

摘 要

悬架是现代汽车上的重要总成之一，它最主要的功能是传递作用在车轮和车架(或车身)之间的一切力和力矩，并缓和汽车驶过不平路面时所产生的冲击，衰减由此引起的承载系统的振动，以保证汽车的行驶平顺性。为了迅速衰减不必要的振动，悬架中还必须包括阻尼元件，即减振器。此外，悬架中确保车轮与车架或车身之间所有力和力矩可靠传递并决定车轮相对于车架或车身的位移特性的连接装置统称为导向机构。

此次设计是对哈飞路宝 7110 前独立悬架设计，毕业设计要求根据夏利某改型车的改。总体方案要求，对其前悬架进行设计计算。为了阐述悬架的设计过程，说明书分别从设计计算、仿真分析、优化设计等方面对夏利用麦式悬架的设计过程进行了介绍。说明书首先阐述了悬架中关键零部件如：螺旋弹簧、横向稳定杆、减振器等的设计、选型和校核

关键词：麦弗逊独立悬架；导向机构；减震器；弹簧；横向稳定器

docin 豆丁
www.docin.com

ABSTRACT

Suspension is the modern car on the important assembly, which has one of the main function is to transfer function in the wheels and frame (or body) all between the force and moment, and ease when rough road surface cars driving by the impact of attenuation arising from the vibration of the bearing system, to ensure the smooth running of the car. So must the wheel and frame or body to provide flexible connection between, rely on the elastic element to deliver the wheel or axle and frame or between vertical load of the body, and depend on the deformation to absorb energy, to achieve the purpose of the buffer.

This design is to LuBao hafei before 7110 independent suspension design, the graduation design requirements according to a car to retrofit of the entrant 。 The overall design of request, to the front suspension design calculation. In order to this suspension design process, the specification separately from the design calculation, the simulation analysis, optimization design with wheat for supporters of suspension design process were introduced in this article. The first elaborated the suspension of the key parts such as: spiral spring, horizontal WenDingGan, shock absorber of such as design, selection and check

Keywords: paper independent suspension; Steering mechanism; Shock absorber; Spring; Transverse stabilizer

www.docin.com

目 录

摘要	I
Abstract	II
第 1 章 绪论	1
1.1 悬架的功用	1
1.2 悬架的组成	1
1.3 悬架的分类	2
1.3.1 独立悬架	2
1.3.2 麦弗逊悬架	4
1.3.3 非独立悬架	4
1.4 悬架的国内外发展情况	5
第 2 章 悬架分析设计	7
2.1 悬架结构方案分析	7
2.1.1 独立悬架与独立悬架结构形式的选择	7
2.1.2 悬架具体结构形式的选择	7
2.2 弹性元件	7
2.3 减震元件	7
2.4 传力构件及导向机构	8
2.5 横向稳定器	8
第 3 章 悬架主要参数的确实	10
3.1 悬架的空间几何参数	11
3.2 悬架的弹性特性和工作行程	11
3.2.1 悬架频率的选择	11
3.2.2 悬架的工作行程	11
3.2.3 悬架刚度的计算	12
第 4 章 悬架主要零部件的设计	13
4.1 螺旋弹簧的设计计算	13
4.1.1 螺旋弹簧的刚度	13
4.2 弹簧的受力及变形	13
4.2.1 弹簧几何参数的计算	15
4.2.2 弹簧的校核	17
4.3 减震器结构类型的选择	18
4.3.1 减震器参数的设计	21

4.4 横向稳定杆的设计	25
4.4.1 横向稳定杆的作用	25
4.4.2 横向稳定杆参数的选择	25
第5章 麦弗逊独立悬架 catia 建模	26
5.1 麦弗逊独立悬架零部件的设计	26
5.2 对悬架系统总装设计	26
5.3 麦弗逊悬架的整体安装	27
结 论	28
致 谢	29
参考文献	30



第 1 章 绪 论

1.1 悬架的功用

悬架是车架（或承载式车身）与车桥（或车轮）之间弹性连接装置的总称。

- (1) 传递它们之间一切的力（反力）及其力矩（包括反力矩）。
- (2) 缓和，抑制由于不平路面所引起的振动和冲击，以保证汽车良好的平顺性，操纵稳定性。
- (3) 迅速衰减车身和车桥的振动。

悬架系统的在汽车上所起到的这几个功用是紧密相连的。要想迅速的衰减振动、冲击，乘坐舒服，就应该降低悬架刚度。但这样，又会降低整车的操纵稳定性。必须找到一个平衡点，即保证操纵稳定性的优良，又能具备较好的平顺性。

悬架结构形式和性能参数的选择合理与否，直接对汽车行驶平顺性、操纵稳定性和舒适性有很大的影响。由此可见悬架系统在现代汽车上是重要的总成之一。

1.2 悬架的组成

现代汽车，特别是乘用车的悬架，形式，种类，会因不同的公司和设计单位，而有不同形式。

但是，悬架系统一般由弹性元件、减振器、缓冲块、横向稳定器等几部分组成等，见图 1-1 所示。它们分别起到缓冲、减振、力的传递、限位和控制车辆侧倾角度的作用。

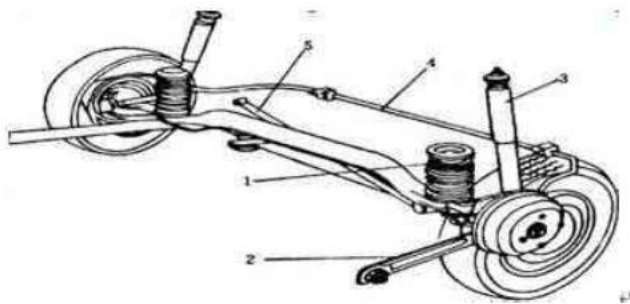


图 1-1 汽车悬架组成示意图

1-弹性元件 2-纵向推力杆 3-减震器 4-横向稳定器 5-横向推力杆

弹性元件又有钢板弹簧、空气弹簧、螺旋弹簧以及扭杆弹簧等形式，现代轿车悬架多采用螺旋弹簧，个别高级轿车则使用空气弹簧。螺旋弹簧只承受垂直载荷，缓和及抑制不平路面对车体的冲击，具有占用空间小，质量小，无需润滑的优点，但由于本身没有摩擦而没有减振作用。这里我们选用螺旋弹簧。

减振器是为了加速衰减由于弹性系统引起的振动，减振器有筒式减振器，阻力可调式新式减振器，充气式减振器。它是悬架机构中最精密和复杂的机械件。

导向机构用来传递车轮与车身间的力和力矩，同时保持车轮按一定运动轨迹相对车身跳动，通常导向机构由控制摆臂式杆件组成。种类有单杆式或多连杆式的。钢板弹簧作为弹性元件时，可不另设导向机构，它本身兼起导向作用。有些轿车和客车上，为防止车身在转向等情况下发生过大的横向倾斜，在悬架系统中加设横向稳定杆，目的是提高横向刚度，使汽车具有不足转向特性，改善汽车的操纵稳定性和行驶平顺性。

现代汽车悬架的发展十分快，不断出现，崭新的悬架装置。按控制形式不同分为被动式悬架和主动式悬架。目前多数汽车上都采用被动悬架，也就是说汽车姿态（状态）只能被动地取决于路面及行驶状况和汽车的弹性元件，导向机构以及减振器这些机械零件。

1.3 悬架的分类

汽车的悬架从大的方面来看，可以分为两类：非独立悬架系统，如图 1-2 所示。

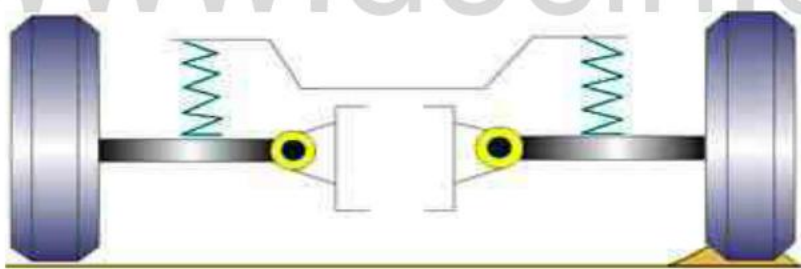


图 1-2 独立悬架

1.3.1 独立悬架

独立悬架是两侧车轮分别独立地与车架（或车身）弹性地连接，当一侧

车轮受冲击，其运动不直接影响到另一侧车轮，独立悬架所采用的车桥是断开式的。这样使得发动机可放低安装，有利于降低汽车重心，并使结构紧凑。独立悬架允许前轮有大的跳动空间，有利于转向，便于选择软的弹簧元件使平顺性得到改善。同时独立悬架非簧载质量小，可提高汽车车轮的附着性。

独立悬架的类型及特点：独立悬架的车轴分成两段（如图 1-3），每只车轮用螺旋弹簧独立地，地连接安装在车架(或车身)下面，当一侧车轮受冲击，其运动不直接影响到另一侧车轮，独立悬架所采用的车桥是断开式的。

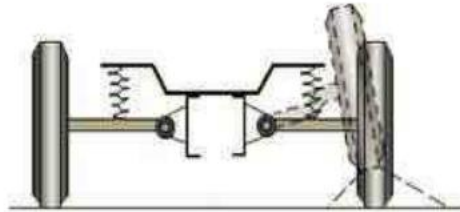


图 1-3 独立悬架的运动

现在，前悬架基本上都采用独立悬架系统，最常见的有双横滑柱臂式（又称麦弗逊式）。

(1) 双横臂式（图 1-4）

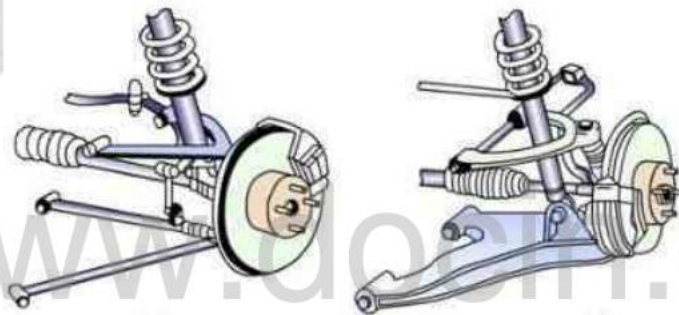


图 1-4 双横臂式独立前悬架

工作原理：由上短下长两根横臂连接车轮与车身，通过选择比例合适的长度，可使车轮和主销的角度及轮距变化不大

这种独立悬架被广泛应用在轿车前轮上。双横臂的臂有做成 A 字形或 V 字形，V 形臂的上下 2 个 V 形摆臂以一定的距离，分别安装在车轮上，另一端安装在车架上。

优点：结构比较复杂，但经久耐用，同时减振器的负荷小，寿命长。可以承载较大负荷，多用于轻型、小型货车的前桥。

缺点：因为有两个摆臂，所以占用的空间比较大。所以，乘用车的前悬架一

般不用此种结构形式。

(2) 麦弗逊式 (图 1-5)



图 1-5 麦弗逊式独立前悬架

工作原理：这种悬架目前在轿车中采用很多。这种悬架将减振器作为引车轮跳动的滑柱，螺旋弹簧与其装于一体。

这种悬架将双横臂上臂去掉并以橡胶做支承，允许滑柱上端作少许角位移。内侧空间大，有利于发动机布置，并降低车子的重心。

车轮上下运动时，主销轴线的角度会有变化，这是因为减振器端支点横摆臂摆动。以上问题可通过调整杆系设计布置合理得到解决。

麦弗逊独立悬架的特点：

优点：技术成熟，结构紧凑，响应速度快，占用空间少，便于装车及整车布局，多用于中低档乘用车的前桥。

缺点：由于结构过于简单，刚度小，稳定性较差，转弯侧倾明显，必须加装横向稳定器，加强刚度。

1.3.2 非独立悬架

非独立悬架如图 1-6 所示。其特点是两侧车轮安装于一整体式车桥上，当一侧车轮受冲击力时会直接影响到另一侧车轮上，当车轮上下跳动时定位参数变化小。若采用钢板弹簧作弹性元件，它可兼起导向作用，使结构大为简化，降低成本。目前广泛应用于货车和大客车上，有些轿车后悬架也有采用的。非独立悬架由于簧载质量比较大，高速行驶时悬架受到冲击载荷比较大，平顺性较差。

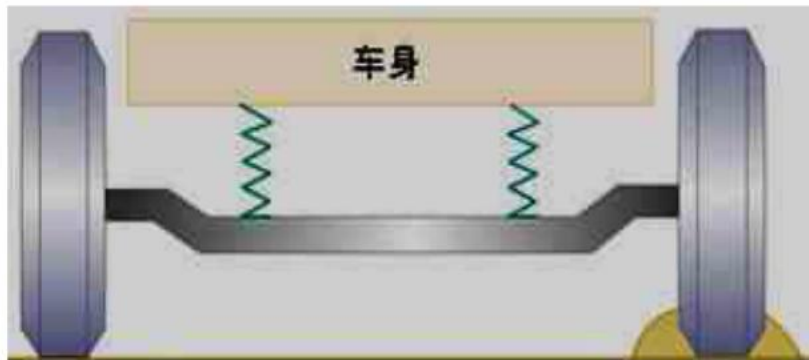


图 1-6 悬架在汽车的承载力

1.4 悬架的国内外发展情况

汽车悬架的发展十分迅速，不断出现崭新的悬架装置。正常情况按控制形式不同分为被动式悬架和主动式悬架。目前多数汽车上都采用被动悬架，20 世纪 80 年代以来主动悬架开始在一部分汽车上应用，并且目前还在进一步研究和开发中。主动悬架可以主动地控制垂直振动及其车身姿态，根据路面和行驶工况自动调整悬架刚度和阻尼。

随着当前世界汽车工业朝着高速、高性能、舒适、安全可靠的方向发展，空气悬架弹簧是当今汽车发展的一大趋势，特别是在大型客车和载重汽车上尤为突出。其实，早在 20 世纪 50 年代，空气悬架弹簧就开始应用在载重车、小轿车、大客车及铁道车辆上。到 60 年代，德国、美国等工业发达国家生产的大部分公共汽车上装有了主动式空气弹簧悬架。

国内早在 20 世纪 60 年代就设计生产了空气弹簧悬架，但由于工业技术条件有限，当时生产的产品使用效果不甚理想，以后在很长一段时期，产品没有进一步发展，因此，国外生产空气悬架弹簧的厂家凭借着资金与技术优势进入国内市场，为国内生产豪华客车的厂家配套成熟的主动式空气弹簧悬架产品。

同时我国公路条件的改善为汽车悬架创造了基本的使用条件，并产生了很大的促进作用。高速公路的迅速发展、运输量的增加以及对高性能客车的需求，都对汽车的操纵稳定性、平顺性、安全性提出了更高的要求。此外，重型汽车对路面破坏机制的研究及认识的进一步加深，政府对高速公路养护的重视，限制超载逐步在国内各地受到重视，这些因素都将促使新型悬架在重型车市场的应用将进一步扩大。

随着国内客车产品档次的逐步升级，空气悬架弹簧逐步被市场接受。目前，在国内有多家客车厂生产的豪华大客车装有空气悬架，如安凯、金龙客

车、桂林大宇、合肥现代、杭州客车等。

由于主动式空气悬架弹簧价格较贵，为降低成本，有的企业部分车型前桥使用钢板弹簧，后桥使用空气悬架弹簧。由此可知悬架正充分关注这方面的变化，提高综合开发能力，以适应市场的需求和变化，新型悬架的诞生迫在眉睫。

本章小结

本章主要介绍了麦弗逊悬架的功用和优缺点。并且针对麦弗逊独立悬架的未来发展趋势有了一定了解。

第 2 章 悬架分析设计

2.1 悬架结构方案分析

2.1.1 独立悬架与非独立悬架结构形式的选择

为适应不同车型和不同类型车桥的需要，悬架有不同的结构型式，主要有独立悬架与非独立悬架。独立悬架与非独立悬架各自的特点在上一章中已经作了介绍，本章不再累述，轿车对乘坐舒适性要求较高，故选择独立悬架。

2.1.2 悬架具体结构形式的选择

麦弗逊式独立悬架是独立悬架中的一种，是一种减振器作滑动支柱并与下控制臂铰接组成的一种悬架形式，与其它悬架系统相比，结构简单、性能好、布置紧凑，占用空间少。因此对布置空间要求高的发动机前置前驱动轿车的前悬架几乎全部采用了麦弗逊式悬架。

此次设计的悬架为发动机前置前轮驱动的哈飞路宝 7110 车型，故选择麦

弗逊式独立悬架形式。

2.2 弹性元件

弹性元件是悬架的最主要部件，因为悬架最根本的作用是减缓地面不平度对车身造成的冲击，即将短暂的大加速度冲击化解为相对缓慢的小加速度冲击。使人不会造成伤害及不舒服的感觉；对货物可减少其被破坏的可能性。

弹性元件主要有钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧、空气弹簧等常用类型。除了板弹簧自身有减振作用外，配备其它种类弹性元件的悬架必须配备减振元件，使已经发生振动的汽车尽快静止。钢板弹簧是汽车最早使用的弹性元件，由于存在诸多设计不足之处，现逐步被其它种类弹性元件所取代，本文选择螺旋弹簧。

2.3 减振元件

减振元件主要起减振作用。为加速车架和车身振动的衰减，以改善汽车的行驶平顺性，在大多数汽车的悬架系统内都装有减振器。减振器和弹性元件是并联安装的，如图 2-1 所示。

汽车悬架系统中广泛采用液力减振器。液力减振器的作用原理是当车架与车桥作往复相对运动时，而减振器中的活塞在缸筒内也作往复运动，则减振器壳体內的油液便反复地从一个内腔通过一些窄小的孔隙流入另一内腔。此时，孔壁与油液间的摩擦及液体分子内摩擦便形成对振动的阻尼力，使车身和车架的振动能量转化为热能，而被油液和减振器壳体所吸收，然后散到大气中。本文选择双筒式液力减振器。

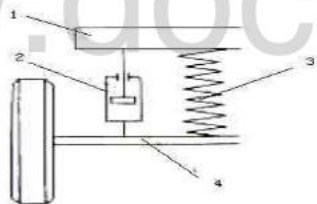


图 2-1 含减振器的悬架简图

1. 车身；2. 减震器；3. 弹性原件；4. 车桥。

2.4 传力构件及导向机构

车轮相对于车架和车身跳动时，车轮（特别是转向轮）的运动轨迹应符合一定的要求。因此，悬架中某些传力构件同时还承担着使车轮按一定轨迹相对于车架和车身跳动的任务，因而这些传力构件还起导向作用，故称导向

机构。

对前轮导向机构的要求

(1) 悬架上载荷变化时, 保证轮距变化不超过 $+4.0\text{mm}$, 轮距变化大会引起轮胎早期磨损;

(2) 悬架上载荷变化时, 前轮定位参数要有合理的变化特性, 车轮不应产生纵向加速度;

(3) 汽车转弯行驶时, 应使车身侧倾角小。在 $0.4g$ 侧向加速度作用下, 车身侧倾角 $\leq 6-7$ 度。并使车轮与车身的倾斜同向, 以增强不足转向效应。

(4) 制动时, 应使车身有抗前俯作用; 加速时, 有抗后仰作用。

(5) 具有足够的疲劳强度和寿命, 可靠地传递除垂直力以外的各种力和力矩。

2.5 横向稳定器

在多数轿车和客车上, 为防止车身在转向行驶等情况下发生过大的横向倾斜, 在悬架中还设有辅助弹性元件——横向稳定器。

横向稳定器实际是一根近似 U 型的杆件, 两个端头与车轮刚性连接, 用来防止车身产生过大侧倾。其原理是当一侧车轮相对车身位移比另外一侧位移大时, 稳定杆承受扭矩, 由其自身刚性限制这种倾斜, 特别是前轮, 可有效防止因一侧车轮遇障碍物时, 限制该侧车轮跳动幅度。

本章小结

本章主要介绍麦弗逊悬架的主要结构组成, 各个零部件的工作原理以及在汽车整体运动中的主要功用。对在以后的悬架设计中提供了理论基础。

第 3 章 悬架主要参数的确定

悬架设计可以大致分为结构型式及主要参数选择和详细设计两个阶段，有时还要反复交叉进行。由于悬架的参数影响到许多整车特性，并且涉及其他总成的布置，因而一般要与总布置共同配合确定。此次设计是对哈飞路宝 7110 前独立悬架设计。哈飞路宝 7110 参数如表 3-1 所示

表 3-1 哈飞路宝 7110 参数

长/宽/高 (mm)	3618/1563/1533
变速器型式 排量 (毫升)	1075
最大功率 (kw)	33.5/5000
最大扭矩 (N.M)	72/3500
油耗 (L/100km)	6.5
轴距 (mm)	2335
前轮距 (mm)	1360
后轮距 (mm)	1355
满载质量 (kg)	1270
空车质量 (kg)	920
主销内倾角	11°56'
主销后倾角	4°30'
车轮外倾角	22'

前束	-2~4
满载前轴允许负荷	<810kg
满载后轴允许负荷	<810kg

3.1 悬架的空间几何参数

在确定零件尺寸之前，需要先确定悬架的空间几何参数。麦弗逊式悬架的受力图如图 3-1 所示

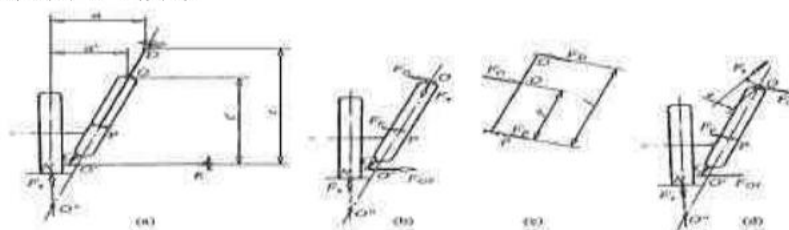


图 3-1 麦弗逊式悬架的受力分析

根据车轮尺寸，确定 G 点离地高度为 158.3mm，根据车身高度确定 C 大致高度为 700mm，O 点距车轮中心平面 110mm，减震器安装角度 14° 。

3.2 悬架的弹性特性和工作行程

3.2.1 悬架频率的选择

对于大多数汽车而言，其悬挂质量分配系数 $\epsilon = 0.8 \sim 1.2$ ，因而可以近似地认为 $\epsilon = 1$ ，即前后桥上方车身部分的集中质量的垂直振动是相互独立的，并用偏频 n_1 ， n_2 表示各自的自由振动频率，偏频越小，则汽车的平顺性越好。一般对于钢制弹簧的轿车， n_1 约为 $1 \sim 1.3\text{Hz}$ ($60 \sim 80$ 次/min)， n_2 约为 $1.17 \sim 1.5\text{Hz}$ ($70 \sim 90$ 次/min)，非常接近人体步行时的自然频率。取 $n = 1.2\text{Hz}$

3.2.2 悬架的工作行程

悬架的工作行程由静挠度与动挠度之和组成。

$$\text{由} \quad n = \frac{5}{\sqrt{f_c}} \quad (3-1)$$

式中: f_c — 悬架静挠度

得悬架静挠度:

$$f_c = \left(\frac{5}{n} \right)^2 \quad (3-2)$$

$$f_c = \left(\frac{5}{12} \right)^2 = 173.6 \text{ mm}$$

则悬架动挠度: $f_d = (0.5 - 0.7) f_c$

取 $f_d = 0.5 f_c = 0.5 \times 173.6 = 86.8 \text{ mm}$

为了得到良好的平顺性, 因当采用较软的悬架以降低偏频, 但软的悬架在一定载荷下其变形量也大, 对于一般轿车而言, 悬架总工作行程 (静挠度与动挠度之和) 应当不小于 160mm。

而 $f_c + f_d = 173.6 + 86.8 = 260.4 \text{ mm} > 160 \text{ mm}$ 符合要求

3.2.3 悬架刚度计算

已知: 已知整车装备质量: $m = 920 \text{ kg}$, 取簧上质量为 870kg; 取簧下质量为 50kg, 则由轴荷分配图知:

空载前轴单轮轴荷取 60%: $m_1 = \frac{870 \times 60\%}{2} = 261 \text{ kg}$

满载前轴单轮轴荷取 50%: $m_2 = \frac{(870 + 5 \times 60) \times 50\%}{2} = 292.5 \text{ kg}$ (满载时车上

5 名成员, 60kg/名)。悬架刚度:

$$C = \frac{F_{\text{满载}}}{f_c} = \frac{F_W}{f_c} = \frac{2925}{173.6} = 16.85 \text{ N/mm}$$

本章小结

本章主要介绍了哈飞路宝 7110 的主要参数。基于哈飞路宝的数据参数对悬架系统的刚度进行计算。针对各个零部件的设计都是在悬架总体刚度的基础上设计。

第 4 章 悬架主要零件设计

4.1 螺旋弹簧的设计计算

螺旋弹簧材料的选择。

螺旋弹簧作为弹性元件的一种，具有结构紧凑，制造方便及高的比能容量等特点，在轻型以下汽车的悬架中运用普遍。根据哈飞路宝汽车工作时螺旋弹簧的受力特点和寿命要求（可参考下文的计算分析），选择 60Si2MnA 为簧丝的材料，以提高弹簧在交变载荷下的疲劳寿命。

4.1.1 螺旋弹簧的刚度

由于存在悬架导向机构的关系，悬架刚度 C 与弹簧刚度 C_s 是不相等的，

其区别在于悬架刚度 C 是指车轮处单位挠度所需的力；而弹簧刚度 C_s 仅指弹簧本身单位挠度所需的力。

例如麦弗逊独立悬架的悬架刚度 C 的计算方法：

选定下摆臂长：EH=284mm；半轮距：B=680mm；减震器布置角度： $\beta = 9^\circ$ ，高度 430.48mm。

可知悬架刚度与弹簧刚度的关系如下：

可知：
$$C = (u \cos \delta / P \cos \beta) C_s \quad (4-1)$$

式中： C —悬架刚度； C_s —弹簧刚度。

已知 $u=1392.9\text{mm}$ $p=1565.3\text{mm}$ $\delta = 16^\circ$ $\beta = 24^\circ$

得：
$$C_s = \frac{C}{U \cos \delta / P \cos \beta} = 19.36 \text{ N/mm}$$

4.2 弹簧的受力及变形

根据悬架系统的装配图, 对其进行结构分析 计算可以得到平衡位置处弹簧所受压缩力 P 与车轮载荷 $N' v$ 的关系式:

$$P=Ay=\frac{N'v \cos \beta}{\cos(\beta+\delta-\alpha)}=\frac{292.5 \times \cos 22' \times 9.81}{\cos(22'+9'-3')}=2890(\text{N}) \quad (4-2)$$

式中: β - 车轮外倾角; δ - 减震器的内倾角
 α - 主销轴线与减震器的夹角。

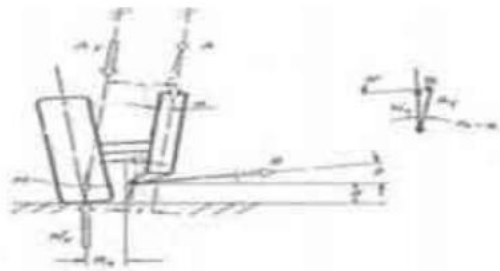


图 4-1 弹簧的受力

(1) 弹簧所受的最大力

取动载荷系数 $k=1.7$ 则弹簧所受的最大力 P_{dmax} 为

$$P_{dmax}=k \times p=1.7 \times 2890=4.913 \times 10^3 (\text{N})$$



图 4-2 螺旋弹簧受力

(2) 车轮到弹簧的力及位移传动比

车轮与路面接触点和零件连接点间的传递比既表明行程不同也表明作用在该二处的力的大小不同。弹簧的刚度 K_s 与悬架刚度 K_x 可由传递比建立联系; 利用位移传递比 i_x 便可计算出螺旋弹簧的刚度 K_s

$$K_s=\frac{F_w}{F_f}=\frac{N'vhiyix}{f}$$

(4-3)

其中分数 $\frac{N \cdot v h}{f}$ 代表悬架的线性刚度。从而，得到如下关系式

$$K_s = k_{xiyix}$$

当球头支撑 B 由减震器向车轮移动 t 值时，根据文献，悬架的行程传递比及力的传递比为

$$i_x = 1 / \cos(\delta - \alpha) = 1.005 \quad (4-4)$$

$$i_y = \cos(\delta - \alpha) + \frac{Ro + dtg\delta + t \cos(\delta - \alpha) + (c + o) \sin(\delta - \alpha)}{(c + o)ctg(\beta + \delta - \alpha) - t} = 1.022 \quad (4-5)$$

代入数值可得 $i_x = 1.005$ $i_y = 1.022$ 所以，位移传递比 i_{yix} 为 1.027

(3) 弹簧在最大压缩力作用下得变形量

由于哈飞路宝的前悬架给定的偏频 $f = 1.2 \text{ Hz}$ ，可得汽车悬架的线刚度

$$K = 4\pi^2 f^2 m^2 = 6.95 \times 4 = 27.83 (N / \text{mm}) \quad (4-6)$$

可得到弹簧的刚度 K_s

$$K_s = K_{xiyix} = 28.43 (\text{n. mm}) \quad (4-7)$$

进而可得到弹簧在最大压缩力 P_{dmax} 作用下的变形量 F

$$F = P_{dmax} / K_s = 172.8 (\text{mm}) \quad (4-8)$$

所以，弹簧所受最大弹簧力和相应的最大变形为：

$$P_{dmax} = 4913 \text{ N} \quad F = 172.8 \text{ mm}$$

4.2.1 弹簧几何参数的计算

根据以求得的弹簧所受的最大力和相应的变形进行弹簧的设计

(1) 弹簧的材料许用应力

根据其工作条件已经选择弹簧材料 60Si2MnA。材料的表 4-1 所示。

表 4-1 60Si2MnA 性能参数

许用应力	48 kgf/mm^2
许用剪切力	100 kgf/mm^2
剪切模量	8000 kgf/mm^2
弹性模量	2000mp
强度范围	45-50 HRC

(2) 选择弹簧旋绕比

旋绕比（弹簧指数）影响着弹簧的加工工艺，当旋绕比过小时将给弹簧的制作带来困难。一般的选择范围是 $C=4-8$ 这里初选旋绕比 $C=8$ 。

(3) 计算钢丝的直径 d

$$\text{曲率系数} \quad K = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} = 1.18 \quad (4-9)$$

$$[\sigma] = \frac{8pck'}{\pi d^2} = 704.01 \text{ MPa} \quad (4-10)$$

$$d \geq 1.596 \sqrt{\frac{kpc}{[\sigma]}} = 9.8 \quad \text{选 } d=10 \text{ mm}$$

(4) 弹簧中径 D_2 的选择

$$D_2 = c \times d = 8 \times 10 = 80 \text{ mm} \quad (4-11)$$

选择 $D_2=92$

(5) 弹簧圈数 n 的选择

$$n = \frac{Gd^4 k_s}{8D_2^3} = 4.9 \quad \text{选择 } n=6 \text{ 圈} \quad (4-12)$$

两端均选 0.75 的支承圈，则弹簧总圈数为

$$N_1 = n + n_2 = 7.5$$

(6) 弹簧的工作极限变形

$$F_j \leq 1.12F = 1.12 \times 0.173 = 0.194$$

工作极限载荷

$$P_j \leq P \frac{F_j}{F} = 5.51 \times 10^3 \text{ N}$$

(7) 弹簧的几何尺寸

$$\text{节距 } t \quad t = d + F/n + \delta = 33.03$$

$$\text{自由高度 } H_0 \quad H_0 = nt + 1.5d = 279.34$$

$$\text{选 } H_0 = 280 \text{ mm}$$

螺旋角 α

$$\alpha = \arctan \frac{t}{nD_2} = 6.67 \quad (4-13)$$

$$\text{外径 } D = D_2 + d = 102 \text{ mm}$$

进而需将原有弹簧座尺寸作相应的改变（实际尺寸根据弹簧的外径尺寸而定内径 D_1 ； $D_1 = D_2 - d = 92 - 10 = 82$ ）

4.2.2 弹簧校核

弹簧刚度校核

弹簧刚度的计算公式为：

$$C_s = \frac{Gd^4}{8D_m^3i} \quad (4-16)$$

代入数据计算可得弹簧刚度 C_s 为： $C_s = \frac{Gd^4}{8D_m^3i} = 16.65 \text{ N/mm}$

所以弹簧选择符合刚度要求。

计算结果的处理

表 4.2 螺旋弹簧的参数

自由高度 H_0	280 mm
弹簧圈数 n	7.5 圈
螺旋角	6.67 度
内径 D_1	82mm
外径 D	102mm
节距 t	33mm

为了改善弹簧在安装后的受力状况，螺旋弹簧的两端做端平处理，在装配时此处的配合精度选为七级精度，又因为弹簧的外径为 102mm，根据文献(18)，粗糙度值选为 3.2



图 4-3 螺旋弹簧

4.3 减振器结构类型的选择

减振器的功能是吸收悬架垂直振动的能量，并转化为热能耗散掉，使振动迅速衰减。汽车悬架系统中广泛采用液力式减振器。其作用原理是，当车架与车桥作往复相对运动时，减振器中的活塞在缸筒内作往复运动，于是减振器壳体内部的油液反复地从一个内腔通过另一些狭小的孔隙流入另一个内腔。此时，孔与油液间的摩擦力及液体分子内摩擦便行程对振动的阻尼力，使车身和车架的振动能量转换为热能，被油液所吸收，然后散到大气中。

减振器大体上可以分为两大类，即摩擦式减振器和液力减振器。顾名思义，摩擦式减振器利用两个紧压在一起的盘片之间相对运动时的摩擦力提供阻尼。由于库仑摩擦力随相对运动速度的提高而减小，并且很易受油、水等的影响，无法满足平顺性的要求，因此虽然具有质量小、造价低、易调整等优点，但现代汽车上已不再采用这类减振器。液力减振器首次出现于 1901 年，其两种主要的结构型式分别为摇臂式和筒式。与筒式液力减振器相比，摇臂式减振器的活塞行程要短得多，因此其工作油压可高达 75-30MPa，而筒式只有 2.5-5MPa。筒式减振器的质量仅为摆臂式的约 1/2，并且制造方便，工作寿命长，因而现代汽车几乎都采用筒式减振器。筒式减振器最常用的三种结构型式包括：双筒式、单筒充气式和双筒充气式。

双筒式液力减振器

双筒式液力减振器的工作原理如图 4-4 所示。其中 A 为工作腔，C 为补偿腔，两腔之间通过阀系连通，当汽车车轮上下跳动时，带动活塞 1 在工作腔 A 中上下移动，迫使减振器液流过相应阀体上的阻尼孔，将动能转变为热能耗散掉。车轮向上跳动即悬架压缩时，活塞 1 向下运动，油液通过阀 II 进入工作腔上腔，但是由于活塞杆 9 占据了一部分体积，必须有部分油液流经阀 IV 进入补偿腔 C；当车轮向下跳动即悬架伸张时，活塞 1 向上运动，工作腔 A 中的压力升高，油液经阀 I 流入下腔，提供大部分伸张阻尼力，还有一部分油液经过活塞杆与导向座间的缝隙由回流孔 6 进入补偿腔，同样由于活塞杆所占据的体积，当活塞向上运动时，必定有部分油液经阀 III 流入工作腔下腔。减振器工作过程中产生的热量靠贮油缸筒 3 散发。减振器的工作温度可高达 120 摄氏度，有时甚至可达 200 摄氏度。为了提供温度升高后油液膨胀的空间，减振器的油液不能加得太满，但一般在补偿腔中油液高度应达到缸筒长度的一半，以防止低温或减振器倾斜的情况下，在极限伸张位置时空气经油封 7 进入补偿腔甚至经阀 III 吸入工作腔，造成油液乳化，影响减振器的工作性能。

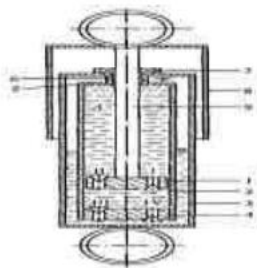


图 4-4 双筒式减振器工作原理图

1-活塞；2-工作缸筒；3-贮油缸筒；4-底阀座；5-导向座；6-回流孔活塞杆；7-油封；8-防尘罩 9-活塞杆

减振器的特性可用图 4-5 所示的示功图和阻尼力-速度曲线描述。减振器特性曲线的形状取决于阀系的具体结构和各阀开启力的选择。一般而言，当油液流经某一给定的通道时，其压力损失由两部分构成。其一为粘性沿程阻力损失，对一般的湍流而言，其数值近似地正比于流速。其二为进入和离开通道时的动能损失，其数值也与流速近似成正比，但主要受油液密度而不是粘性的影响。由于油液粘性随温度的变化远比密度随温度的变化显著，因而在设计阀系时若能尽量利用前述的第二种压力损失，则其特性将不易受油液粘性变化的影响，也即不易受油液温度变化的影响。不论是哪种情形，其阻力都大致与速度的平方成正比，如图 10 所示。图中曲线 A 所示为在某一给定的 A 通道下阻尼力 F 与液流速度 v 的关系，若与通道 A 并联一个直径更大的通道 B，则总的特性将如图中曲线 A+B 所示。如果 B 为一个阀门，则当其逐渐打开时，可获得曲线 A 与曲线 A+B 间的过渡特性。恰当选择 A, B 的孔径和阀的逐渐开启量，可以获得任何给定的特性曲线。阀打开的过程可用三个阶段来描述，第一阶段为阀完全关闭，第二阶段为阀部分开启，第三阶段为阀完全打开。通常情况下，当减振器活塞相对于缸筒的运动速度达到 0.1m/s 时阀就开始打开，完全打开则需要运动速度达到数米每秒。

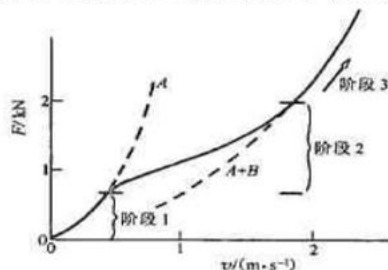


图 4-5 阀的开启程度对减振器特性影响示意图

图 4-5 给出了三种典型的减振器特性曲线。第一种为斜率递增型的，第二种为等斜率的（线性的），第三种为斜率递减型的。其中第一种在小速度时，

阻尼力较小,有利于保证平坦路面上的平顺性,第三种则在相当宽的振动速度范围内都可提供足够的阻尼力,有利于提高车轮的接地能力和汽车的行驶性能。根据汽车的型式、道路条件和使用要求,可以选择恰当的阻尼力特性。

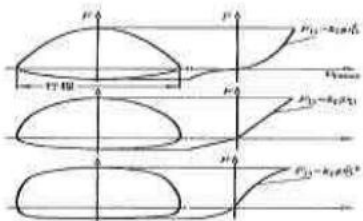


图 4-6 典型的减振器特性曲线

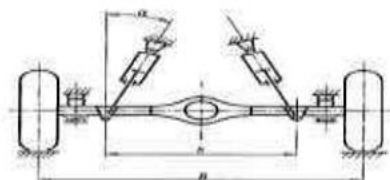


图 4-7 减振器斜置时计算传递比示意图

需要注意的是,在大部分汽车上,减振器不是完全垂直安装,如图 4-7 所示为刚性桥非独立悬架的情况。这时减振器本身的阻尼力与车轮处的阻尼力之间存在差异,当左右车轮同向等幅跳动时,阻尼力的传递比 $i_D = 1/\cos\alpha$, 由于角度 α (见图 4-7) 同时造成车轮处力的减小和减振器行程的减小,因此减振器的阻尼系数应为车轮处阻尼系数的 i_D^2 倍。当车身侧倾时,相应的传递

比 $i_{D\phi} = B/(b\cos\alpha)$, 式中 B 为轮距, b 为减振器下固定点的安装距。

单筒充气式液力减振器

单筒充气式减振器的工作原理如图 (4-8) 所示。其中浮动活塞 3 将油液和气体分开并且将缸筒内的容积分成工作腔 4 和补偿腔 2 两部分。当车轮下落即悬架伸张时,活塞杆 8 带动活塞 5 下移,压迫油液经过伸张阀 10 从工作腔下腔流入上腔。此时,补偿腔 2 中的气体推动活塞 3 下移以补偿活塞杆抽出造成的容积减小;车轮上跳时,活塞 5 向上运动,油液通过压缩阀 6 由上腔流入下腔,同时浮动活塞向上移动以补偿活塞杆在油液中的体积变化。

与前述的双筒式减振器相比,单筒充气式减振器具有以下优点:①工作缸筒 n 直接暴露在空气中,冷却效果好;②在缸筒外径相同的前提下,可采用大直径活塞,活塞面积可增大将近一倍,从而降低工作油压;③在充气压力作用下,油液不会乳化,保证了小振幅高频振动时的减振效果;④由于浮动活塞将油、气隔开,因而减振器的布置与安装方向可以不受限制。其缺点在于:①为保证气体密封,要求制造精度高;②成本高;③轴向尺寸相对较大;④由于气体压力的作用,活塞杆上大约承受 190-250N 的推出力,当工作温度为 100℃ 时,这一值会高达 450N,因此若与双筒式减振器换装,则最好同时换装不同高度的弹簧。

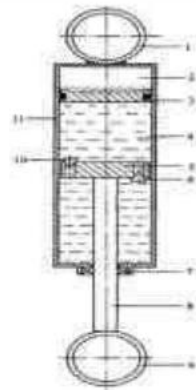


图 4-8 单筒充气式减振器

双筒充气式减振器的优点有:①在小振幅时阀的响应也比较敏感;②改善了坏路上的阻尼特性;③提高了行驶平顺性;④气压损失时,仍可发挥减振功。

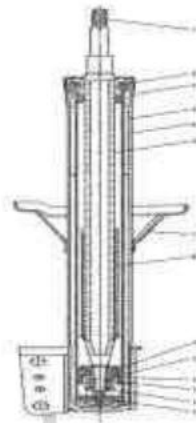


图 4-9 为双筒充气式减振器用于麦克弗逊悬架时的结构图

1-六方;2-盖板;3-导向座;4-贮油缸筒;5-补偿腔;6-活塞杆;7-弹簧托架;8-限位块;9-压缩阀;10-密封环;11-阀片;12-活塞紧固螺母;13-活塞杆小端;14-底阀

4.3.1 减震器参数的设计

(1) 相对阻尼系数 ψ

相对阻尼系数 ψ 的物理意义是:减震器的阻尼作用在与不同刚度 C 和不同簧上质量 m_s 的悬架系统匹配时,会产生不同的阻尼效果。 ψ 值大,振动能迅速衰减,同时又能将较大的路面冲击力传到车身; ψ 值小则反之,通常情

况下，将压缩行程时的相对阻尼系数 ψ_Y 取小些，伸张行程时的相对阻尼系数 ψ_S 取得大些，两者之间保持 $\psi_Y = (0.25-0.50) \psi_S$ 的关系。

设计时，先选取 ψ_Y 与 ψ_S 的平均值 ψ 。相对无摩擦的弹性元件悬架，取 $\psi = 0.25-0.35$ ；对有内摩擦的弹性元件悬架， ψ 值取的小些，为避免悬架碰撞车架，取 $\psi_Y = 0.5\psi_S$

取 $\psi = 0.3$ ，则有：

，计算得： $\psi_S = 0.4$ ， $\psi_Y = 0.2$ 。

(2) 减震器阻尼系数 δ 的确定

减震器阻尼系数 $\delta = 2\psi\sqrt{cm_s}$ 。因悬架系统固有频率 $\omega = \sqrt{\frac{c}{m_s}}$ ，所以理论上 $\delta = 2\psi m_s \omega$ 。实际上，应根据减震器的布置特点确定减震器的阻尼系数。

我选择下图的安装形式，则起阻尼系数 δ 为：

$$\delta = \frac{2\psi m_s \omega b^2}{a^2 \cos^2 \alpha} \quad (4-18)$$

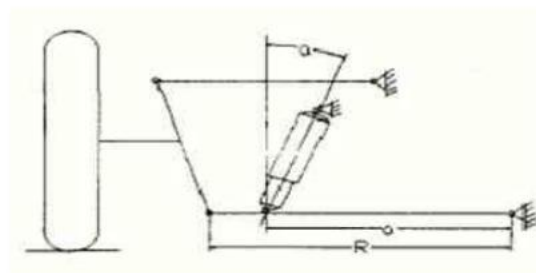


图 4-10 减震器的布置

根据公式 $n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_s}{m_s}}$ ，可得出： $\omega = \sqrt{\frac{c}{m_s}} = 2\pi n$

满载时计算前悬刚度 $C_s = 4 \times 1^2 \times 3.14^2 \times 292.5 = 11535.73 \text{ N/m}$

代入数据得： $\omega = 6.3 \text{ Hz}$ ，取 $a/b = 0.8$ ， $\alpha = 14^\circ$

按满载计算有：簧上质量 $m_2 = 292.5 \text{ kg}$ ，代入数据得减震器的阻尼系数为：

$$\delta = 2 \times 0.3 \times 292.5 \times 8.23 \times \left(\frac{1}{0.948} \right)^2 \times \left(\frac{1}{0.9703} \right)^2 = 1640 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad (4-19)$$

(3) 减震器最大卸荷力 F_0 的确定

为减小传到车身上的冲击力，当减震器活塞振动速度达到一定值时，减震器打开卸荷阀。此时的活塞速度称为卸荷速度 V_x ，按上图安装形式时有：

$$V_x = A\omega a \cos \alpha / b \quad (4-20)$$

式中， V_x 为卸荷速度，一般为 $0.15 \sim 0.3 \text{ m/s}$ ， A 为车身振幅，取 $\pm 40 \text{ mm}$ ；

ω 为悬架振动固有频率。

代入数据计算得卸荷速度为：

$$V_x = 0.04 \times 8.23 \times 0.948 \times \cos 16^\circ = 0.3 \text{ m/s}$$

符合 V_x 在 $0.15 \sim 0.3 \text{ m/s}$ 之间范围要求。

根据伸张行程最大卸荷力公式： $F_0 = c\delta V_x$ 可以计算最大卸荷力。式中， c 是

冲击载荷系数，取 $c=1.5$ ；代入数据可得最大卸荷力 F_0 为：

$$F_0 = 1.5 \times 1640 \times 0.3 = 885.6 \text{ N}$$

(4) 减震器工作缸直径 D 的确定

根据伸张行程的最大卸荷力 F_0 计算工作缸直径 D 为:

$$D = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[P](1-\lambda^2)}} \quad (4-21)$$

其中, $[P]$ ——工作缸最大压力, 在 $3\text{Mpa} \sim 4\text{Mpa}$, 取 $[P]=3\text{Mpa}$;

λ ——连杆直径与工作缸直径比值, $\lambda=0.4 \sim 0.5$, 取 $\lambda=0.4$ 。

代入计算得工作缸直径 D 为:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 885.6}{3.14 \times 3 \times 10^6 \times (1 - 0.4^2)}} = 21.16\text{mm} \quad (4-22)$$

减震器的工作缸直径 D 有 20mm, 30mm, 40mm, 45mm, 50mm, 65mm, 等几种。选取时按照标准选用, 按下表选择。

表 4.3 减震器的工作缸选择

工作缸直径 D	基长 L	贮油直径 D_c	吊环直径 ϕ	吊环直径宽 度 B	活塞行程 S
30	11 (120)	44 (47)	29	24	230、240、250、 260、270、280
40	14 (150)	54	39	32	120、130、140、 150、270、280
50	17 (180)	70 (75)	47	40	120、130、140、 150、160、170、 180
65	210	210	62	50	120、130、140、 150、160、170、 180、190

所以选择工作缸直径 $D=30\text{mm}$ 的减震器, 对照上表选择起长度:

活塞行程 $S=240\text{mm}$ ，基长 $L=110\text{mm}$ ，则：

$$L_{\min} = L + S = 240 + 110 = 350\text{mm} \quad (\text{压缩到底的长度})$$

$$L_{\max} = L_{\min} + S = 350 + 240 = 590\text{mm} \quad (\text{拉足的长度})$$

取贮油缸直径 $D_c=45\text{mm}$ ，壁厚取 2.6mm 。

4.4 横向稳定杆的设计

4.4.1 横向稳定杆的作用

横向稳定杆是一根拥有一定刚度的扭杆弹簧，它和左右悬挂的下托臂或减震器滑柱相连。当左右悬挂都处于颠簸路面时，两边的悬挂同时上下运动，稳定杆不发生扭转，当车辆在转弯时，由于外侧悬挂承受的力量较大，车身发生一定得侧倾。此时外侧悬挂收缩，内测悬挂舒张，那么横向稳定杆就会发生扭转，产生一定的弹力，阻止车辆侧倾。从而提高车辆行驶稳定性。

4.4.2 横向稳定杆参数的选择

具体尺寸选择如下：杆的直径 $d=22\text{mm}$ ，杆长 $L=1000\text{mm}$ ， $c=363\text{mm}$ ， $a=68\text{mm}$ ， $b=69\text{mm}$ ， $l_2=156\text{mm}$ ，圆角半径 $R=23\text{mm}$ 。



图 4-11 横拉杆

本章小结

本章主要是针对零部件主要参数的计算和校核。在设计过程中主要根据整体悬架在整个汽车中的刚度的基础上进行计算设计。并且在计算和设计过程中不断的了解到了整体悬架的刚度在其零部件的设计中的作用。

第五章 麦弗逊独立悬架 catia 建模

5.1 麦弗逊独立悬架零部件的设计

根据 CAD 总装和零部件图对螺旋弹簧、减震器、下摆臂件设计。



图 5-1 麦弗逊独立悬架零部件

5.2 对悬架系统零部件的总装

基于 CATIA 平台的零部件总装



图 5-2 悬架系统零部件的总装设计

5.3 麦弗逊悬架的整体安装

对麦弗逊悬架安装转向系 轮胎 轮毂等安装

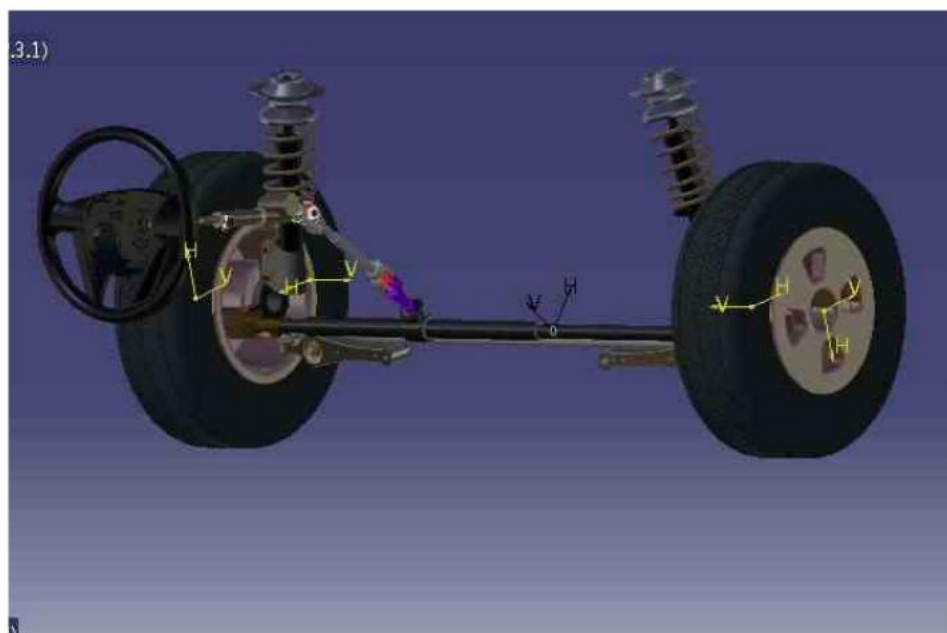


图 5-3 麦弗逊悬架及转向系统的整体安装

本章小结

本章主要是基于 CAD 图纸利用 CATIA 进行三维建模的设计，在利用 CATIA 的制图了解它的具体形状和在整体悬架中的具体位置的设计和作用，在三维建模过程中应不断的与实体与设计理论相结合。

www.docin.com

结 论

在毕业设计过程中,通过对哈飞路宝 7110 麦弗逊悬架的设计工作。本文按照刘惟信编著的《汽车设计》一书详细研究了麦弗逊悬架的设计方案,提出了比较可行的设计思路,并按照这一思路进行详细地计算,最终根据计算数据绘制出麦弗逊悬架系统的总装配图及其零部件图。

在设计过程中,查阅了很多汽车相关的资料,对大学期间学到的汽车知识有了更高层次的认识。通过亲自查找资料和分析计算,充分锻炼了自己设计的能力;通过发现问题、提出问题、解决问题,体验到了设计的乐趣;在绘图的过程中,我熟悉并掌握了 CAD 制图的一些标准和技巧,当然也会存在一些问题,期待批评指正。用 CAD 绘过图之后,我更深刻地体会到 CAD 制图的效率,也认识到其成为主流的深层原因。手绘零件图后,我进一步熟悉了手绘图纸的各个细节,同时进一步感受到了手绘图纸的麻烦与机绘图纸的简便。

通过这次毕业设计,考验了我在大学所学的知识,是我大学四年课程的一次大的总结。在设计过程中,我明显地感觉到自己专业知识不足、专业经验欠缺以及知识面狭窄。我以后会努力拓展自己的知识面,积累各方面的经验,弥补专业知识的不足,使自己得到全面的发展,在以后的工作中作出理大的成绩。

随着汽车工业的发展,轿车会走进千家万户,普通老百姓拥有自己的轿车不将只是梦想,随着新车型的推出,轿车驱动桥的设计工作将会变得更为频繁。为了提高工作效率和降低开发成本,越来越多的软件和技术将会应用到传统的设计工作中去,CAD、CATIA 也会得到广泛的应用。通过这次毕业设计可以了解到,传统的设计工作根本达不到轿车轻量化的要求,零部件也不一定能够达到所需的强度要求,随着有限元技术和优化分析软件的发展,设计工作将会变得更合理,优化设计需要兼顾的因素也会越来越多,约束条件和优化目标越来越复杂,优化设计的结果也会更加满足轿车所需要达到的要求。这样将设计结果应用到实践中才会更有实际意义。

参考文献

- [1] 陈家瑞 马天飞 【汽车构造】 第 5 版 人民交通出版社
- [2] 王望予 【汽车设计】 第 4 版 机械工业出版社
- [3] 程耀东 李培玉 【机械振动学】 浙江大学出版社
- [4] 余志生 【汽车理论】 第 5 版 机械工业出版社
- [5] 李鹏 【汽车概论】 人民交通出版社
- [6] 姜铁均 傅强 【汽车机械基础】 同济大学出版社
- [7] 刘维信 【机械最优化设计】 第 2 版清华大学出版社
- [8] 哈工大理论力学教研室 【理论力学】 第 6 版 高等出版社
- [9] 中国国家标准
- [10] 刘惟信 【汽车设计】 清华大学出版社
- [11] 西北工业大学机械原理及机械零件教研室 【机械设计】 第八版
高等教育出版社
- [12] Martin W.Stockel,Martin T.Stockel.AFundamentals[R].U.S.A
Goodheart Wilcox Company,2003
- [13] Bryson, George Y. Deal III, Walter F. The automobile: A
designer's dream[J]. Technology Teacher, 1996