适应性	140
9.3	轻量化的要求	142
9.4	环保型发展方向	143
第 10 章	汽车悬架系统集成软件开发	144
10.1	总体设计思路	144
10.2	数据库结构设计及功能	146
10.2.1	数据库结构设计	146
10.2.2	数据库功能	147
10.3	选型、匹配模块设计	147

10.4	三维参数化总布置设计系统	148
10.4.1	系统简述	148
10.4.2	三维参数化总布置系统设计	149
10.5	仿真模块设计和 ADAMS 二次开发	151
10.5.1	仿真模块设计	151
10.5.2	ADAMS 二次开发	152
10.6	小结	153
第 11 章	全文总结	154
附录 A	正交表及其表头设计	156
附录 B	响应面及等高线图	158
参考文献		173

第1章 绪论

1.1 汽车悬架的组成

汽车悬架是汽车底盘中最重要的部件,也是车辆改型设计中经常需要重新设计的部件,悬架的性能直接影响到汽车的操纵稳定性、乘坐舒适性等整车性能。在汽车发展的百年里程中,汽车悬架的发展是随着汽车工业的发展而迅速发展起来的。人们对汽车性能提出的越来越高的要求,推动着悬架技术的不断进步,而每次进步都极大地改变着汽车的性能。如今,悬架技术已经成为表征汽车先进与否的标志性技术之一。

1.1.1 悬架系统的组成及分类

悬架是现代汽车上的重要总成之一,它把车架(或车身)与车轴(或车轮)弹性地连接起来。其主要任务是传递作用在车轮和车架(或车身)之间的一切力和力矩,并且缓和由不平路面传给车架(或车身)的冲击载荷,衰减由此引起的承载系统的振动,以保证汽车平顺地行驶^[1]。

悬架通常意义上是由弹簧装置、减振器和导向机构等三部分组成^[1]。虽然在车辆的结构实现上,组成悬架的各元件未必都以独立的形式出现,但所体现的功能是各环节需要实现的。例如,常用的纵置钢板弹簧,既有弹簧装置的功能,又兼备了导向机构的功能,所以常用的纵置钢板弹簧悬架结构不再单独装设导向机构元件。主动悬架是将弹簧装置和减振器合二为一的。

按结构形式的不同,悬架可以分为独立悬架和非独立悬架两种。近年来,在一些轿车上出现了半独立悬架的结构,其特点介于独立悬架和非独立悬架两者之间。

按性能的不同,悬架可以分为被动悬架和主动悬架两种。随着汽车行驶速度的不断提高,人们对汽车行驶平顺性提出了越来越高的要求,传统的被动悬架很难满足这些要求。近几年来,性能更好的主动悬架和半主动悬架成为广大汽车工作者研究的热点。

1.1.2 悬架系统中的力学元件

悬架系统中的力学元件有弹簧、减振器、控制臂和连杆、铰链与连接、轮胎等。

1. 弹簧系统

弹簧系统包括弹簧、限位块、减振器和横向稳定杆等部件。

1) 弹簧分类

根据传力介质和制造材料,弹簧可分成以下几类:

- ① 钢制弹簧。
- ② 空气弹簧和油气弹簧。
- ③ 复合材料(板)弹簧。
- ④ 橡胶弹簧。
- ⑤ 由各种聚氨酯弹性塑料制成的弹簧。

最后两种弹簧主要在轿车的单轴挂车中使用。该类车用聚氨酯弹簧承受压力,而用橡胶弹簧来承受剪力。轿车中只有 Austin 牌微型车采用橡胶弹簧。

为了提高行驶平顺性和使车身高度保持不变,许多大型客车采用空气弹簧。而且越来越多的长途运输卡车和拖车也有采用空气弹簧的大趋势。

对于轿车来说,空气弹簧还不能取代钢制弹簧。因为采用空气弹簧费用很高,与采用变刚度弹簧和不断改进的减振器的系统相比,车辆的行驶平顺性并没有明显提高。

2) 钢制弹簧

钢制弹簧的种类如下:

钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧和横向稳定器。

(1) 钢板弹簧。钢板弹簧又分为纵向钢板弹簧和横向钢板弹簧。

纵向钢板弹簧只装在非独立悬架上,而且主要是在载货汽车及其挂车中使用。出于成本和质量上的原因,越来越多的轿车和轻型载货汽车采用只有一片钢板的弹簧,即单片钢板弹簧。

横向板弹簧可用来承担车辆两侧的弹性支承任务。以前它应用在轿车的前独立悬架中,现在这种弹簧只在前轮驱动式车辆的后悬架中应用。

(2) 螺旋弹簧。螺旋弹簧广泛应用在轿车的前、后悬架上。通过采用改变弹簧节距、弹簧钢丝直径和弹簧中径的方法,螺旋弹簧的特性可满足悬架所需的刚度性能。

(3) 扭杆弹簧。由圆钢制成的圆柱状扭杆可用作支承车身的弹性元件和横向稳定器。为了传递弹性转矩,它的两端形状热锻成花键或方形。也可对接后焊上一个 U 形夹,以便能够很方便地固定在摆臂上。

(4) 横向稳定器。横向稳定器的任务是减轻曲线行驶时车身的侧倾,从而提高行驶安全性。当车身两侧车轮同向等幅跳动时,横向稳定器不起作用。

横向稳定器的端点布置得离车轮越近,在保证其功能的前提下可做得越轻,成本也越低,而且作用在所有构件中的力也越小。

采用横向稳定器除了可减轻车身侧倾外,还会影响汽车的操纵稳定性。作用有以下两点:

① 前悬架中采用较硬的横向稳定器有助于汽车的不足转向性,并能改善汽车的蛇形行驶性能。

② 增大后悬架的稳定性,会使前轮驱动车具有中性转向性能,使后轮驱动车具有更大的过度转向性。

3) 行程限位块和辅助弹簧

行程限位块是在弹性元件较软或有中等刚度时限制车轮的下落和上跳行程的装置,一般安装在置于减振器或弹簧减振器柱内或安装在螺旋弹簧内,也可直接固定在车桥体上。

与相对较短而又比较硬的压缩行程限位块相比,辅助弹簧要长得多,从而也较软。它具有较合理的特性曲线,并在完全压缩时可承受较大的力。辅助弹簧是由橡胶或聚氨酯弹性体制成。通过将具有线弹性的钢制弹簧与具有斜率递增性特征的辅助弹簧进行组合,可在设计中获得需要的弹性特征曲线。

4) 空气弹簧

空气弹簧单位质量的储能量大,且刚度随不断地压缩逐渐增大,有良好的递增性,因而其弹性接近于理想的弹簧特性。

空气弹簧通过增减主气室的空气量可校正车辆高度,开闭主副气室的隔板孔可改变气室的容量而改变空气弹簧的特性——增大容量可使刚度变小,减少容量可加大刚度。

用程序控制空气弹簧特性的变化。如高速行驶时刚度变大,低速行驶时刚度变小;制动或加速行驶时,使刚度变大;转弯行驶也增大刚度,以减少侧倾趋势。空气弹簧可使车载质量变化时的车辆高度保持基本不变,也可使高速行驶时的车辆高度自动降低一些。

空气弹簧的缺点是一旦漏气,车辆就无法继续行驶,要保持压力必须有动力源气泵及其附件。

5) 油气弹簧

油气弹簧是空气弹簧的一个特例,它仍用气体作为弹性体,而在气体与活塞之间引入油液作为中间介质。它是由气室、油液及阻尼阀等组成工作室,用皮膜将气体与液体分隔开。工作室用钢筒制造,因此可承受高压,油气弹簧气室里一般为5~7MPa,压力高的可达20MPa^[2],是空气弹簧的10~20倍。这样就可以做到体积小、质量轻。

巧妙设计油液的节流孔,就对油液的流动产生阻尼作用,使油气弹簧还起到减振的作用。油气弹簧可做到较低固有频率,实现车身高度的自动调节。

油气弹簧的缺点是其结构复杂,加工精度要求高,维修不便,限制了其在实际

的大量使用。

2. 减振器

减振器对行驶安全性和平顺性具有同样重要的意义。它可阻止车轮跳离地面,既保证良好的地面附着性,也可抑制车身的振动。减振器与轮胎和车轮一样同属底盘中更换最频繁的部件。

1) 安装方式

减振器的上端固定在车身或车架上,下端与摆臂或车桥连接。当车轮下落时,减振器通常是处在伸张阶段,而车轮上跳时处在压缩阶段。两个阶段均能对振动起抑制作用。

筒式减振器是轿车减振器的主流,从结构上分为单筒式和双筒式,从功能上分有简单筒式减振器、充气式减振器和阻力可调式减振器。

2) 双筒减振器的构造及其工作原理

减振器由活塞总成、底阀总成、活塞杆,工作缸和储油筒等构成。活塞的流通阀和底阀的补偿阀是单向阀,阻力主要由螺旋弹簧提供,通常这个力值都很小。因此,流通阀和补偿阀在受到正向压力时仅提供很小的压力降,但当受到反向压力时则提供无穷大的阻力来将流通阀和补偿阀完全封闭。在活塞和底阀上还开有常通的小孔,在减振器受到小负荷、高频率振动时提供压力降。活塞上的拉伸阀和压缩阀是由压力弹簧和阀片控制的压力阀,只有在压力达到一定值时才会开启和上浮,拉伸阀和压缩阀主要是在紊流状态下产生很大的压力降。

当活塞杆及活塞总成向上运动时(拉伸行程),油液通过活塞总成的常通孔或拉伸阀(当油压足够高时)从工作缸上腔流向下腔,由于活塞杆体积的存在,从上腔流向下腔的油液不足以补充下腔的体积变化,一部分油液便会通过底阀上的补偿阀和常通孔从储油筒流向下腔。在油液流过所有这些阀和孔时都会产生压力降,从而消耗掉能量。

当活塞杆及活塞总成向下运动时(压缩行程),油液通过活塞总成的流通阀和常通孔从下腔流向上腔,由于活塞杆体积的存在,从下腔流向上腔的油液量大于上腔的体积变化,一部分油液便会通过底阀上的常通孔或压缩阀(当油液压力足够高时)下腔流向储油筒。在油液流过所有这些阀和孔时都会产生压力降,从而消耗掉能量。

3) 示功图和阻尼特性曲线

弹簧力是车轮跳动量的函数,而阻尼力取决于活塞来回运动的速度。阻尼特性曲线是以阻尼力与活塞速度的函数来描述的。为了绘制阻尼特性曲线(以往也称其为阻尼力—速度曲线),要从示功图中找出最大伸张力和压缩力。减振器阻尼特性曲线和示功图有密切关系。斜率递增性曲线对应的示功图包围面积较小,即决定振动性能的平均阻尼值较小。

4) 减振器的吊挂装置

吊挂装置用来固定减振器。上端连接在车架、副车架或车身上;下端支承在车桥或摆臂上。它必须满足以下一些要求:无需维修,造价低;为了使活塞杆不受弯曲应力,即使很小的反作用力矩,也会引起角位移(即可允许支承点运动);可隔噪声(即阻止传递道路噪声);在阻尼力作用方向的变形极小。

3. 控制臂和连杆

控制臂和连杆是车轮与车身的支撑件,一般在连接部位压入橡胶衬套。控制臂和连杆除承受车身的质量外,还要承受部分行驶中的外力干扰,有很高的强度要求。

控制臂和连杆的长度及其控制点位置的设计对悬架系统的性能有至关重要的影响,这些关键参数的确定往往是综合考虑悬架系统的运动学、动力学、整车操纵稳定性、制动稳定性的结果。实际上要完全满足以上性能的悬架系统几乎是不存在的,悬架产品往往是这些性能折中的结果。

4. 铰链与连接

铰链和连接直接将车轮与车身连接起来,车辆悬架系统中用到的铰链连接主要有杆系端部用球铰链连接、转动铰链和弹性转动铰链、万向节铰链、圆柱滑转铰链以及它们的组合。通过这些铰链的连接,可以完成悬架系统各部件的连接及悬架系统的各种运动协调性要求。

5. 轮胎

来自地面的力和力矩是通过轮胎传递到汽车上的。轮胎是用天然和人工橡胶制成,通过合成纤维或钢丝包裹的方式加强,充有气体的弹性圆环体。胎体或帘布外胎含有若干层帘布。它们被压在胎缘填充芯的周围,用以加强轮胎来承受空气的压力。

轮胎可以分为斜交轮胎和子午线轮胎两个大类。带束具有较高的切向刚度,子午线轮胎表现出较小的接触区域的收缩和由此产生的较低的纵向滑移,还带有一些优点。诸如,低的滚动阻力、较好胎面耐磨性以及改良了的路面附着性,摩擦系数很低,如在湿路面或是冰雪路面上。

1.2 悬架系统的发展历程

悬架设计理论随着时代的进步而不断发展,几十年来有了较大发展,取得了很大的成果。

被动悬架(Passive suspension)发展得最早,应用也最普遍。被动悬架系统也分为独立悬架和非独立悬架系统两个大类。其基本原理于1934年由Olley提出,此后,被动悬架在各种车辆上得到了广泛的应用,至今仍然是车辆悬架结构的主导结

构^[3]。被动悬架的设计确定后,其弹性特性、阻尼特性和导向特性基本不可改变。因此,设计被动悬架是很难保证车辆的行驶平顺性和操纵稳定性同时达到最优性能。因而,被动悬架的设计通常采取一种折中优化方案。显然,被动悬架对车辆性能的改善是有限度的。

汽车悬架设计理论目前已经发展到了全主动悬架、慢主动悬架和半主动悬架阶段。

全主动悬架(Fully-active suspension)的概念是1954年由GM公司的Federspiel-Labrosse提出的,其出发点是要从根本上解决行驶平顺性和操纵稳定性之间的矛盾问题。主动悬架具有高度的自适应性,悬架的动态特性在车辆的运行中可以任意变更和调整,使车辆的行驶平顺性和操纵稳定性同时得到改善。但主动悬架的液压油缸高频工作时会耗能太大,目前采用低频可控液压缸与一个普通弹簧串联来替代,虽能基本达到主动悬架的水平,但当工作频率高于6Hz时,其性能将急剧变坏。为了降低成本,人们研究了电子式全主动悬架。但是,主动悬架的实现仍相当昂贵。为此,人们开始寻求价格相对低廉的慢主动悬架和半主动悬架来替代全主动悬架。

慢主动悬架(Slow-active suspension)中“慢”的意思是改变全主动悬架的控制逻辑,减小主动悬架控制的带宽。慢主动悬架控制也采用主动控制方案,但控制系统的带宽较低,Milliken建议带宽最高为8Hz^[4],Sharp指出,该类控制系统的带宽为3Hz,消耗的能量最小^[5]。通常,慢主动悬架的带宽为3~6Hz^[6],只负责低频共振区的减振。油气元件是这种悬架应选择的形式。

1973年,D. A. Crosby和D. C. Karnopp提出了半主动悬架(semi-active suspension)的概念,旨在用较低的费用实现主动悬架的性能。由于调节弹簧刚度会影响到悬架的承载能力,如果使用空气弹簧又会增大成本,所以半主动悬架的研究几乎都是从改变减振器阻尼入手,将减振器的阻尼系数分为几级,或在一定的范围内连续变化来实现预期的悬架性能。半主动悬架在性能上可达到与主动悬架接近的水平,而其驱动伺服电动机或电磁阀等执行机构所需的能量很少,故系统消耗的功率比主动悬架小得多。因此,在商业应用上,半主动悬架系统比主动悬架系统更接近实用。从性能角度考虑,半主动悬架突破了被动悬架的静态设计的极限,大幅度改善了车辆的行驶平顺性和操纵稳定性,主动悬架又进一步超越了半主动悬架的极限,使悬架性能趋于完美。

主动悬架和半主动悬架是未来悬架发展的趋势,对半主动悬架和主动悬架的研究是非常必要的。目前的主要工作仅停留在理论和试验研究阶段,主动悬架和半主动悬架距离实际使用尚有一定差距。

我国汽车工业技术水平与国外仍有较大的差距,深刻研究广泛使用的被动悬架系统的设计机理,掌握其设计思想和方法具有非常紧迫的现实意义。

1.3 现代悬架设计模式

1.3.1 传统的汽车悬架设计模式

传统机械系统设计模式的基本程序是:先绘制工程图纸,在经过充分的方案论证后,制造并试验物理样机。如果发现结构或性能存在缺陷,就修改设计方案,然后改进物理样机并再次进行物理样机试验。通常,同样的过程在汽车悬架系统的零部件的设计时要反复多次。

可见,传统的物理样机制造—试验的设计方法会使产品的开发周期相当漫长,这不仅大大增加了产品的开发成本,还会丧失掉很多商机。更为严重的是,用这种方法所设计的产品性能往往达不到最优。

在传统的设计模式中,进行系统动力学和运动学分析时采用的模型也是简化的,少自由度的。在悬架系统设计时使用较多的是汽车的两自由度或四自由度模型。图 1.1 所示为 1/4 车辆及悬架简单模型。这些力学分析模型成功地减少了计算工作量,使问题的分析变得非常简单,很容易就能写出系统运动微分方程并求解,虽然在很多场合下可以得到较为准确的分析结果。但是,由于简化太多,这些模型普遍存在以下几个很明显的缺点:

(1) 该模型将汽车这样一个复杂的空间系统简化为一个平面系统进行分析,虽然在很多场合下仍能满足分析问题的需要,但是其分析结果显然与汽车的实际情况差别较大。因为汽车这样一个复杂空间系统在各个方向上的响应是相互作用的。

(2) 进行汽车动力学响应特性分析时,汽车悬架系统的结构形式及特点对整车的动力学响应特性影响很大。而在传统的模型中各种悬架结构形式的特点及其对整车性能的影响得不到体现。在设计悬架时,悬架系统与整车的匹配关系不能用上述模型描述出来,无法从整车角度为悬架设计提供可靠的设计参考。

(3) 由于简化过程中将许多零部件及相互之间的约束忽略而看成两三个刚体,这样在力学效果上很难达到与实际情况等效一致,影响了动力学响应特性及分析结果的可信度。

同时,传统悬架设计是在典型工况,即某一特定车速、特定路面、特定载荷工况下进行,因此经过优化设计得悬架线性刚度和阻尼特性,是该工况下的匹配结果,并不能保证在其他工况这一结果也是最优。传统悬架设计的线性刚度和阻尼不会随着激振频率的变化而变化,只能在某些行驶工况下保持较好的行驶平顺性和操纵稳定性。实际路面统计分析指出空间频率大多位于 $0.011\text{m}^{-1} < n < 2.83\text{m}^{-1}$ 范围内,在常用车速 $v = 10 \sim 30\text{m/s}$ 的范围,相应激励信号的时间频率为 $0.33 \sim$

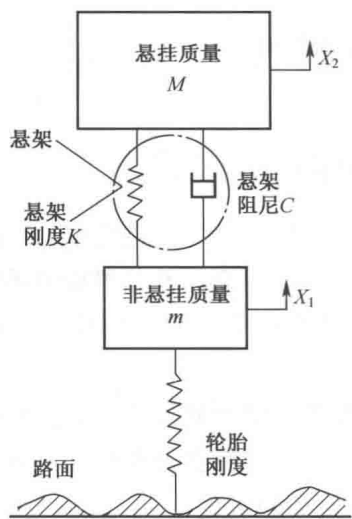


图 1.1 1/4 车辆及悬架简单模型

28.3Hz^[7]。悬架系统要在上述的频带内达到最优减振效果,悬架的刚度和阻尼应根据路面的激励状态做相应改变。

由于传统的模型存在以上的缺点,如果利用它的分析结果来预估评价新产品的性能,常常会使设计的结果与预期结果相差较大,导致产品的质量不高。为了提高在日益激烈的市场上的竞争力,企业必须缩短产品的开发周期,进行创新性设计,快速应变市场,同时要提高产品质量,降低产品成本。因此,必须研究适合现代企业发展的产品设计模式。

1.3.2 基于 CAE 的现代悬架设计模式

目前,汽车工业比较发达的国家在汽车的研发和制造过程中普遍采用了计算机辅助工程(CAE)技术,其基本内容如图 1.2 所示^[8]。

可以看出,在图 1.2 中,CAE 的一个重要环节是计算机辅助设计(CAD),而在 CAD 中包括功能相当完备的计算机辅助分析(CAA)环节,来进行结构的有限元分析、机构的静力学、运动学、动力学和控制系统分析等。CAA 技术能在设计的早期阶段之前构造虚拟样机,并和计算机辅助优化(CAO)一起实现对产品的虚拟设计。利用虚拟样机技术,可以从系统水平上真实地预测机械机构的工作性能,实现系统水平的最优化设计,该技术在汽车、航空航天、铁路、造船、通用机械等设计制造领域得到广泛的应用。

前已叙及,传统的汽车设计过程是零部件设计方法。工程师首先进行零部件设计,然后将零部件组装成物理样机,并通过试验研究系统的运动,是“由下而上”的设计方法。