

变刚度螺旋弹簧的设计方法和精确建模初探

祁宏钟 雷雨成 冯晋祥

摘要:推导并整理了弹簧设计的过程,完成了实现变刚度特性的变弹簧中径、变簧丝直径和变螺旋角螺旋弹簧的设计方法,并利用UG II软件的二次开发功能成功的实现了其精确数模的建立工作。

关键词:悬架;变刚度螺旋弹簧;设计;精确建模

中图分类号:U461.33

文献标识码:A



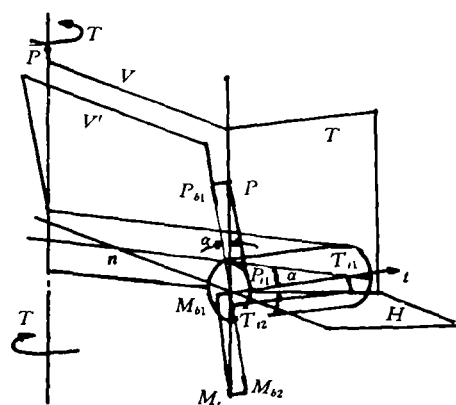
祁宏钟 博士研究生

圆柱形螺旋弹簧的设计也已经非常成熟,但在以往的弹簧设计工作中,所采用的弹簧设计公式,是基于以下假设的,即受轴向负荷的螺旋弹簧的每一小段,实质上当作一个受纯扭转的直杆。虽然基于这一理论所得到的计算公式在一般螺旋弹簧的设计中已能满足实际使用的需要,但随着弹簧用途的不断扩大和工业制造能力的不断提高,使得人们有可能不仅通过改变弹簧的中径,而且可以通过同时改变弹簧的簧丝直径和螺旋角的方式来得到刚度非线性的螺旋弹簧。目前,汽车工业中已经大量使用了这种“三变”弹簧,特别是对汽车的操纵性能和乘坐性能影响最大的悬架系统,为了实现刚度和阻尼的良好匹配,人们对悬架所使用的螺旋弹簧更是提出了更高的非线性要求。

1 弹簧设计理论

通常使用的螺旋弹簧设计公式是在假设螺旋角 $\alpha \approx 0$ 的情况下推导得出的,因而这些公式只适用于螺旋角较小的情况。但当要计算大螺旋角螺旋弹簧时,就必须考虑螺旋角的影响。

在常用的弹簧设计公式中,已经引入了簧丝横截面直径 d 和弹簧中径 D 2个参数,为了引入螺旋角参数 α ,必须将通过簧丝轴线的平面 V 所截得的弹簧材料的斜截面和与弹簧材料中心线垂直的平面 V' 区分开,分别考虑^[1],由图1可知,平面 V 和 V' 的夹角即为螺旋角 α 。当弹簧受到轴向载荷 P 作用时,在通过弹簧轴线的平面 V 所截得的弹簧材料的斜截面上,作用有扭矩 $T_t = PD/2$ 和径向力 P 。在弹簧材料截面 A 的中心取弹簧材料中心线的切线为 t 轴,法线为 n 轴,次法线为 b 轴。 T 轴位于弹簧材料的中心线的切平面 T 内, n 轴位于 V 平面与 V' 平面的交线上, b 轴位于 V' 平

图1 弹簧受轴向载荷 P 时的受力分析

面内。在此弹簧材料的截面 A 内, T_t 和 P 将分解为绕 t 轴回传的扭矩

$$T_{t1} = PD \cos \alpha / 2 \quad (1)$$

绕 b 轴回传的弯矩

$$M_{b1} = -Pd \sin \alpha / 2 \quad (2)$$

沿 t 轴作用的法向力

$$P_{t1} = P \sin \alpha \quad (3)$$

沿 b 轴作用的径向力

$$P_{b1} = P \cos \alpha \quad (4)$$

当弹簧受到扭矩 T 作用时,弹簧材料截面的受力情况如下:

弯矩 M_t 可分解为绕 t 轴回传的扭矩

$$T_{t2} = -T \sin \alpha \quad (5)$$

和绕 b 轴回传的弯矩

$$M_{b2} = -T \cos \alpha \quad (6)$$

当弹簧受到轴向载荷 P 和扭矩 T 作用时,弹簧产生轴向变形,在变形过程中弹簧仍保持螺旋形。但其弹簧中径 D 、螺旋角 α 和材料的长度 l 均发生变化,同时弹簧材料的横截面尺寸也发生变化。如果考虑了法向力 P_t 和径向力 P_b 的作用,就可以得到弹簧端部变形量 x 的计算式:

$$x = \frac{\pi P D^3 n}{4 \cos \alpha} \left(\frac{\cos^2 \alpha}{GI_p} + \frac{\sin^2 \alpha}{EI} \right) + \frac{\pi T D^2 n}{2} \left(\frac{1}{GI_p} - \frac{1}{EI} \right) \sin \alpha +$$

$$\frac{\pi PDn}{\cos\alpha} \left(\frac{\sin^2\alpha}{EA} + \frac{\cos^2\alpha}{GA} \right) \quad (7)$$

式中, n 为弹簧有效工作圈数; α 为弹簧螺旋角; I 为弹簧材料截面惯性矩; I_p 为弹簧材料截面极惯性矩; T 为作用于弹簧的扭矩; E 为弹簧材料的弹性模量; G 为弹簧材料的切变模量; A 为弹簧材料截面面积。

弹簧两端相对扭转角为

$$\varphi = \frac{\pi PD^2 n \sin\alpha}{2} \left(\frac{1}{GI_p} - \frac{1}{EI} \right) + \frac{\pi TDn}{\cos\alpha} \left(\frac{\sin^2\alpha}{GI_p} + \frac{\cos^2\alpha}{EI} \right) \quad (8)$$

弹簧中径 D 的变化计算式

$$\Delta D = PD^3 \sin\alpha \left(\frac{1}{4EI} \frac{\cos 2\alpha}{\cos^2\alpha} - \frac{1}{2GI_p} \right) - \frac{TD^2}{2\cos\alpha} \left(\frac{2\sin^2\alpha}{GI_p} + \frac{\cos 2\alpha}{EI} \right) \quad (9)$$

在螺旋角 α 和变形量比较大的情况下计算变形量时, 必须考虑变形过程中 α 的变化与弹簧材料截面上力的变化。此时, 弹簧两端的轴向位移为

$$x = (H'_0 - H_0) = L(\sin\alpha' - \sin\alpha) \quad (10)$$

式中, α' 为变形后的弹簧螺旋角。

对于只受到轴向载荷作用的弹簧, 两端可以转动的情况, 其载荷 P_a 与螺旋角 α 的关系式为

$$P_a = \frac{4EGII_p}{D^2} \sin(\alpha' - \alpha) \cdot \frac{\cos^2\alpha(EI\cos\alpha'\cos\alpha + GI_p\sin\alpha'\sin\alpha)}{\cos\alpha'(EI\cos\alpha' + GI_p\sin^2\alpha')^2} \quad (11)$$

对于弹簧两端不能自由转动的情况, 其载荷 P_a 与螺旋角 α 的关系式为

$$P_a = \frac{4\cos^2\alpha}{D^2} [GI_p(\sin\alpha' - \sin\alpha) - EI\sin\alpha'(1 - \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'})] \quad (12)$$

2 变刚度弹簧

由以上各式的结果可见, 当给定某个刚度值时, 理论上是可以改变弹簧中径或弹簧材料簧丝直径或弹簧螺旋角 3 个参数中的任何一个来实现。但对于弹簧刚度而言, 簧丝直径 d 与刚度呈 4 次方关系, 弹簧中径与弹簧刚度成 3 次方关系, 而螺旋角 α 随刚度的变化却非常小。因而, 为了实现变弹簧刚度的要求, 我们必须对这 3 个参数进行优化匹配^[2], 以达到实现所提出刚度曲线时 3 个参数的变化最小的目的。

对于大螺旋角压缩螺旋弹簧的变形计算可使用下式

$$x = \frac{\pi PD^3 n}{4\cos\alpha} \left(\frac{\cos^2\alpha}{GI_p} + \frac{\sin^2\alpha}{EI} \right) \quad (13)$$

对于一般圆形截面材料, 极惯性矩 $I_p = \pi d^4/32$, 惯性矩 $I = \pi d^4/64$, 代入上式得

$$x = \frac{8PD^3 n}{Gd^4} (\cos^2\alpha + \frac{2G}{E} + \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha}) \quad (14)$$

则刚度 k 为

$$k = \frac{P}{x} = \frac{Gd^4}{8D^3 n} \frac{1}{\cos\alpha + \frac{2G\sin^2\alpha}{E\cos\alpha}} \quad (15)$$

对于变刚度弹簧可以近似认为是对于给定的普通弹簧的逐段改进, 改进的方法是认为非线性弹簧相当于多个不同截面、不同弹簧中径弹簧的直列组合, 根据直列式组合弹簧的当量刚度公式

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (16)$$

式中, n 为弹簧的有效圈数。

可以确定任何情况下弹簧的总刚度与新增刚度的关系, 从而根据新增刚度来确定需要对有效圈位置弹簧的几何尺寸作出的改变量。

基于这种思想, 对于所要实现的非线性刚度曲线 $P = f(x)$, 则弹簧的总刚度 k 可为:

$$k = \frac{dP}{dx} \quad (17)$$

而相应的新增直列弹簧的刚度 k' 即可根据总刚度和前一计算刚度来确定。

弹簧的 3 个参数对刚度 k 的影响见图 2, 螺旋角 α 对刚度的影响很小, 对刚度的影响显著的弹

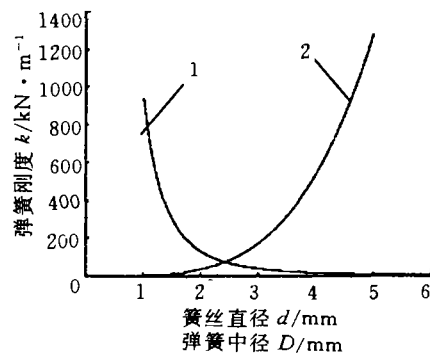


图 2 弹簧参数对刚度特性的影响特性

簧参数是弹簧中径 D 和弹簧簧丝直径 d 。要得到所需要的刚度 k , 应当考虑主要以这两个几何参数的变化来满足弹簧刚度的要求, 在实际设计工作中, 还必须考虑这两个参数的匹配和优化^[2], 同时把螺旋角 α 的改变仅仅作为辅助考虑的参数。

在弹簧的几何尺寸确定以后, 为了保证弹簧设计的正确性, 还必须对所设计的变弹簧中径、变弹簧材料直径和变弹簧螺旋角的变刚度弹簧进行强度的校核。

3 UG II 环境中“三变”弹簧的实现

根据上述理论和方法, 虽然可以从理论上设计得到所需要弹簧的几何参数, 但如果要能够在实际中进行生产加工, 还必须实现其精确的几何

直喷式柱型液压阀流体稳态力的研究

田 奇



田 奇 副教授

摘要:流体在通过直喷式柱型液压控制阀阀芯时,阀内形状的变化使流体的运动量发生变化。在进行液压传动的位置、速度及力的高精度控制时,产生的流体轴向力对阀的动态控制及特性产生了影响,使阀产生振动、控制阀的电磁力增大、液压控制系统的精度降低、系统发生误操作等现象。为了降低阀内液动力提高阀控能力,对阀内形状进行了改进,建立了流体数值模型,应用边界元进行了数值仿真,并通过实验进行了验证,取得了较为理想的结果。

关键词:边界元;液压柱型阀;流体轴向力;边界压力分布

中图分类号:TB126 **文献标识码:**A

近年来,随着液压技术与电子控制技术的结合,液压控制系统在不断地向高效率、小型化及高精度化方面发展。但是在液压系统中,利用柱型阀进行液压传动的位置、速度及力的高精度控制时,由于阀内流体运动量的变化,产生的流体轴向液动力对阀的静特性及动特性控制带来影响,使阀产生振动、控制阀的电磁力增大、液压控制系统的精度被降低、系统发生误操作等现象。因此,如何降低阀内液动力成为提高阀控能力一个重要课题^[1,2]。

由于液压控制阀阀内尺寸小,内部几何形状复杂,加工精度高,如何利用简便的方法减轻阀内

流体轴向液动力成为目前小型液压控制阀的重要研究方向之一。本研究以小型零对零型比例电磁控制阀为研究对象,运用边界元计算方法,对阀内进行了数值流体仿真,通过变换阀内形状,计算阀内的流速及压力分布,获得各个承压面的压力,计算流体在通过阀时产生的阀控的稳态力,提出了一种实用可行的方法,并通过实验进行了验证,取得了较为理想的结果。

1 理论解析

本研究采用的是以流速 v 、涡度 ω 及压力 P 为函数的边界元计算方法进行计算^[3,4],在边界内流场任意点(下标0是领域内的任意点)的速度 v_0 与涡度 ω_0 矢量为^[5]

收稿日期:2000-11-28

建模。对于目前常用的设计软件,要完成这项任务都是非常困难的,即使使用了大型CAD软件,实现这种弹簧的设计也有较大的难度。为了解决这个问题,笔者在UGⅡ软件平台下,利用了UGⅡ软件所提供的UG/open API二次开发函数,编制了专用的程序,成功地在UGⅡ环境下实现了变刚度螺旋弹簧的三维精确建模,结果见图3。这个函数所要求提供变形量—载荷函数,弹簧材料特性,初始螺旋角,初始弹簧中径,有效圈数和初始簧丝直径等输入参数。本程序不但实现了



图3 UGⅡ软件中的变刚度螺旋弹簧实例

弹簧所有参数的精确控制和快速开发,而且具有优良的可扩展性。

参考文献:

- [1] 张英会. 弹簧. 北京:机械工业出版社,1982:130~147
- [2] 刘惟信. 机械最优化设计. 北京:清华大学出版社,1994:305~309

(编辑 周佑启)

作者简介:郑金钟,男,1975年生。同济大学(上海市 200092)汽车工程系博士研究生。研究方向为轻型汽车悬架及其相关零部件、汽车系统动力学等。发表论文6篇。曹雨成,男,1963年生。同济大学汽车工程系教授、博士研究生导师。冯晋祥,男,1955年生。同济大学汽车工程系教授。