

高等学校教材

精密机械零件综合设计

何献忠 等 著

兵器工业出版社

内 容 简 介

本书是作者根据国际工业设计发展的大趋势,结合国情及自己多年科研、教学实践,为推动国内精密机械设计现状的改进,而提出的一种新的综合设计体系。

全书共分:常规设计、优化设计、自动绘图及设计思维扩展等四部分。包括精密机械零件、部件设计有关理论、方法、软件及大量工程设计实例。

本书另附有通用软件软盘,内存书中26套通用软件,可供用户选购。

本书既可供高、中级科技、工程设计人员使用,亦可用作精密机械设计及有关专业高年级本科生教材或教学参考书。

精密机械零件综合设计

何献忠 等著

兵器工业出版社出版

(北京市海淀区车道沟10号)

新华书店总店科技发行所发行

各地新华书店经销

沙河建华印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 1/16 印张: 28 字数: 692.64千字

1991年4月第1版 1991年4月第1次印刷

印数: 1-1400 定价: 7.14元

ISBN 7-80038-269-9/TH·15(课)

前 言

自70年代末期始,随着计算机技术的发展与普及,在西方工业发达的国家中,计算机辅助设计(CAD)技术,已开始向工程设计各领域全面渗透,不断推动着设计理论、方法及技术的发展,逐渐成为提高设计质量、缩短产品换代周期,增强产品市场竞争能力的重要手段之一。

西方工业界的这一现实表明,传统常规的设计概念正在外延、设计方法不断完善,设计技术也在计算机硬件及软件系统的支持下向自动化、智能化方向发展,综合设计的概念已逐渐形成,“综合就是创造”也逐渐得到证实。

为了适应工业设计发展的大趋势,适应“八五”规划的需要,我们拟在精密机械领域,将常规设计技术、优化技术、自动绘图技术、机电一体化技术相综合,在软件系统的支撑下形成新的综合设计体系,使国内精密机械设计的现状得以改进。

近10年来,我们在有关部门及兄弟厂、所、院校的支持帮助下开始探索、实践,并在精密机械设计理论、程序设计、优化技术、自动绘图、设计方法等方面,作了系统的研究,先后发表了有关的学术论文及著作,并在一些工业设计项目中得到了运用,从而逐渐形成了综合设计的概念、学科主体结构及基本内容。

本书共分:常规设计、优化设计、自动绘图及设计思维扩展等四大部分,并附有通用软件26套及大量工程设计实例。这些软件,大都具有初级人机对话功能,可在IBM PC/XT及其兼容机上运行,使用极其简便,并曾在机械设计、精密机械设计、光学仪器设计、摄影仪器设计等科研实践中得到应用,并取得了成果。全部软件亦另附有专用软盘,直接提供用户。

本书涉及的基础知识有:高等数学、理论力学、材料力学、机械原理、金属材料及热处理、线性代数、非线性规划、计算机语言等。

由于本学科中许多内容尚处发展阶段,加上国内工业设计的现状和我们的水平所限,实践不够,书中不足之处,在所难免,诚恳地期待各方面的批评、指正。

参加本书写作的还有:金小海、黄航汉、施伟民、吕宁、康景峰、杨文运等同志,苑敏燕同志为本书描绘了全部配图。

本书写作过程中,曾得到许多同志的支持与帮助,仅表示深切谢意。

1989年9月

目 录

第一部分 常规设计	(1)
一、螺旋弹簧设计及程序	(1)
A.基本设计公式	(3)
B.材料及许用应力	(4)
C.设计中的特殊问题	(7)
D.压缩弹簧设计及程序	(9)
E.拉伸弹簧设计及程序	(14)
F.扭转弹簧设计及程序	(18)
G.误差分析及控制途径	(22)
H.提高弹簧使用性能的措施	(24)
I.非圆柱形螺旋弹簧	(27)
二、片板弹簧设计及程序	(28)
A.等截面直线形片簧设计及程序	(29)
B.等截面曲线形片簧设计及程序	(35)
C.蜗线弹簧设计及程序	(47)
三、摩擦传动设计及程序	(51)
A.摩擦传动的基本条件	(51)
B.强度计算根据	(52)
C.定速比摩擦传动设计及程序	(55)
D.可变速比摩擦传动	(60)
四、带传动设计及程序	(62)
A.传动部分的几何关系	(63)
B.传动过程中力的分析	(63)
C.弹簧带传动设计及程序	(65)
D.齿形带传动设计及程序	(71)
五、齿轮传动设计及程序	(89)
A.基础知识	(89)
B.常用材料和热处理	(90)
C.齿轮传动受力分析	(90)
D.齿轮强度校核	(94)
E.传动比的选择和分配	(102)
F.齿轮主要参数确定及程序	(106)
G.齿轮与轴的联接	(142)
H.齿轮误差分析	(144)
I.谐波齿轮传动设计及程序	(153)
六、螺旋传动设计及程序	(166)

A. 基础知识	(166)
B. 计算根据	(167)
C. 螺旋传动设计及程序	(172)
D. 误差分析、估算	(182)
E. 消除或减小误差的措施	(184)
F. 滚珠丝杠传动简介	(185)
七、轴设计及程序	(188)
A. 基础知识	(188)
B. 常用材料	(188)
C. 计算根据	(188)
D. 轴的校核及程序	(191)
E. 轴的结构设计	(201)
八、联轴节及离合器	(202)
A. 联轴节选择及程序	(202)
B. 离合器	(214)
九、滑动轴承设计及程序	(216)
A. 圆柱形滑动轴承	(216)
B. 圆锥形滑动轴承	(220)
C. 滑动轴承的润滑	(221)
D. 轴系误差分析	(223)
E. 滑动轴承校核和程序	(227)
F. 液体静压轴承简介	(233)
十、滚动轴承设计及程序	(234)
A. 常用标准滚动轴承	(235)
B. 标准滚动轴承选择	(236)
C. 标准滚动轴承组合结构设计	(241)
D. 散装滚动轴承	(243)
E. 标准单列向心球轴承选择和程序	(248)
十一、直线运动导轨设计及程序	(257)
A. 滑动摩擦导轨	(258)
B. 液体静压导轨简介	(262)
C. 滚动摩擦导轨	(262)
D. 导轨误差分析	(265)
E. 导轨误差估算	(266)
F. 计算机选型、计算及程序	(268)
十二、机械示数装置	(274)
A. 刻度特性方程	(274)
B. 刻度参数	(275)
C. 误差分析	(277)

D. 均匀刻度计算及程序	(279)
十三、限动器与定位器设计及程序	(284)
A. 限动器	(284)
B. 定位器	(292)
C. 限动器选型、计算及程序	(293)
十四、机械调速器计算及程序	(304)
A. 调速原理	(304)
B. 制动式调速器	(305)
C. 擒纵式调速器	(312)
D. 调速器选型、计算及程序	(313)
十五、减振器设计及程序	(321)
A. 减振器工作原理	(321)
B. 性能参数选择	(324)
C. 常用类型	(325)
D. 减振器选择及程序	(326)
十六、机械零件联接	(332)
A. 机械零件联接的机理	(332)
B. 实现联接的技术过程	(332)
C. 常用联接方法及结构	(334)
D. 联接结构的功能表面	(336)
E. 联接方式选择	(337)
F. 标准及规范	(337)
十七、光学零件固紧	(338)
A. 基本要求	(338)
B. 实现光学零件固紧的技术过程	(339)
C. 一般固紧结构	(340)
D. 固紧结构的功能表面	(341)
E. 固紧方式选择	(341)
F. 设计规范及特殊要求	(342)
第二部分 优化设计	(344)
一、基础知识	(344)
A. 优化设计基点	(344)
B. 优化设计的术语及概念	(344)
C. 优化设计的一般数学模型	(347)
D. 优化过程的形象表达	(348)
E. 基本问题	(349)
二、优化方法及通用软件	(349)
A. 分类	(349)
B. 复形法及COMP程序	(350)

C.求导法简介	(377)
三、处理多目标函数优化问题的工程方法及应用	(378)
A.什么是多目标函数优化问题	(378)
B.一般求解的工程方法	(379)
C.多技术要求齿轮传动系统分传动比优化设计	(380)
D.考虑目标函数相互矛盾的求解法	(382)
第三部分 自动绘图	(384)
一、基础知识	(384)
A.自动绘图系统的构成	(384)
B.插补原理	(385)
二、平面图形绘制	(389)
A.几何元素定义	(389)
B.平面图形变换	(391)
三、典型绘图软件结构简介	(393)
四、精密机械零件、部件绘图常用方法	(394)
A.基本图形拼合法	(394)
B.检索法	(395)
C.参数法	(395)
D.菜单法	(395)
五、精密机械零件、部件自动绘图实例	(395)
A.螺纹压圈自动绘图及程序	(395)
B.直齿圆柱齿轮自动绘图及程序	(401)
C.阶梯轴自动绘图及程序	(411)
D.圆柱螺旋压簧自动绘图及程序	(418)
E.胶合物镜压边固紧结构自动绘图及程序	(423)
第四部分 设计思维扩展	(434)
一、扩展基础	(434)
二、利用数理知识的扩展	(434)
三、利用线路图的扩展	(436)
四、利用新技术、新材料、新元器件的扩展	(438)
A.动力源扩展	(438)
B.传动方式扩展	(438)
C.示数技术扩展	(438)
D.转换技术扩展	(439)
E.控制操作技术扩展	(439)
F.新材料应用扩展	(440)
G.人·机关系处理扩展	(440)
主要参考文献	(440)

第一部分 常 规 设 计

常规设计是对目前普遍采用的传统设计方法及过程的简称。它以古典力学、机械原理、工程设计理论为基础，以一般计算技术、绘图工具为手段，并始于20世纪30年代。尽管沧桑变换已历半个多世纪，但它的基础理论，仍不失为当今精密机械设计的重要基础。

为便于理解，现用质点向机械系统扩展的过程，来说明整个理论体系的形成关系。质点是对机械系统的宏观抽象；刚体是质点概念的扩展；构件是刚体的一维延伸；机构是构件的有机组合，它实现了构件间的相对运动关系；弹性体是刚体的现实表达，它体现了现实物体在外力作用下，必然产生形变或破坏。机械零件是弹性体的现实存在，它是组成部件与机械系统的基础件。从机械系统到质点是对客观存在的抽象，从质点到机械系统则是由抽象到客观现实的一种还原。因此，研究质点运动的古典力学、研究刚体运动的理论力学、研究构件组成及运动关系的机械原理、研究弹性体形变与破坏的材料力学，都是研究精密机械零件、部件设计的重要基础；当然也是研究机械系统设计的重要基础。高等数学则是研究以上几门学科的重要基础工具。半个多世纪以来，正是这些基础学科，支持了机械工业的发展，形成了有关精密机械学科。

常规精密机械零件设计，就是利用上述学科，在满足设计技术要求的前提下，进行强度、刚度、精度及几何尺寸的校核或计算，从而设计出具体的零件、部件，为主机系统设计打下基础。

本书所述常规设计，已将设计程序软件化，并应用了数字计算机技术，扩展了设计思维，提高了设计速度，拟使常规设计得以改进，并向自动设计发展。

零件与部件设计是精密机械设计的重要基础，现将最常用的基础件设计分述于后，它们包括：螺旋弹簧、片板弹簧、摩擦传动、带传动、齿轮传动、螺旋传动、轴、联轴器、轴承、导轨、示数装置、限动器、调速器、减振器、联接件等。

一、螺旋弹簧设计及程序

精密机械中所用的弹簧多为冷卷弹簧。螺旋弹簧共分压缩弹簧、拉伸弹簧和扭转弹簧三种（见图1.1-1），弹簧材料横截面多为圆形，也有非圆截面的。

Y型——压缩弹簧（见图1.1-1(a)）
常用以承受压力，亦简称压簧。

L型——拉伸弹簧（见图1.1-1(b)），
常用以承受拉力，亦简称拉簧。

N型——扭转弹簧（见图1.1-1(c)），
常用以承受扭转力矩，亦简称扭簧。

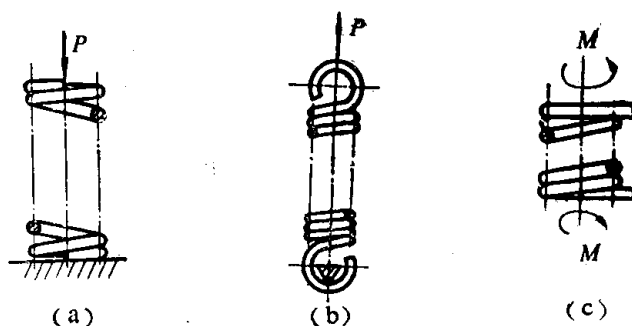


图1.1-1 螺旋弹簧型式

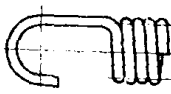
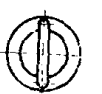
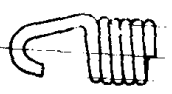
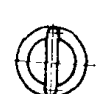
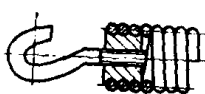
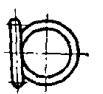
以上三类弹簧，又依其端部结构不同而再细分类。如表1.1-1所示压簧依其端部结构共分四类。

表1.1-1 压簧端部结构分类及代号

简	图	端部结构	代号	简	图	端部结构	代号
		两端圈并紧 且磨平	Y I			两端圈并紧 不磨平	Y II
		两端圈并紧 不磨平 (热卷)	Y II			两端圈不 并紧	Y IV

如表1.1-2所示拉簧，依其端部不同而再细分八类。

表1.1-2 拉簧种类

简	图	端部结构	代号	简	图	端部结构	代号
		半圆钩环	L I			长臂半圆钩环	L V
		圆钩环	L II			长臂小圆钩环	L VI
		圆钩环 压中心	L III			可调式拉簧	L VII
		偏心圆钩环	L IV			两端可转钩环	L VIII

如表1.1-3所示扭簧，依其端部不同而分四类。

表1.1-3 扭簧种类

简	图	端部结构	代号	简	图	端部结构	代号
		内臂扭转弹簧	N I			中心臂扭 转弹簧	N III
		外臂扭转弹簧	N II			双扭簧	N IV

A. 基本设计公式

压簧与拉簧都可承受弹簧轴向力，仅力的作用方向不同。如图1.1-2示弹簧承受拉力 P ，但如作用力方向相反，则承受压力 P ，故两种弹簧基本设计公式相同。

若右图示螺旋弹簧所受外加负荷为 P ，外径为 D ，中径为 D_2 ，内径为 D_1 ，材料直径为 d ，有效圈数为 n ，螺旋角为 α ，节距为 t ，有效圈对应的材料展开长为 L ，材料切变模量为 G ，弹性模量为 E ，根据《材料力学》直梁小变形理论，且假定 α 较小时，可以导出以下两个基本公式。

强度计算公式 它表征了弹簧在外加负荷 P 作用下，材料横截面上切应力 τ 与结构参数的关系，即

$$\tau = \frac{8PD_2}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{8PD_2}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D_2} \right)$$

式中， d/D_2 为弹簧指数 C 的倒数，实际上， C 常在4~16中选取。故 $d/2D_2$ 数值相应为 $1/8 \sim 1/32$ ，则上式还可简化为

$$\tau = \frac{8PD_2}{\pi d^3} \quad (1.1-1)$$

上式即一般弹簧计算用强度公式。它表明，弹簧在轴向负荷 P 的作用下（不论拉簧或压簧），弹簧材料横截面上主要为切应力。理论与实验皆可证明，切应力最大应在材料横截面内侧。以上算式与圆截面直梁在扭转力矩作用下，横截面内切应力计算式相同。

由于弹簧并非直梁，故式(1.1-1)仅可用作简化计算。为弥补以上基本假定的不足，常引入曲度系数 K 加以修正。 K 是沃尔(A.M. Wahl)以 $\alpha < 10^\circ$ 为条件所导出的，它为

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (1.1-2)$$

K 是弹簧指数 C 的函数，且大于1，其函数图形如图1.1-3所示。当 $C \leq 4$ 后， K 值迅速增大； $C \geq 12$ 后， K 值趋于平稳，故实用弹簧强度计算公式为

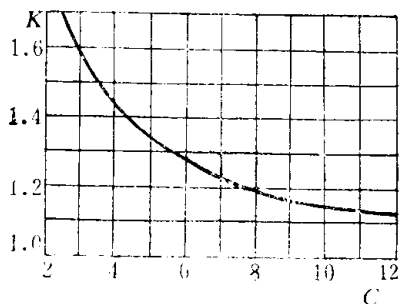


图1.1-3 $K=f(C)$ 曲线

$$\tau = \frac{8PD_2}{\pi d^3} K \quad (1.1-3)$$

上式通用于 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$ 时的拉簧、压簧的强度计算。 K 是 C 的函数， C 是 D_2 、 d 的函数，故计算切应力 τ 是 P 、 D_2 、 d 的函数，它随 P 、 D_2 的增大而增大，随 d 的增大而减小。

特性计算公式 它表征了弹簧在负荷 P 作用下，轴向变形量 F 与结构参数、材料特性的关系，即

$$F = \frac{8PD_2^3 n}{Gd^4} \quad (1.1-4)$$

它也是一个简化计算公式，也应用了螺旋角较小的假定。该式表明，轴向变形量 F 是 P 、 D_2 、 d 、 n 、 G 的函数。当材料一定时，它随 P 、 D_2 、 n 的增大而增大，随 d 的增大而减小。式(1.1-3)及式(1.1-4)即圆柱形压簧与拉簧的基本设计公式。

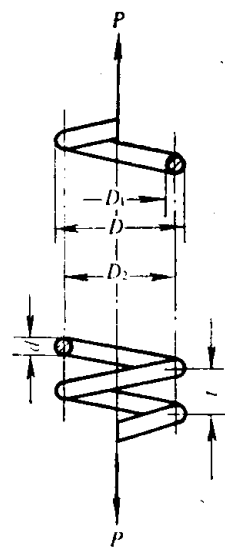


图1.1-2 螺旋弹簧受力状态

同理, 对于圆柱形扭转弹簧, 根据《材料力学》直梁小变形理论及螺旋角 α 较小的假定, 亦可导出两个基本设计公式。

强度计算公式 它表征了扭簧在外加扭矩 M 的作用下, 弹簧材料横截面上弯曲应力 σ 与弹簧结构尺寸的关系, 即

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

为弥补以上假定之不足, 亦引入了大于1的曲度系数 K_1 , 它为

$$K_1 = \frac{4C-1}{4C-4}$$

则

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} K_1 \quad (1.1-5)$$

K_1 的函数图形如图1.1-4所示。当 $C \leq 4$ 后, K_1 值迅速增大, 当 $C \geq 12$ 后, K_1 值趋于平稳。上式表明, 在扭矩 M 的作用下, 弹簧材料横截面上主要为弯曲应力。

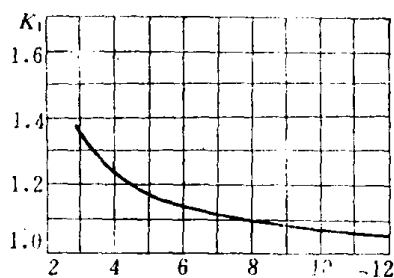


图1.1-4 $K_1=f(C)$ 曲线

由于 K_1 是 C 的函数, C 是 D_2 、 d 的函数; 则 σ 是 M 、 D_2 、 d 的函数, 它将随以上诸值的变化而改变。

特性计算公式 它表征了扭簧在外加扭矩 M 的作用下, 扭转变形角 φ 与弹簧结构参数、材料特性的关系, 即

$$\varphi = \frac{ML}{EJ} = \frac{32ML}{E\pi d^4} \quad (1.1-6)$$

式中, L 为扭簧有效圈的展开长, 常取 $L \approx \pi D_2 n$ 。上式也是一个利用直梁小变形理论, 假定螺旋角 α 较小, 所得的近似公式。它表明了, 扭簧的扭转变形角 φ , 随 M 、 D_2 、 n 的增大而增大, 随 E 、 d 的增大而减小。

式(1.1-5)及式(1.1-6)即扭簧的基本设计公式。

B. 材料及许用应力

精密机械中的弹簧, 常用下列材料冷绕成型。如炭素弹簧钢丝(GB4357—84)、琴钢丝(GB4358—84)、不锈钢丝(YB(T)—83)、油淬火回火炭素弹簧钢丝(GB4360—84)、油淬火回火硅锰合金弹簧钢丝(GB4361—84), 它们的抗拉极限强度 σ_b 详见表1.1-4及表1.1-5。

表1.1-4 材料抗 度 (N/mm²)

钢丝直径 mm	GB4357—84 炭素弹簧钢丝			GB4358—84 琴 钢 丝			YB(T)—83 不锈钢丝		
	A组	B组	C组	C2组	C1组	F组	A组	B组	C组
0.08	2059	2403	2746	2893	3187	—	1618	2157	—
0.09	2010	2354	2607	2844	3138	—	1618	2157	—
0.10	1961	2305	2649	2795	3089	—	1618	2157	—
0.12	1912	2256	2599	2746	3040	—	1618	2157	—
0.14	1863	2206	2550	2697	2991	—	1618	2157	1961

续表

钢丝直径 mm	GB4357—84 炭素弹簧钢丝			GB4358—84 琴 钢 丝			YB(T)—83 不锈钢丝		
	A组	B组	C组	C2组	C1组	F组	A组	B组	C组
0.16	1814	2158	2501	2640	2942	—	1618	2157	1961
0.18	1814	2156	2452	2593	2883	—	1618	2157	1961
0.20	1814	2156	2403	2593	2844	—	1618	2157	1961
0.23	1765	2103	2354	2550	2795	—	1569	2059	1961
0.26	1716	2050	2305	2501	2746	—	1569	2059	1912
0.29	1667	2010	2256	2452	2697	—	1569	2059	1912
0.32	1618	1961	2206	2403	2648	—	1569	2059	1912
0.35	1618	1961	2206	2403	2648	—	1569	2059	1912
0.40	1569	1912	2158	2354	2599	—	1569	2059	1912
0.45	1471	1863	2108	2305	2550	—	1569	1961	1814
0.50	1471	1863	2108	2305	2550	—	1569	1961	1814
0.55	1471	1814	2056	2256	2501	—	1569	1561	1814
0.60	1471	1765	2010	2206	2452	—	1569	1961	1814
0.65	1471	1765	2010	2206	2452	—	1569	1961	1814
0.70	1722	1771	1961	2158	2403	—	1569	1961	1814
0.80	1422	1717	1912	2108	2354	—	1471	1863	1765
0.90	1422	1716	1912	2008	2505	—	1471	1863	1765
1.00	1373	1667	1863	2058	2256	—	1471	1863	1765
1.20	1324	1618	1814	2030	2206	—	1573	1765	1667
1.40	1324	1618	1765	1961	2156	—	1373	1765	1667
1.60	1275	1569	1765	1912	2108	—	1324	1667	1569
1.80	1226	1520	1716	1863	2053	—	1324	1667	1560
2.0	1177	1471	1716	1814	2010	1716	1324	1667	1569
2.2									
2.3	1177	1422	1667	1765	1961	1716	1275	1569	1471
2.5									
2.6	1177	1422	1667	1765	1961	1667	1275	1569	1471
2.9	1128	1375	1618	1716	1912	1667	1177	1471	1373
3.0									
3.2	1128	1324	1569	1667	1863	1612	1177	1471	1373
3.5	1128	1324	1569	1667	1814	1618	1177	1471	1373

表1.1-5 材料抗拉强度

(N/mm²)

钢丝直径 mm	GB4360—84 油淬火回火碳素 弹簧钢丝		GB4361—84 油淬火回火硅锰 合金弹簧钢丝		
	A 类	B 类	A 类	B 类	C 类
1.00					
1.20					
1.40					
1.60					
1.80					
2.0	1610	1710	1569	1667	1765
2.2	1569	1667	1569	1667	1765
2.5	1569	1667	1569	1667	1765
3.0	1520	1618	1569	1667	1765
3.2	1471	1569	1520	1618	1710
3.5	1471	1560	1520	1618	1710
4.0	1422	1520	1471	1569	1667
4.5	1373	1471	1471	1569	1667
5.0	1324	1422	1471	1569	1667
5.5	1275	1373	1471	1569	1667
6.0	1275	1373	1471	1569	1667
6.5	1275	1373	1471	1569	1667
7.0	1226	1324	1422	1520	1618
7.5			1422	1520	1618
8.0	1226	1324	1422	1520	1618
8.5			1422	1520	1618
9.0	1226	1324	1422	1520	1618
9.5			1373	1471	1568
10.0	1177	1275	1373	1471	1569
10.5			1373	1471	1569
11.0	1177	1275	1373	1471	1563
11.5			1373	1471	1563
12.0	1177	1275	1373	1471	1563
13.0			1373	1471	—
14.0			1373	1471	—

根据弹簧所受负荷特性及弹簧材料抗拉强度，即可求出许用应力。负荷特性常分三类：

I类：交变负荷，作用次数在 10^6 以上。

II类：交变负荷，作用次数在 $10^3 \sim 10^6$ 之间。

III类：交变负荷，作用次数在 10^3 以下。

以上三类基本对应于所有弹簧的工作状态，许用应力可按表1.1-6的规定计算。

表1.1-6 许用应力计算 (N/mm²)

许用切应力 $[\tau]$			许用弯曲应力 $[\sigma]$		
I类弹簧	II类弹簧	III类弹簧	I类弹簧	II类弹簧	III类弹簧
$0.3\sigma_b$	$0.4\sigma_b$	$0.5\sigma_b$	(未定)	$0.5\sigma_b$	$0.625\sigma_b$

表中所列三类弹簧即对应承受不同三类负荷的实用弹簧。

许用应力是计算或校核强度的重要根据，对于压簧或拉簧，只要满足

$$\tau \leq [\tau] \quad (1.1-7)$$

对于扭簧，只要满足

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (1.1-8)$$

即计算应力小于或等于弹簧材料相应的许用应力值时，强度可以通过。

一般设计时，对于碳素弹簧钢丝取 $G=78000\text{N/mm}^2$, $E=200000\text{N/mm}^2$ ；对于不锈钢取 $G=69000\text{N/mm}^2$, $E=197000\text{N/mm}^2$ 。

C. 设计中的特殊问题

零件、部件设计必需与主机系统相结合，必需满足一些相关技术要求。因此，除基本计算外，还有一些特殊问题要加以注意。

对于拉簧主要是指端部钩环弯折处引起的局部应力增大。如图1.1-5所示钩环，应力应按下列式计算，即

$$\sigma = \frac{16PD_2}{\pi d^3} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot K \quad (1.1-9)$$

$$\tau = \frac{8PD_2}{\pi d^3} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot K \quad (1.1-10)$$

式中， r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 为图示部位半径，一般 r_2 、 r_4 应大于或等于 $2d$ 。 K 为曲度系数。由于 r_1/r_2 、 r_3/r_4 皆大于1，相当于再将计算应力增大，使强度更为可靠。

对于压簧则比较复杂，可能要注意，压簧失稳、疲劳及避免共振等三个问题。

压簧失稳 如压簧中径 D_2 与自由高 H_0 之比 D_2/H_0 过小，在其承受渐增外加负荷的过程

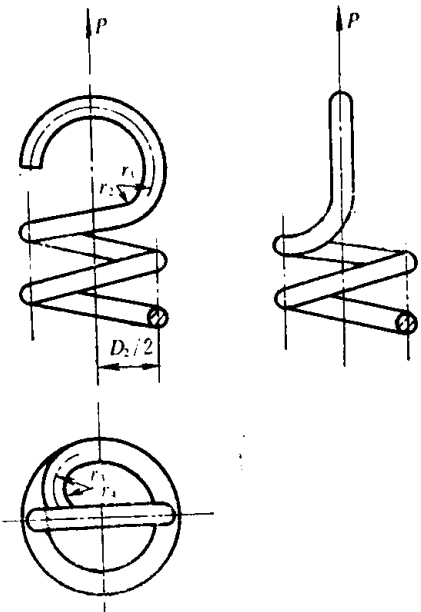


图1.1-5 拉簧端部结构

中, 将会产生“侧向挠曲”, 这种现象称为压簧失稳。严重失稳时压簧将失去线性特性。

根据压杆稳定理论, 可以导出与 D_2/H_0 有关的重要算式为

$$\frac{F_0}{H_0} = 0.813 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{6.85}{\mu_0^2} \left(\frac{D_2}{H_0} \right)^2} \right] \quad (1.1-11)$$

式中 F_0 ——临界失稳时变形量;

μ_0 ——与弹簧两端相关结构有关系数。

为使实际计算结果有工程意义, 上式根号内不应出现负值, 即

$$\frac{6.85}{\mu_0^2} \left(\frac{D_2}{H_0} \right)^2 \leq 1$$

现按极端情况, 并根据《材料力学》中所提供的 μ_0 求 D_2/H_0 , 可得:

一端自由、一端固定、端部系数 $\mu_0 = 2$ 时, $D_2/H_0 \approx 0.763$;

两端铰支、端部系数 $\mu_0 = 1$, $D_2/H_0 \approx 0.385$;

一端固定、一端铰支、端部系数 $\mu_0 = 0.7$, $D_2/H_0 \approx 0.267$;

两端固定、端部系数 $\mu_0 = 0.5$, $D_2/H_0 \approx 0.191$ 。

以上所得诸值, 是在不同端部固定情况下 D_2/H_0 的极限值, 实际选用 F_0/H_0 值时只应小不大。当然, 也可根据初拟端部结构, 选定 μ_0 及 D_2/H_0 , 直接按式(1.1-11)算出 F_0/H_0 。

疲劳 主要指疲劳损坏。若弹簧所受负荷在 P_1 、 P_2 之间交变, 则弹簧材料横截面上的应力亦为交变应力, 其最小和最大值为

$$\tau_{\min} = \frac{8KD_2}{\pi d^3} P_1$$

$$\tau_{\max} = \frac{8KD_2}{\pi d^3} P_2$$

若 $\tau_{\min}$ 和 $\tau_{\max}$ 在时间 t 内交变, 弹簧将会因疲劳而损坏。为顾及此, 常在计算时, 引入一个大于1的系数 n_0 。即将外加负荷先增大 n_0 倍后, 用以验算强度, 故 n_0 称之为安全系数。它可按式计算:

$$n_0 = \frac{\tau_0 + 0.75\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \geq [n_0] \quad (1.1-12)$$

式中, τ_0 为弹簧材料的脉动疲劳极限, 对于高优质钢丝、不锈钢丝、铍青铜和硅青铜可参照下表选取

表1.1-7 几种弹簧材料的脉动疲劳极限

变负荷作用次数	10^4	10^5	10^6	10^7
τ_0	$0.45\sigma_s$ ①	$0.35\sigma_s$	$0.33\sigma_s$	$0.3\sigma_s$

①对于硅青铜、不锈钢丝, 该值取 $0.35\sigma_s$ 。

$[n_0]$ 为许用安全系数, 若弹簧计算精确且材料试验数据精确, 取 $[n_0] = 1.3 \sim 1.7$; 精确度较低时, 则取 $[n_0] = 1.8 \sim 2.2$ 。

避免共振 如外加负荷频率与弹簧自振频率相同, 弹簧将产生共振, 引起附加应力, 严重时会使弹簧损坏。故设计时, 需验算外加负荷频率 f 与弹簧自振频率 f_0 的关系。为避免共

振发生, 一般情况, f/f_r 应在10以上; 特殊情况 f/f_r 应在13以上。

弹簧自振频率, 可依下式计算:

$$f = 356 \times 10^3 \times \frac{d}{\pi D_2^2} \quad (1.1-13)$$

式中, 材料直径 d 及弹簧中径 D_2 的量纲皆为 (mm), 自振频率 f 的量纲为 (1/s)。

对于圆柱形扭簧, 应注意芯轴尺寸和保持线性条件两点。

如扭簧装在外径为 d_1 的芯轴上, 则需验算最大扭转角 φ_f 时, 它所对应的内径 D'_1 是否大于 d_1 。 D'_1 的算式为

$$D'_1 = D_2 \cdot \frac{n}{n + \frac{\varphi_f}{360}} - d \quad (1.1-14)$$

且 $D'_1 \geq 1.1d_1$

为保持扭簧转角为 φ_f 时, 仍有线性特性, 有效圈数 n 与限定最小圈数 n_{min} 应满足以下关系, 即

$$n \geq n_{min} = \left(\frac{\varphi_f}{123.1} \right)^4 \quad (1.1-15)$$

上式为苏联50年代所提供的资料, 试验证实, 若略超过以上约束, 线性特性并无明显变化。

D. 压缩弹簧设计及程序

所谓设计就是根据技术要求, 经分析、计算后, 获得具体的压簧尺寸、材料及技术条件。有时, 也可能相反, 先选定某种材料的弹簧, 再验算其是否满足技术要求。

1. 辅助计算公式

除基本设计公式外, 设计时还需一些辅助公式, 它们为:

弹簧刚度 P'

$$P' = \frac{P}{F} = \frac{Gd^4}{8D_2^3n}$$

总圈数 n_1 (对于Y II型)

$$n_1 = n + 2$$

压并高 H_b (对于Y II型)

$$H_b = (n_1 + 1)d = (n + 3)d$$

压簧自由高 H_0

$$H_0 = H_b + 1.1F_f \quad (F_f \text{ 为压簧极限压缩变形})$$

弹簧材料展开长 L

$$L \approx \pi D_2 (n + 2) = \pi D_2 n_1$$

弹簧节距 t

$$t = (H_0 - d)/n \quad \text{或} \quad t = F_f/n + d$$

螺旋角 α

$$\tan \alpha = t/\pi D_2$$

弹簧单件质量 m (对于Y II型)

$$m = \pi D_2 (n + 2) \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \rho$$

(ρ 为材料密度, 常取 $7.85 \times 10^{-3} \text{ (N/mm}^3\text{)}$)

最大芯轴直径 D_{max}

$$D_{\text{max}} = 0.8 (D_2 - d)$$

最小套筒直径 D_{min}

$$D_{\text{min}} = 1.2 (D_2 + d)$$

对于其它端部结构压簧, 则 n_1 、 H_0 、 L 、 m 的计算应作相应修改。

读: d, D_2, n, σ_b, G

求: τ

求: D_{max}

求: D_{min}

求: C

求: K

求: P_j

求: P'

求: F_j

求: L

求: m

求: t

求: H_0

求: H

停

2. 一般设计

压簧设计属于零件设计, 典型情况常为两种。一为: 已知负荷大小、工作特性、放置弹簧空间、材料, 要求设计出满足负荷、刚度要求的弹簧。二为: 已知负荷特性、大小和刚度, 要求选定材料、算出具体几何参数。

现以第一种情况为例, 说明一般设计过程, 具体步骤为:

- 1) 根据放置弹簧空间初选 D_2 、 d , 并使其满足 $C = 4 \sim 16$ 的要求。
- 2) 根据初选材料、料径 d 及负荷性质, 计算许用切应力 $[\tau]$ 。
- 3) 计算曲度系数 K 。
- 4) 计算极限压力 P_j , 并验算是否符合设计要求, 一般 $P_j = 1.2 P_2$ 。 P_2 为最大工作负荷。
- 5) 估计有效圈数, 一般 $n > 2.5$ 。
- 6) 计算极限变形量 F_j , 并验算是否符合设计要求, 一般 $F_j = 1.2 F_2$ 。 F_2 为最大工作变形量。
- 7) 求出弹簧刚度 P' 。
- 8) 选定端部结构。
- 9) 计算压并高 H_0 。
- 10) 计算自由高 H_0 。
- 11) 计算弹簧材料展开长 L 。
- 12) 计算单件质量 m 。
- 13) 计算最大芯轴直径 D_{max} 。
- 14) 计算最小套筒直径 D_{min} 。
- 15) 拟定技术条件、作零件图。

事实上, 为了满足技术要求, 以上过程需经多次反复、修改, 才有可能获得适用的压簧。以下, 为便于了解数字计算机的初始应用, 亦未作循环判断, 而假定皆可通过, 直接获得适用结果。以上步骤, 只要可行, 可以调整。

3. 计算机设计

设计逻辑过程如图1.1-6所示。它表明, 设计过程可能存在多个判断、修改环节。为便于理解, 编程时, 亦未作逻辑判断, 而是以

图1.1-6 设计逻辑过程