

# 某乘用车悬架设计与分析

唐传茵<sup>1</sup>, 马岩<sup>2</sup>, 周淑文<sup>1</sup>, 贾云亭<sup>1</sup>

(1. 东北大学机械工程与自动化学院, 辽宁沈阳 110189; 2. 沈阳仪表科学研究所, 辽宁沈阳 110043)

摘要: 以某乘用车悬架为对象, 进行悬架系统前悬架、压缩弹簧、前减震器、横向稳定杆、后悬架、空气弹簧、后减震器、扭转横梁设计, 并且建立了麦弗逊前悬架三维模型、扭力梁后悬架总成, 同时进行了横向稳定杆的有限元分析。

关键词: 悬架; 乘用车; 空气弹簧; 有限元

## Design and Analysis of Suspension of Some Passengers Vehicle

TANG Chuanyin<sup>1</sup>, MA Yan<sup>2</sup>, ZHOU Shuwen<sup>1</sup>, JIA Yunting<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang Liaoning 110189, China;

2. Shenyang Academy of Instrumentation Science, Shenyang Liaoning 110043, China)

**Abstract:** The design of the suspension system was proposed, with the object of some passenger cars' suspension, which including the design of front suspension, the design of compression spring, the design of the shock absorber, design of transverse stability bar, design of rear suspension, design of air spring, shock absorber and design of reverse beam. The three dimensional modeling of the front McPherson independent suspension and rear torsion beam suspension was established, and the finite element analysis of transverse stability bar was presented simultaneously.

**Keywords:** Suspension; Passenger vehicle; Air suspension; Finite element analysis

## 0 引言

悬架是现代汽车上重要总成之一, 它把车架(或车身)与车轴(或车轮)弹性地连接起来。悬架是保证车轮或车桥与汽车承载系统(车架或承载式车身)之间具有弹性联系并能传递载荷、缓和冲击、衰减振动以及调节汽车行驶中的车身位置等有关装置的总称。麦弗逊前悬架与扭力梁后悬架设计计算和校核计算<sup>[1-3]</sup>, 主要对悬架的弹簧(包含空气弹簧)和减震器以及横向稳定杆等进行设计计算和校核。应用 CATIA 软件对机构进行建模, 用分析模块对悬架部分零件进行有限元分析。

## 1 前悬架设计

前悬架选择麦弗逊式独立悬架。麦弗逊悬挂通常由两个基本部分组成: 支柱式减震器和 A 字型托臂。

### 1.1 压缩弹簧的设计

螺旋压缩弹簧选用油淬回火硅锰弹簧钢, 初取  $D = 120$  mm。圆柱螺旋弹簧直径  $d$ , 计算得到  $14$  mm, 稳定性  $b = \frac{H_0}{D} = 2.5 \leq 5.3$ , 满足要求<sup>[4-6]</sup>。

$$\text{疲劳强度: } \tau_1 = \frac{8F_1DK}{\pi d^3} = \frac{8 \times 3467 \times 120 \times 21.360}{\pi \times 14^3} = 159.7$$

MPa

$$S = \tau_1 \frac{F_2}{F_1} = \frac{159.7 \times 3467}{3467} = 169.8 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{\tau_0 + 0.758\tau_1}{\tau_2} = 1.68 \geq S_p = 1.3, \text{ 符合设计要求。}$$

在弹簧两端固定的情况下, 弹簧的一阶自振频率为:

$$f = 1.78 \times 10^5 \frac{d}{nD^2} = 43.2 \text{ Hz}$$

其中:  $d$  为弹簧直径;

$D$  为弹簧中径;

$n$  为弹簧有效圈数。

弹簧自振频率与悬架及人体敏感区差别较大, 符合要求。

校核台架试验的寿命:

$$K_e = \frac{0.74(\tau_2 - \tau_1)}{1.48[\sigma] - \tau_2 - \tau_1} = 0.03$$

$$n_e = \left( \frac{1.808}{K_e} \right)^{\frac{1}{m}}$$

其中:  $n_e$  为在台架试验中, 给点条件下的循环次数  $4.9 \times 10^{13}$ ;

$K_e$  为寿命系数。

可见弹簧的台架循环次数满足预期。

### 1.2 减震器的设计

螺旋弹簧悬架相对阻尼系数

$$\psi = 0.23 \sim 0.35$$

基金项目: 中央高校基本科研业务费资助项目(N100403009); 国家自然科学基金资助项目(51205051); 沈阳市科学计划项目(F10205175)

收稿日期: 2012-10-08

作者简介: 唐传茵(1979—)女, 博士, 讲师, 研究方向为车辆动力学及控制。E-mail: monsignor@yahoo.com.cn。

减振器阻尼系数

$$\xi = \frac{2m\psi \cdot \omega^2}{\cos^2 \alpha} = \frac{2 \times 376 \times 21.360 \times 0.3}{\cos^2 7^\circ \times \cos 7^\circ} = 4\ 855$$

最大卸荷力

$$F_0 = \xi \cdot v_x = 1\ 408\ \text{N}$$

减振器连杆工作缸径比  $L$ , 选取  $\lambda = 0.3$ ,  $D =$

$$\frac{4F_0}{\pi \cdot [P] \cdot (1 - \lambda^2)} = 35.3\ \text{mm}, \text{ 根据国标 JB1459-1985 对照,}$$

直径选取 40 mm。

贮油筒直径的确定<sup>[7]</sup>: 选取  $D_c = 1.4D = 56\ \text{mm}$ , 壁厚取 2 mm。

### 1.3 横向稳定杆的设计

给出横向稳定杆简化模型如图 1 所示。

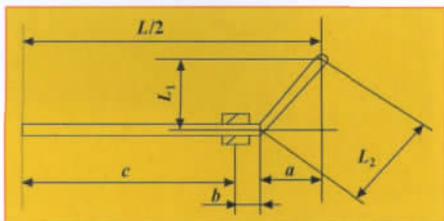


图 1 横向稳定杆简化模型

图中  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $L_1$ 、 $L_2$  为横向稳定杆尺寸参数。

考虑到汽车行驶舒适性和驾驶员的路感要求, 给出横向稳定杆设计刚度:

$$C_\psi = 2\ 000\ \text{N} \cdot \text{m}$$

横向稳定杆设计参数:  $L = 1\ 114\ \text{mm}$ ;  $b = 45\ \text{mm}$ ;  $a = 120\ \text{mm}$ ;  $L_2 = 180\ \text{mm}$ ;  $L_1 = 240\ \text{mm}$ ;  $d$  取 25 mm。

由于横向稳定杆主要承受扭矩作用, 一般校核扭转剪切应力; 假设汽车受 0.4g 侧向加速度时大部分的抗侧倾力矩由横向稳定杆提供:

$$\tau = \frac{16T}{\pi \cdot d^3} = 450\ \text{MPa} \leq [\tau] = 800\ \text{MPa}$$

$d$  为横向稳定杆直径, 横向稳定杆采用与弹簧相同的材料制造, 许用应力取 800 MPa。

### 1.4 校核悬架整体侧倾角刚度

当汽车侧倾角达到 3° 时, 悬架横向稳定杆和悬架可以产生的抗侧倾力为:

$$F = F_1 + F_2; F_1 = 2\ 617\ \text{N}; F_1 \text{ 为悬架的抗侧倾力。}$$

$$F_2 = \frac{25\ 000 \cdot 6 \cdot 2\pi}{360} = 1\ 480\ \text{N}, F = 4\ 097\ \text{N}, \text{ 对应的抗侧}$$

倾力矩为 4.6 MPa。

当悬架受到侧向加速度 0.4g 时, 对应的侧向力矩为 2.6 MPa, 小于悬架能提供的侧倾角刚度 4.6 MPa, 悬架的整体设

计侧倾角刚度是符合要求的。

## 2 后悬架设计

选取纵臂扭转梁式半独立悬架, 由焊在扭转梁上的两根纵臂组成, 当一侧车轮向上跳动, 另一侧向下跳动, 该扭转梁兼起横向稳定杆的作用。扭转梁式悬架的缺点是: 在侧向力的作用下易发生有利于过多转向的悬架变形, 需要采取专门的措施予以纠正; 横梁及其与纵臂的连接结构对悬架性能影响大, 其设计比较复杂, 一般需要利用有限元分析方法进行性能强度刚度分析, 从而使悬架的性能符合受到强度的限制。

### 2.1 空气弹簧设计

空气弹簧是在柔性密闭空间容器中充入压缩空气, 利用空气的可压缩性实现弹性作用的一种非金属弹簧。用于车辆悬架装置中可以明显提高运行舒适性。选用囊式空气悬架。空气弹簧在 551 kPa 的最大允许直径  $OD_{\max} = d - 51 = 249\ \text{mm}$ 。

(1) 空气弹簧的初选

表 1 弹簧系列及参数

系列号	设计载荷范围/N	冲程/mm	$OD_{\max}$ /mm
R8005	254 ~ 1 412	330	221
1R8009	240 ~ 1 399	300	241
1R8003	336 ~ 2 023	218	214

初步选定 1R8009 空气弹簧。由弹簧的动态特性表, 求弹

簧在满载下的固有频率: 根据差值结果:  $\frac{1\ 361 - 907}{907 - 392} =$

$$\frac{1.32 - 1.33}{1.3 - f_s} \text{ 得 } f_s = 1.35\ \text{Hz}; \text{ 满足设计要求: } 1.1 \sim 1.6\ \text{Hz}。$$

(2) 弹簧满载固有频率的计算

弹簧在满载下的刚度:

$$\frac{1\ 361 - 907}{907 - 392} = \frac{101\ 681 - 69\ 304}{69\ 304 - K} \text{ 得 } K = 32\ 577; \text{ 满足设计}$$

要求。

### 2.2 减振器设计

(1) 减振器阻尼系数

$$\xi = \frac{2m\psi \cdot \omega^2}{\cos^2 \alpha} = \frac{2 \times 392 \times 33 \times 0.35}{\cos^2 7^\circ \times \cos 7^\circ} = 9\ 132$$

(2) 减振器最大卸荷力的确定

为减少传到车身的冲击力, 当减振器活塞振动速度达到一定值时, 减振器的卸荷阀便被打开, 减振器不再提供阻尼力, 以限制减振器所提供的最大阻尼力, 此时活塞速度成为卸荷速度, 即:  $v_x = \frac{A \cdot \omega \cdot \cos \alpha}{i} = 0.9\ \text{m/s}$ ,  $A$  为车身振幅, 取  $\pm 40\ \text{mm}$ ;  $v_x$  为卸荷速度, 取 0.15 到 0.3 m/s; 因此只能取 0.3 m/s;  $\omega$  为悬架系统的固有频率。

已知阻尼系数  $\xi = 9.123$ ，则最大卸荷力为： $F_0 = \xi \cdot v_x = 2.737 \text{ N}$ 。

(3) 减震器工作缸径的确定：

减震器工作缸径比  $\lambda = 0.3$ 。

$$D = \frac{4F_0}{\pi \cdot [P](1 - \lambda^2)} = 55.3 \text{ mm}，\text{选取 } 65 \text{ mm}。$$

贮油筒直径的确定<sup>[6]</sup>：一般的  $D_c$  取 1.35 到 1.5D，本设计选取  $D_c = 1.4D = 91 \text{ mm}$ ，壁厚取 2 mm。

### 2.3 扭转横梁的设计

在设计中，为了增强汽车的不足转向，提高车辆的操控稳定性，一般要求前悬架的侧倾角刚度大于后悬架，同时也应满足在  $0.4g$  加速度下侧倾不超过  $7^\circ$  的最低条件。对于扭转梁式后悬架，其侧倾角刚度计算公式为：

$$C_w = C_1 + C_2$$

式中： $C_1$  为空气弹簧满载时侧倾角刚度；

$C_2$  为扭转横梁的侧倾角刚度。

$$C_1 = \frac{dT}{d\phi} = 2 \cdot C_s \cdot q$$

式中： $C_s$  为空气弹簧满载时刚度，取 32 577。 $q$  是弹簧中心离悬架侧倾中心的垂直投影距离 410 mm。

扭转横梁的侧倾角刚度  $C_2 = 35\,000 - 26\,731 = 8\,269$ 。

扭转梁侧倾角刚度的计算公式：

$$C_2 = kGJ/L$$

$k$  为将横梁位置的侧倾角刚度换算到车轮中心位置侧倾角刚度的换算系数，本设计简化计算，取值为 1。

$G$  为材料剪切弹性模量，选取和螺旋弹簧一样的材料 60Si<sub>2</sub>MnA，其值为 79 000；

$J$  为扭转常数，其值取决于截面的形状；

$L$  为扭转横梁长度，给出设计尺寸 1 122 mm。

扭转横梁截面高度取 60 mm；截面展直后的长度  $l = 21 \text{ mm}$ 。

### 3 麦弗逊前悬架三维模型与有限元分析

对横向稳定杆的受力分析，选取工况为横向稳定杆的设计载荷，当汽车侧倾角达到  $4^\circ$  时，悬架横向稳定杆产生的抗侧倾力为 1 480 N，稳定杆的材料与弹簧相同。

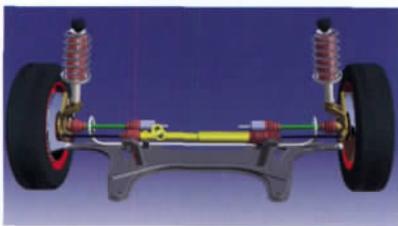


图2 麦弗逊前悬架正视图

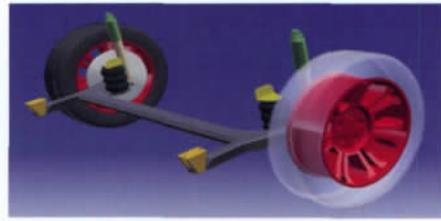


图3 扭力梁悬架总成

材料定义：钢；弹性模量  $E = 200 \text{ GPa}$ ；泊松比 0.3；稳定杆两端受  $Z$  向力，固定点只保留一个绕杆旋转的自由度。米塞斯应力图如图 4 所示。

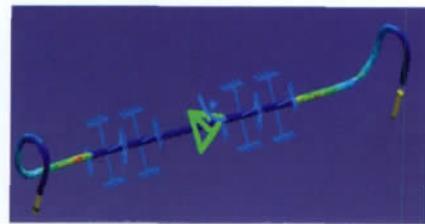


图4 横向稳定杆米塞斯应力图

由米塞斯应力图可以看到，稳定杆的危险断面主要集中在被固定的两端，受力部位的应力反而较小。

### 4 结论

以某乘用车悬架为对象，进行悬架系统的前悬架、压缩弹簧、前减震器、横向稳定杆、后悬架、空气弹簧、后减震器、扭转横梁设计，并且建立了麦弗逊前悬架三维模型、扭力梁后悬架总成，同时进行了横向稳定杆的有限元分析。通过有限元分析手段找出了部分零件存在的安全隐患，避免断裂的发生。

参考文献：

- [1] 王霄锋. 汽车底盘设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2010: 1 - 100.
- [2] 王望予. 汽车设计 [M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2000: 1 - 100.
- [3] 唐金松. 简明机械设计手册 [M]. 3 版. 上海: 上海科学技术出版社, 2009: 1 - 600.
- [4] 张英会, 刘辉航, 王德成. 弹簧手册 [M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2008: 1 - 90.
- [5] GB/Z 144-1976 圆柱螺旋弹簧的设计与计算 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1982.
- [6] JB/T 10416-2004 悬架用螺旋弹簧技术条件 [S]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [7] QC/T 491-1999 汽车筒式减振器尺寸系列及技术条件 [S]. 北京: 中国计划出版社, 1999.