

文章编号:1005-0523(2000)03-0058-05

# 汽车扭杆弹簧及扭杆悬架的优化设计

李 骏, 郭厚

(华东交通大学 机械工程学院, 江西 南昌 330013)

**摘要:** 阐述了一种汽车扭杆弹簧及扭杆悬架的优化设计方法, 编制了求解程序, 并对某车型进行了实例计算。计算结果与实际使用吻合, 验证了方法的准确性和实用性, 同时对该车的悬架参数进行了分析。

**关键词:** 扭杆弹簧; 扭杆悬架; 优化设计

**中图分类号:** U463.33 **文献标识码:** A

## 0 引言

扭杆悬架早在 30 年代初期就出现在汽车上。随着对扭杆弹簧及扭杆悬架研究的不断深入和扭杆悬架技术的不断成熟, 扭杆弹簧悬架目前已越来越多地应用于各种车辆上。扭杆弹簧及扭杆悬架之所以在汽车上得到日益广泛的应用, 是因为它主要具有以下优点:

- 1) 单位质量扭杆弹簧所能储存的能量比其他种类的弹性元件(如钢板弹簧、螺旋弹簧)都大, 如它比同质量钢板弹簧储存的能量大 3 倍多。故在相同载荷下采用扭杆弹簧可节省材料, 减少质量;
- 2) 和螺旋弹簧相比, 它结构紧凑, 便于布置, 也可以较方便地实现车身高度的调整;
- 3) 应用扭杆弹簧可使非簧载质量减少, 有利于提高汽车的平顺性;
- 4) 扭杆弹簧与固定臂和调节臂的连续结构简单, 在保养中一般无维护要求。

## 1 扭杆弹簧及扭杆悬架的结构特点

### 1.1 扭杆弹簧

扭杆弹簧作为扭杆悬架的弹性元件, 按其截面形可分为圆形截面、环形截面和矩形截面, 如图 1 所示。

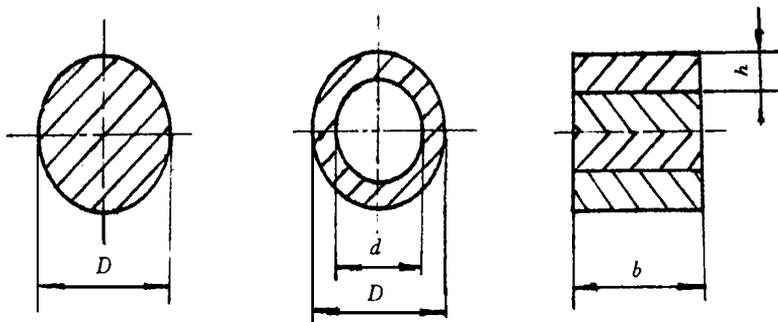
扭杆弹簧的变开能, 即容量为<sup>[1]</sup>

$$U = \frac{\lambda_{\max}^2 LA}{4G} \quad (1)$$

式中:  $L$  为扭杆的作用长度;  $A$  为扭杆的横截面积;  $G$  为剪切弹性模量;  $\tau_{\max}$  为扭杆的最大扭转应力;  $\lambda$  为扭杆在扭转变形时, 材料利用的合理性系数, 根据扭杆的截面形状而定, 对环形截面

收稿日期: 2000-02-24; 修订日期: 2000-03-16

作者简介: 李骏(1974-), 男, 江苏赣榆人, 华东交通大学助教



(a) 圆形截面

(b) 环形截面

(c) 矩形截面

图 1 扭杆弹簧截面形状

$$\lambda = 1 + (d/D)^2$$

式中:  $d$  为截面的内径;  $D$  为截面的外径; 对于圆形截面; 因  $d=0$ , 故  $\lambda=1$ ; 对于矩形截面;  $\lambda$  取决于截面宽  $b$  与截面高  $h$  之比<sup>[13]</sup>

### 1.2 扭杆悬架

扭杆弹簧悬架具有扭杆弹簧横向布置和扭杆弹簧纵向布置形式, 前者的扭杆弹簧长度受到汽车车架或车身宽度的限制, 而后一种形式的扭臂长度则受到车架宽度及轮距的限制<sup>19</sup>. 在设计计算时, 扭杆弹簧悬架简图如图 2 所示<sup>19</sup>.

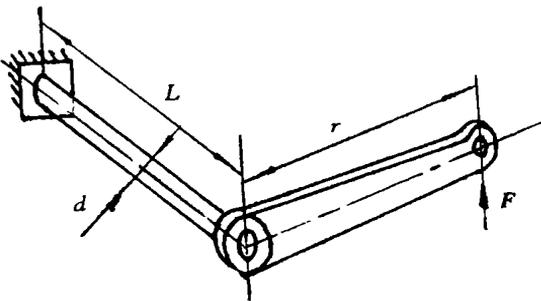


图 2 扭杆弹簧悬架简图

图中  $d$  为圆形断面扭杆弹簧的直径,  $L$  为扭杆弹簧的有效长度,  $r$  为扭臂的长度<sup>[13]</sup>这些都是悬架的主要参数, 也就是在扭杆悬架设计时必要确定的, 其次就是弹性特性的选择<sup>[13]</sup>在选择这些参数时, 一方面要保证所要求的悬架刚度值, 另一方面又不能超出根据寿命和强度所确定的扭杆应力值<sup>[13]</sup>

## 2 建立优化设计数学模型

### 2.1 确定优化设计目标

当满载的汽车高速行驶在不平的路面时, 悬架受到剧烈的冲击载荷而处于恶劣的工作状况<sup>19</sup>. 这时, 悬架的变形功由扭杆弹簧吸收<sup>19</sup>. 因此, 在优化设计中可选择扭杆的变形能为最大而又不超许用应力值作为扭杆弹簧优化设计的目标<sup>19</sup>. 根据 (1) 式, 圆形断面的扭杆的变形能:

$$U = \frac{T_{\max}^2 LA}{4G} = \frac{r_{\max}^2 L \pi \tau^2}{16G} \quad (2)$$

圆截面扭杆的扭转应力为

$$T_{\max} = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Fr}{W_x} = \frac{16Fr}{\pi d^3} \leq [\tau] \quad (3)$$

式中:  $F$  为扭臂端部所受的正交力;  $[\tau]$  为扭杆弹簧的许用应力<sup>19</sup>.

扭杆弹簧的材料除就符合一般弹簧钢要求外,其化学成分及机械性能要严格控制<sup>19</sup>.一般可用 50CrV, 60Si2Mn 和 60SiMn 弹簧钢,重要的扭杆弹簧还可选用 45CrNiMoVA 优质合金弹簧钢<sup>19</sup>.扭杆弹簧的许用应力和剪切弹性模量的取值如表 1 所示<sup>[2]</sup>:

表 1 扭杆弹簧的  $[\tau]$  和  $G$

处 理	$[\tau]/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-2})$	$G/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-2})$
淬火、喷丸、预扭	1 000~1 050	74 000
淬火、喷丸、不大的预扭	800	78 000
淬火、喷丸、不预扭	750~800	78 000

考虑到扭杆弹簧的端头连接处应力集中对扭转应力的影响,可引进无量纲的应力集中系数  $k_t$ . 对于圆截面扭杆的两端花键连接,  $k_t = 1.2$ , 并取安全系数  $N = 1.25$ <sup>(13)</sup>

因此, (3) 式写成

$$\tau_{\max} = \frac{16k_t F r}{\pi d^3} \leq \frac{[\tau]}{N} \quad (4)$$

将 (4) 式代入 (2) 式得扭杆的变形能为

$$U = \frac{\pi \tau_{\max}^2 d^2 L}{16k_t^2 G} \leq \frac{\pi [\tau]^2 d^2 L}{16k_t^2 G N^2} \quad (5)$$

## 2.2 建立约束条件

将 (3) 式代入 (2) 式得到圆形扭杆变形能的另一种表达式为

$$U = \frac{16F^2 r^2 L}{\pi G d^4} \quad (6)$$

由上式求出扭臂外端在力  $F$  作用下的变形为

$$\theta = \frac{dU}{dF} = \frac{32Fr^2 L}{\pi G d^4} \quad (7)$$

因此, 扭杆刚度为

$$k = \frac{F}{\theta} = \frac{\pi G d^4}{32r^2 L} \quad (8)$$

由此可建立最优化设计的刚度约束条件为:  $k_{\min} \leq k \leq k_{\max}$ <sup>(13)</sup>

根据扭杆弹簧的材料规格建立扭杆直径的约束条件为:  $d_{\min} \leq d \leq d_{\max}$ ; 根据车辆底结构建立扭杆弹簧的布置尺寸约束条件为: 扭杆长度  $L_{\min} \leq L \leq L_{\max}$ , 扭臂长度  $r_{\min} \leq r \leq r_{\max}$ <sup>(13)</sup>

## 2.3 优化数学模型

综上所述, 对于圆截面两端带有花键的扭杆来说, 汽车扭杆悬架及扭杆弹簧的优化设计数学模型可表达为

$$\left. \begin{aligned} \max f(x) &= \frac{\pi [\tau]^2 x_1^2 x_2^2}{16k_t^2 G N^2}, \\ x &= (x_1 x_2 x_3)^T = (d L r)^T, \\ s.t. \cdot k_{\min} &\leq \frac{\pi G x_1^4}{32 x_2 x_3^2} \leq k_{\max}, \\ d_{\min} &\leq x_1 \leq d_{\max}, \\ L_{\min} &\leq x_2 \leq L_{\max}, \\ r_{\min} &\leq x_3 \leq r_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

上式是一个带有不等式约束的三维非线性规划问题,可选择的变量有  $d$ 、 $L$ 、 $k$ 、 $r$ ,但其中只有 3 个是独立变量<sup>19</sup>。

### 3 优化程序编制

对(9)式三维非线性规划问题的求解,实际就是找出给定条件下扭杆悬架及扭杆弹簧优化设计的最优点<sup>19</sup>。在获得最优点时, $d$ 、 $L$ 、 $k$ 、 $r$ 中只有 3 个独立变量,因此在保证具有最大的扭杆变形能的同时,选取约束条件内的最小扭杆刚度点为最优点,因为越小的扭杆刚度将获得越好的汽车平顺性<sup>13</sup>。在编制程序时,考虑这一因素来选取最优点,最小的扭转刚度值实际上就成了优化设计的辅助目标<sup>13</sup>。优化设计的求解程序流程图如图 3 所示<sup>13</sup>。

程序中,扭杆直径  $d$  按一定的材料规格递增取值,递增间隔值  $C$  在程序中给定,用循环语句实现:对于某一循环中的  $d_s$  值,求解出最大变形  $U_s$  及相应的  $r_s$ 、 $L_s$ ,比较出所有循环中最大的  $U_s$ ,即为整个计算的最优点  $U$ ,得取相应的  $d$ 、 $r$ 、 $L$ ,计算相应的  $k$ <sup>13</sup>。

### 4 实例计算及结果分析

在进行扭杆弹簧悬架设计时,根据整车的结构和平顺性要求,以及悬架系统的性能要求,给出主要参数的取值范围即约束条件,输入优化程序计算出最优化结果<sup>19</sup>。

现用本优化方法和求解程序对某车型的扭杆弹簧和扭杆悬架进行计算<sup>19</sup>。该车的主要设计依据和参数为:圆形截面扭杆弹簧,材料为 60Si3MnA,两端花键,喷丸预扭;扭臂长度  $100 \text{ mm} \leq r \leq 135 \text{ mm}$ ,扭杆长度  $800 \text{ mm} \leq L \leq 870 \text{ mm}$ ,扭杆刚度  $290 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \leq k \leq 300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ,扭杆直径取值范围为  $25 \text{ mm} \leq d \leq 32 \text{ mm}$ <sup>13</sup>。将上述数据输入优化程序得到计算结果为: $d = 28.5 \text{ mm}$ , $r = 135 \text{ mm}$ , $L = 870 \text{ mm}$ , $k = 298 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ <sup>13</sup>。

对上述结果进行分析:

1) 本例汽车实际所采用的悬架参数: $d = 28 \text{ mm}$ , $r = 131 \text{ mm}$ , $L = 876 \text{ mm}$ , $k = 294 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ,与优化计算结果相比较,计算结果与实际应用吻合,证实了优化计算方法的可靠性和实用性<sup>19</sup>。

2) 通过计算还表明,本例中的  $L$ 、 $r$  分别取到约束条件的上限<sup>19</sup>。因此,若汽车结构允许,在

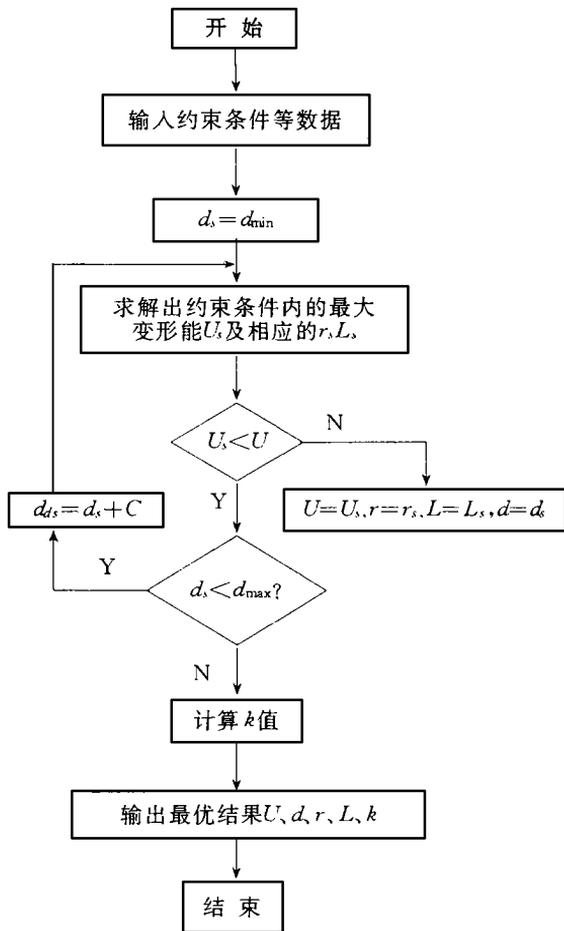


图3 优化程序流程图

一定范围内可通过加扭臂长度的扭杆长度来获得更大变形能<sup>19</sup>。

## 5 结束语

本文所阐述的扭杜悬架及扭杆弹簧的优化计算方法,以扭杆弹簧的最大变开能为优化目标,可计算获得主要几何参数的最优值<sup>19</sup>。通过实例计算证实了方法的可靠性和准确性,并可对各参数进行分析提出有关结构优化的参考意见,在扭杜弹簧及悬架的设计中具有实用价值<sup>19</sup>。

### [ 参 考 文 献 ]

- [1] 刘惟信·机械最优化设计[M]·北京:清华大学出版社,1994.
- [2] 王祖禹等·扭杆弹簧和扭杆弹簧悬架的设计[J]·汽车技术·1999,(1):3~8.
- [3] 龚微寒·汽车现代设计制造[M]·北京:人民交通出版社·1996,170~184.
- [4] 徐士良·FORTRUN 常用算法程序集[M]·北京:清华大学出版社,1992.

# Optimum Design of Auto Torsion Bar Spring and Torsion Bar Suspension

LI Jun, GUO Hou-kung

(College of Mechanical Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

**Abstract:** A optimum design method of auto torsion bar spring and torsion bar suspension is introduced, and it is programmed. An example is given and its result is according with the fact, so the accuracy and practicality of the method is proved. The result of the example is also analyzed.

**Key words:** torsion bar spring; torsion bar suspension; optimum design