

中等专业学校试用教材

工科机械类专业通用

机械原理及机械零件

下 册

杨黎明 主编

高等教育出版社

内 容 简 介

本书系根据 1982 年 1 月教育部审定的中等专业学校工科机械类专业通用《机械原理及机械零件教学大纲(试行草案)》编写的。

全书分上、下册及附册三本出版。上册为机械原理部分。下册为机械零件部分,主要内容有:弹簧,键联接和花键联接,螺纹联接和螺旋传动,带传动,链传动,齿轮传动的强度计算,蜗杆传动的强度计算,滑动轴承,滚动轴承,联轴器和离合器,轴,减速器、机械无级变速器,润滑与密封。附册为上、下册和机械零件课程设计所需的计算图表、标准、资料等。

本书可作为中等专业学校工科机械类专业机械原理及机械零件课程的试用教材,也可供从事机械设计工作的工程技术人员参考。

参加下册编写的有:北京机械学校杨黎明、湘潭电机制造学校林道澄、咸阳机器制造学校裴超广、山东省机械工业学校李维智同志,并由杨黎明同志担任主编。

下册由哈尔滨电机制造学校杨泰全同志主审,经机械工业部中等专业学校基础课教材编审委员会机械原理及机械零件教材编审组于 1982 年 12 月主持召开的审稿会议审阅,同意作为中等专业学校试用教材出版。

本书下册责任编辑:马盛明。

中等专业学校试用教材
工科机械类专业通用
机械原理及机械零件

下 册

杨黎明 主编

*

高等教育出版社出版
新华书店上海发行所发行
上海中华印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 16.75 字数 382,000

1983 年 5 月第 1 版 1983 年 9 月第 1 次印刷

印数 00,001—70,500

书号 15010·0485 定价 1.40 元

目 录

*第九章 弹簧	1
§ 9-1 弹簧的功用及类型	1
§ 9-2 弹簧的材料和制造	2
§ 9-3 圆柱形螺旋压缩、拉伸弹簧的设计	3
习题	12
第十章 键联接和花键联接	13
§ 10-1 键的类型、键联接的构造和工作原理	13
§ 10-2 平键联接的选择与强度校核计算	17
§ 10-3 花键联接	19
习题	23
第十一章 螺纹联接和螺旋传动	25
§ 11-1 螺纹的主要参数及类型	25
§ 11-2 螺纹联接的基本类型和螺纹联接件	26
§ 11-3 螺旋副的受力分析、自锁和效率	28
§ 11-4 螺栓联接的预紧和防松	30
§ 11-5 螺栓组联接的结构设计和受力分析	32
§ 11-6 单个螺栓联接的强度计算	37
*§ 11-7 提高螺栓联接强度的措施	45
§ 11-8 螺旋传动	46
习题	52
第十二章 带传动	54
§ 12-1 带传动的类型	54
§ 12-2 带传动的基本理论	56
§ 12-3 三角带传动的设计	62
§ 12-4 三角带轮	68
§ 12-5 三角带传动的张紧装置	70
习题	74
第十三章 链传动	75
§ 13-1 套筒滚子链和链轮	75
§ 13-2 链传动的运动特性	81
§ 13-3 套筒滚子链传动的设计计算	84
§ 13-4 链传动的布置与张紧	89
§ 13-5 齿形链传动简介	90

习题	93
第十四章 齿轮传动的强度计算	94
§ 14-1 轮齿的失效形式	94
§ 14-2 齿轮材料及热处理	96
§ 14-3 直齿圆柱齿轮传动的强度计算	99
§ 14-4 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	110
§ 14-5 圆柱齿轮传动设计	113
§ 14-6 直齿圆锥齿轮传动的强度计算	120
习题	127
第十五章 蜗杆传动的强度计算	128
§ 15-1 蜗杆传动的受力分析	128
§ 15-2 蜗杆传动的强度和刚度计算	129
§ 15-3 蜗杆传动的热平衡计算	134
§ 15-4 蜗杆与蜗轮的结构	137
习题	143
第十六章 滑动轴承	144
§ 16-1 滑动轴承的润滑状态	144
§ 16-2 滑动轴承的主要类型和结构	145
§ 16-3 轴承材料、轴瓦结构	147
§ 16-4 混合摩擦润滑滑动轴承的设计计算	151
§ 16-5 液体动压润滑的基本原理	153
*§ 16-6 单油楔圆柱形向心液体动压轴承的计算	157
§ 16-7 多油楔轴瓦	167
*§ 16-8 液体静压轴承简介	168
习题	168
第十七章 滚动轴承	170
§ 17-1 滚动轴承的构造、代号、基本类型及特性	170
§ 17-2 滚动轴承类型选择	173
§ 17-3 滚动轴承的计算原理和尺寸选择	174
§ 17-4 滚动轴承组合设计	186
§ 17-5 滚动轴承与滑动轴承性能比较	192
习题	192
第十八章 联轴器和离合器	194
§ 18-1 联轴器	194
§ 18-2 离合器	200
习题	206
第十九章 轴	207
§ 19-1 轴的分类和设计要求	207
§ 19-2 轴的材料及毛坯选择	208

§ 19-3 轴径的估算(粗略计算).....	210
§ 19-4 直轴的结构设计.....	211
§ 19-5 轴的强度校核计算.....	216
§ 19-6 轴的刚度计算.....	222
§ 19-7 轴的振动简介.....	224
习题	229
第二十章 减速器、机械无级变速器	231
§ 20-1 齿轮和蜗杆减速器的主要型式和特征.....	231
§ 20-2 标准齿轮减速器的选择.....	234
§ 20-3 减速器的构造.....	239
§ 20-4 机械无级变速器.....	242
第二十一章 润滑与密封	247
§ 21-1 润滑的作用和润滑技术.....	247
§ 21-2 润滑剂.....	247
§ 21-3 润滑方式.....	251
§ 21-4 典型零、部件的润滑.....	254
§ 21-5 密封装置.....	257
主要参考文献	262

*第九章 弹 簧

弹簧是靠弹性变形工作的弹性零件。在外载荷作用下, 弹簧能够产生较大的弹性变形并吸收一定的能量, 当外载荷卸除后, 弹簧又能迅速地恢复原来的形状, 并放出吸收的能量。由于弹簧具有这种变形和储能的特点, 所以广泛应用于各种机械中。

§ 9-1 弹簧的功用及类型

一、弹簧的功用

弹簧有以下几方面的功用:

1. 控制运动, 如内燃机的气门弹簧。
2. 缓冲和吸振, 如车辆中的缓冲弹簧, 联轴器中的吸振弹簧。
3. 储蓄能量, 如钟表和仪表中的发条和游丝(盘形弹簧)。
4. 测量力或力矩, 如测力器、弹簧秤中的弹簧。

二、弹簧的类型

为了满足不同的工作要求, 弹簧有各种不同的类型。目前机械中常见的有: 螺旋弹簧、碟形弹簧、环形弹簧、盘形弹簧、板弹簧等。其中螺旋弹簧由于制造简便, 应用最广。螺旋弹簧按其外载荷作用方式不同可分为拉伸弹簧、压缩弹簧、扭转弹簧等。常用的弹簧类型见表 9-1。

螺旋弹簧是用弹簧丝卷绕制成的, 其中圆柱形螺旋弹簧已规格化, 有专门工厂生产。本章只介绍圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的结构、基本参数和设计计算问题。

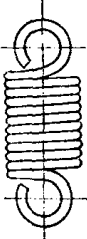
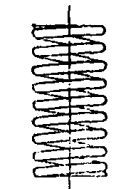
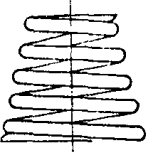
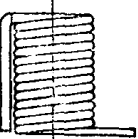
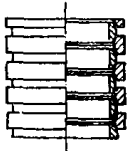
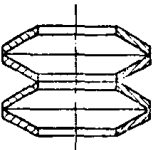
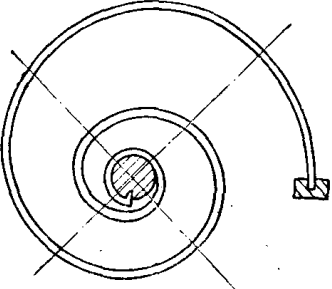
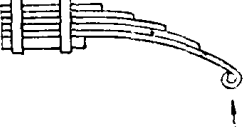
碟形弹簧是用钢板冲压成的截锥形的弹簧。这种弹簧的刚性很大, 能承受很大的冲击载荷, 并具有良好的吸振能力, 所以常用作缓冲弹簧。有时当弹簧的轴向尺寸受到限制而载荷又很大时, 它可以代替螺旋压缩弹簧。

环形弹簧是由分别带有内外锥形的钢制圆环交错叠合制成的。它是目前最强的压缩缓冲弹簧, 用作机车车辆、锻压设备和起重机中的重型缓冲器。

盘形弹簧主要用于储蓄能量。当所受扭矩不大而轴向尺寸受到限制时, 可采用盘形弹簧。

板弹簧通常是由若干长度不等的条形钢板叠合而成, 并用簧夹夹紧。这种弹簧变形大, 吸振能力很强, 多用于各种车辆及重型锻压设备中。板弹簧在工作中主要承受弯曲作用。

表 9-1 弹簧的基本类型

按载荷分 按形状分	拉 伸	压 缩	扭 转	弯 曲
螺旋形	圆柱形螺旋拉伸弹簧 	圆柱形螺旋压缩弹簧  锥形螺旋压缩弹簧 	圆柱形螺旋扭转弹簧 	
其他		环形弹簧  碟形弹簧 	盘形弹簧 	板 弹 簧 

§ 9-2 弹簧的材料和制造

一、弹 簧 材 料

弹簧材料应具有高的弹性极限、疲劳极限、冲击韧性和良好的热处理性能。

选择弹簧材料时，应考虑弹簧的用途、重要程度、使用条件及热处理要求等。所谓使用条件是指载荷性质、大小及循环特性，工作温度和周围介质情况等。常用的弹簧材料有：碳素弹簧钢、低锰弹簧钢(如 65 Mn)、硅锰弹簧钢(如 60 Si 2 Mn)、铬钒钢(50 CrVA)及有色金属合金等。近年来，空气弹簧与橡胶弹簧也得到了发展。

常用弹簧材料的性能、用途及许用应力见表 9-4。弹簧丝直径和弹簧中径优先选用系列见表 F 9-1。碳素弹簧钢丝的拉伸强度极限见表 9-5。

二、弹簧制造

螺旋弹簧的卷绕方法有冷卷法和热卷法两种。弹簧丝直径 $d \leq 8\text{ mm}$ 时用冷卷法, $d > 8\text{ mm}$ 时用热卷法。冷卷的弹簧多用冷拉、经过热处理的优质碳素弹簧钢丝, 卷成后一般不再经淬火处理。热卷弹簧卷成后必须经过热处理。

为了提高压缩弹簧的承载能力, 可以采用强压处理。强压处理是将弹簧预先压缩到应力超过材料的屈服极限并保持 6~48 小时后卸载, 使弹簧丝产生塑性变形和有益的残余应力。由于残余应力的方向恰与工作应力的方向相反, 因此弹簧的最大工作应力比未经强压处理的弹簧小, 所以提高了弹簧的承载能力。经一次强压处理的弹簧一般可提高承载能力约 20%。

对于在长期振动下工作、在高温(150~450℃)下工作以及在腐蚀介质中工作的弹簧, 不应作强压处理。因为在上述情况下, 弹簧会出现疲劳裂纹或者残余应力不稳定。经强压处理后的弹簧, 不允许再进行任何热处理。

§ 9-3 圆柱形螺旋压缩、拉伸弹簧的设计

一、圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的端部结构

压缩弹簧常用的端部结构型式有并紧磨平型(图 9-1(a))和并紧不磨平型(图(b))两种。在受变载荷的重要地方应采用并紧磨平型端部结构, 并使端面与弹簧轴线垂直。

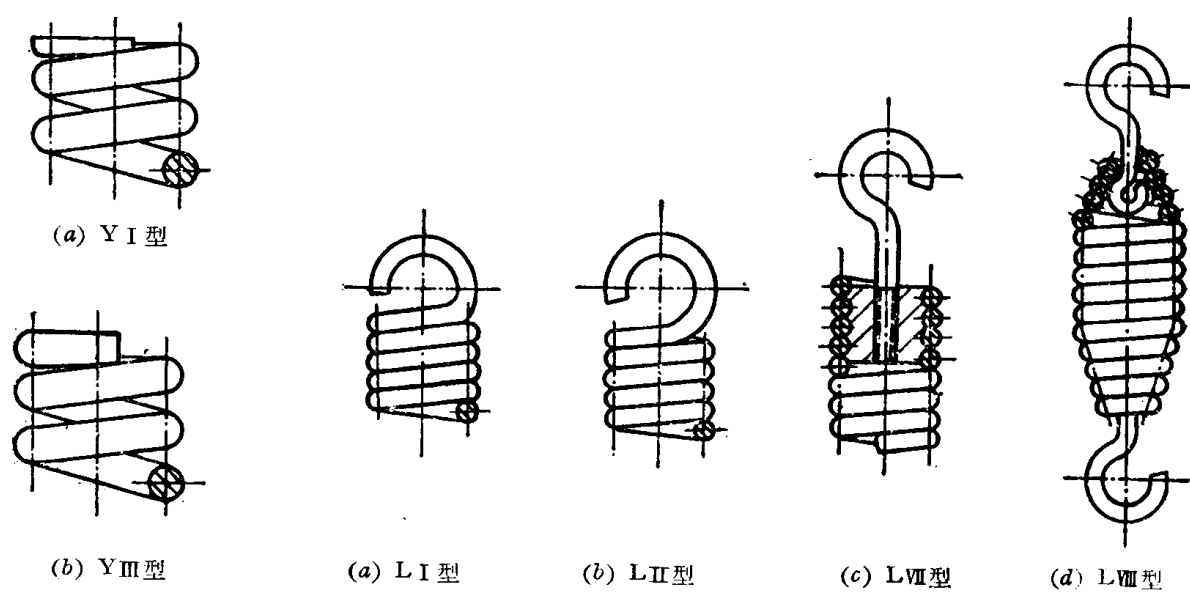


图 9-1

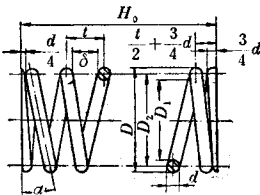
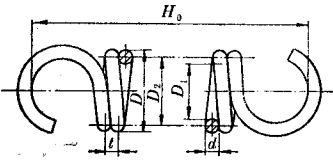
图 9-2

拉伸弹簧端部做有挂钩, 以便安装和加载。常用的挂钩结构型式见图 9-2。图(a)和(b)两种挂钩的弯曲应力较大, 只适用于中小载荷和不重要的地方, 弹簧丝直径不应大于 10 mm。当载荷较大时, 宜采用图(c)所示的螺旋块式挂钩。图(d)为做有锥形过渡端部的挂钩, 这种挂钩的弯曲应力小, 而且挂钩可以转动, 便于安装。

二、圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的几何尺寸

表 9-2 给出圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的几何尺寸计算公式。对于压缩弹簧来说，应在自由状态下使各圈之间有适当的间隙 δ ，以便弹簧受载时有产生变形的可能。为了避免因材料制造误差等原因使各圈接近并紧时个别簧圈可能提前接触和由此而引起弹簧刚度变化，设计时应考虑在最大工作载荷 F_2 作用下各圈之间仍保留一定的间隙 δ' (图 9-3(b))，一般取 $\delta' \geq 0.1 d$ 或 $\delta' \geq 0.25 \lambda'_2$ ，式中 d 为弹簧丝直径， λ'_2 为弹簧在最大工作载荷 F_2 作用下单圈变形量。

表 9-2 圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的几何尺寸计算公式

计 算 项 目	压 缩 弹 簧	拉 伸 弹 簧
		
弹簧丝直径 d	由强度计算确定	
弹簧中径 D_2	$D_2 = C d = D - d$	
弹簧外径 D	$D = D_2 + d$	
弹簧内径 D_1	$D_1 = D_2 - d$	
弹簧支承圈数 n_2	端部并紧磨平: $n_2 = 1.5 \sim 2.5$ 端部并紧不磨平: $n_2 = 1.5 \sim 3.5$	$n_2 = 0$
弹簧工作圈数 n	由刚度计算确定	
总圈数 n_1	$n_1 = n + n_2 = n + (1.5 \sim 3.5)$	$n_1 = n$
间 距 δ	$\delta = \lambda'_2 + \delta' \geq \frac{\lambda_2}{n} + 0.1 d$	
节 距 t	$t = d + \delta$	$t \approx d$
自由高度 H_0	端部并紧磨平: $H_0 = n\delta + (n_1 - 0.5)d$ 端部并紧不磨平: $H_0 = n\delta + (n_1 + 1)d$	$H_0 = nd + \text{钩环高度}$
螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D_2}$ 一般 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$	
弹簧丝展开长度 L	$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha} \approx \pi D_2 n_1$	$L = \pi D_2 n + \text{钩环展开长度}$

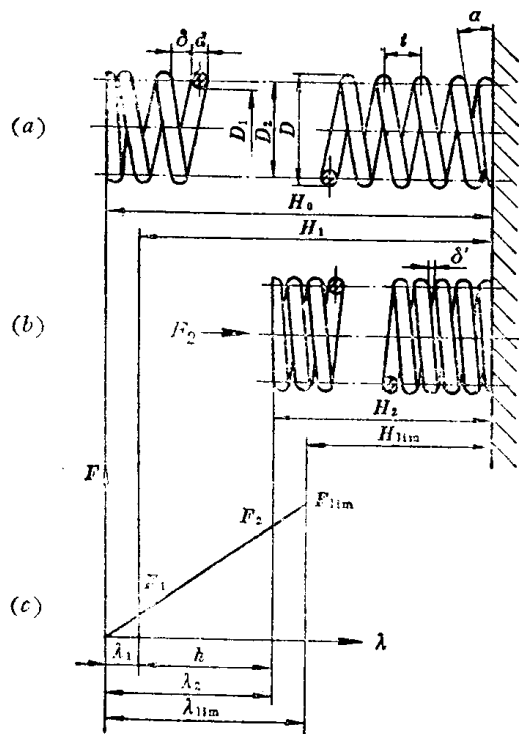


图 9-3

三、圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的特性

(一) 弹簧指数

弹簧中径 D_2 与弹簧丝直径 d 之比称为弹簧指数, 以 C 表示, 即

$$C = \frac{D_2}{d} \tag{9-1}$$

弹簧指数又称旋绕比, 它是反映弹簧特性的一个重要参数。当弹簧丝直径 d 一定时, C 值愈小, 弹簧中径 D_2 愈小, 弹簧刚度愈大(愈硬); 反之, 弹簧刚度愈小(愈软)。 C 值过小时, 例如 $C < 4$, 由于簧圈曲率大, 卷绕弹簧困难, 而且使簧圈内侧产生的应力过大, 易使弹簧损坏。若 C 过大, 弹簧的径向尺寸愈大, 易使弹簧颤动, 因而不稳定。设计弹簧时, 一般取 $4 \leq C \leq 14$ 。 C 值的选取范围, 可参见表 9-3。

表 9-3 弹簧指数 C

弹簧丝直径 d (mm)	0.2~0.4	0.5~1	1.1~2.2	2.5~6	7~16	18~50
$C = \frac{D_2}{d}$	7~14	5~12	5~10	4~10	4~8	4~6

(二) 特性线图

为了清晰地表明工作过程中弹簧的载荷与变形或高度之间的关系, 通常绘出载荷与变形的关系线图, 称为弹簧的特性线图。

1. 压缩弹簧特性线图

图 9-3(c) 为压缩弹簧特性线图。为了保证弹簧有稳定的弹性, 工作时应使弹簧的工作应

力不超过材料的弹性极限。因此,对于等节距的圆柱形螺旋弹簧,载荷与变形成正比关系,所以特性线图为一直线。这个关系对拉簧和扭簧都适用。图中 H_0 为弹簧的自由高度,即弹簧

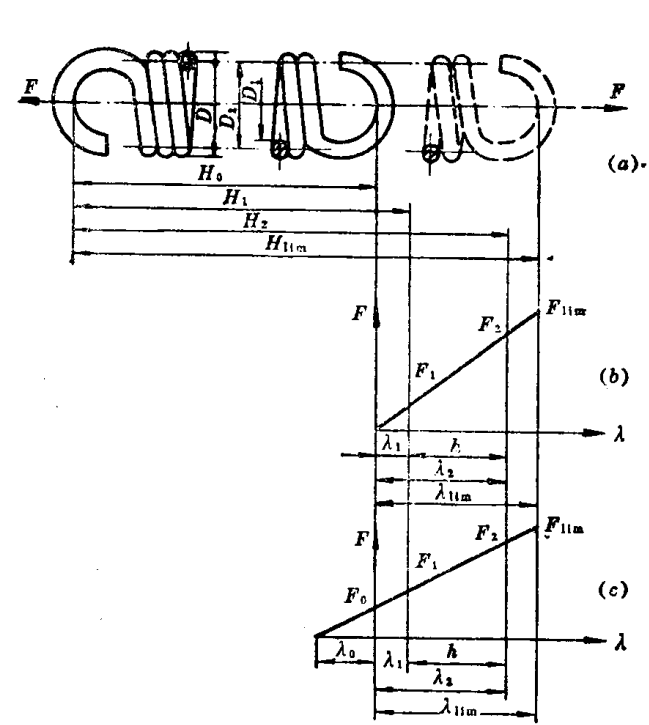


图 9-4

未受载荷时的高度。安装弹簧时,通常使弹簧预先承受一定的载荷使其可靠地稳定在安装位置上,该载荷以 F_1 表示, F_1 称为弹簧的最小工作载荷。在 F_1 作用下,弹簧高度被压缩到 H_1 , 其压缩量为 λ_1 。 F_2 为弹簧工作时承受的最大工作载荷,在 F_2 作用下,弹簧高度被压缩到 H_2 , 其压缩量为 λ_2 。压缩变形量增加了 $\lambda_2 - \lambda_1 = h$, 即弹簧的工作行程。 F_{lim} 为弹簧的工作极限载荷,在 F_{lim} 作用下弹簧丝的应力应小于或等于材料的弹性极限。这时弹簧相应的压缩变形量为 λ_{lim} , 弹簧高度为 H_{lim} 。一般取 $F_1 = (0.1 \sim 0.5) F_2$, 而最大工作载荷一般由机构工作要求确定。由于在工作过程中一般不希望弹簧失去直线的特性关系,所以通常取 $F_2 \leq 0.8 F_{lim}$ 。

2. 拉伸弹簧特性线图

按照卷绕方式不同,拉伸弹簧分为无预应力和有预应力两种。图 9-4(b) 为无预应力拉伸弹簧的特性线图,它与压缩弹簧的特性线图相同。图(c)为有预应力拉伸弹簧的特性线图。有预应力拉伸弹簧在卷绕后各圈互相并紧,各圈间有一定压紧力,因而产生一定的预应力,其相应的拉伸变形量为 λ_0 ,即在自由状态下拉伸弹簧已经承受了一定的初拉力 F_0 ,其大小与极限载荷 F_{lim} 有关,一般当 $d < 5 \text{ mm}$ 时,取 $F_0 \approx 0.33 F_{lim}$; 当 $d > 5 \text{ mm}$ 时,取 $F_0 \approx 0.25 F_{lim}$ 。有预应力的拉伸弹簧的总变形量 $\lambda = \lambda_0 + \lambda_2$ 。

弹簧的工作特性线图应画在弹簧工作图中,作为检验和试验的依据之一。

四、圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的计算

(一)强度计算

强度计算的目的是确定弹簧丝直径。材料力学已经导出圆截面弹簧丝绕成的圆柱形螺旋压缩和拉伸弹簧的强度计算公式为

$$\tau_{\max} = \frac{8 K F D_2}{\pi d^3} \text{ (MPa)} \tag{9-2}$$

将最大工作载荷 F_2 代入上式,便得到强度校核公式为

$$\tau_{\max} = \frac{8 K F_2 D_2}{\pi d^3} \leq [\tau] \text{ (MPa)} \tag{9-3}$$

将 $D_2=Cd$ 代入上式, 得到弹簧丝直径的计算公式为

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_2C}{[\tau]}} \text{ (mm)}$$

(9-4)

- 式中 $\tau_{\max}$ ——弹簧丝横截面上的最大扭转剪应力, MPa;
 $[\tau]$ ——弹簧的许用扭转剪应力, MPa, 由表 9-4 和表 9-5 查得;
 F_2 ——弹簧的最大工作载荷, N;
 d ——弹簧丝直径, mm, 其值应圆整为系列值;
 D_2 ——弹簧圈中径, mm;
 C ——弹簧指数, 其值由表 9-3 选用, 初步计算时可取 $C=5\sim 8$;
 K ——弹簧曲度系数, 其值按表 9-6 查得。

由式(9-2)还可以确定弹簧的工作极限载荷:

$$F_{\lim} = \frac{\pi d^3}{8KD_2} \tau_{\lim}$$

(9-5)

式中 $\tau_{\lim}$ 查表 9-4 注。

表 9-4 常用弹簧材料的性能、用途及许用应力

类别	代 号	许用剪应力 $[\tau]$ (MPa)			剪切弹性模量 G (MPa)	推 荐 硬度范围 (HRC)	推荐使用 温度 (°C)	特 性 及 用 途
		I 类弹簧	II 类弹簧	III 类弹簧				
钢 丝	碳素弹簧钢丝 I、II、IIa、III 组	$0.3\sigma_B$	$0.4\sigma_B$	$0.5\sigma_B$	$0.5 \leq d \leq 4$ 83000~80000 $d > 4$ 80000	—	-40~120	强度高, 性能好, 适用于小弹簧
	60Si2Mn	480	640	800	80000	45~50	-40~200	弹性好, 回火稳定性好, 易脱碳, 用于承受较大载荷弹簧
	50CrVA	450	600	750	80000		-40~210	疲劳性能高, 淬透性和回火稳定性好
不 锈 钢 丝	1Cr18Ni9	330	440	550	73000	—	-250~300	耐腐蚀, 耐高温, 适用于小弹簧
	4Cr13	450	600	750	77000	48~53	-40~300	耐腐蚀, 强度高, 适用于较大的 弹簧
	Co40CrNiMo	510	680	850	78000	—	-40~400	耐腐蚀, 强度高, 无磁, 低后效, 弹性好
青 铜 丝	QSi3-1	270	360	450	4100	HB 90~100	-40~120	耐腐蚀, 防磁性好
	QBe2	360	450	560	43000	37~40		耐腐蚀, 防磁性、导电性和弹性 好
热 轧 钢 材	65Mn	420	560	700	80000	45~50	-40~120	弹性和回火稳定性好, 易脱碳, 用于承受大载荷弹簧
	60Si2Mn	480	640	800			-40~200	
	50CrVA	450	600	750		43~47	-40~210	疲劳性能高, 淬透性和回火稳定性好

注: 1. 按受力循环次数 N 不同, 弹簧分为三类: I 类 $N > 10^6$; II 类 $N = 10^3 \sim 10^5$ 以及受冲击载荷的; III 类 $N < 10^3$ 。
2. 碳素弹簧钢丝按机械性能不同分为 I、II、IIa、III 四组, I 组强度最高, 依次为 II、IIa、III 组。
3. 轧制钢材的机械性能与钢丝相同。
4. 弹簧工作极限应力 $\tau_{\lim}$: I 类载荷弹簧 $\tau_{\lim} \leq 1.67[\tau]$; II 类载荷弹簧 $\tau_{\lim} \leq 1.25[\tau]$; III 类载荷弹簧 $\tau_{\lim} \leq 1.12[\tau]$ 。

表 9-5 碳素弹簧钢丝拉伸强度极限 σ_B MPa

钢丝直径 d (mm)	组 别			
	I	II	IIa	III
0.14~0.3	2700	2250		1750
0.32~0.6	2650	2200		1700
0.63~0.8	2600	2150		1700
0.85~0.9	2550	2100		1700
1	2500	2050		1650
1.1~1.2	2400	1950		1650
1.3~1.4	2300	1900		1500
1.5~1.6	2200	1850		1450
1.7~1.8	2100	1800		1400
2	2000	1800		1400
2.2	1900	1700		1400
2.5	1800	1650		1300
2.8	1750	1650		1300
3	1700	1650		1300
3.2	1700	1650		1200
3.4~3.6	1650	1550		1200
4	1600	1500		1150
4.5~5	1500	1400		1100
5.6~6	1450	1350		1050
6.3~8	—	1250		1000

注：表中 σ_B 均为下限值。

表 9-6 弹簧的曲度系数 K

C	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	12	14
K	1.40	1.35	1.31	1.28	1.25	1.23	1.21	1.20	1.18	1.17	1.16	1.15	1.14	1.12	1.10

(二)刚度计算

刚度计算的目的是确定弹簧工作圈数。弹簧的变形计算公式为

$$\lambda = \frac{8FD_2^3n}{Gd^4} \text{ (mm)}$$

(9-6)

式中 λ ——弹簧的变形, mm。

将 F_2 代入上式, 便得到弹簧最大变形的计算公式为

$$\lambda_2 = \frac{8F_2 D_2^3 n}{Gd^4} \text{ (mm)} \quad (9-7)$$

改写式(9-7)得到弹簧工作圈数的计算公式为

$$n = \frac{Gd^4 \lambda_2}{8D_2^3 F_2} = \frac{Gd \lambda_2}{8C^3 F_2} \text{ (圈)} \quad (9-8)$$

或

$$n = \frac{Gd^4 \lambda_2}{8D_2^3 (F_2 - F_0)} = \frac{Gd \lambda_2}{8C^3 (F_2 - F_0)} \text{ (圈)} \quad (9-9)$$

式中 F_0 为拉伸弹簧的初拉力。

若已知弹簧的最大工作载荷 F_2 和最小工作载荷 F_1 以及相应的工作行程 $h = \lambda_2 - \lambda_1$, 则弹簧的工作圈数按下式计算:

$$n = \frac{Gd^4 h}{8D_2^3 (F_2 - F_1)} = \frac{Gdh}{8C^3 (F_2 - F_1)} \text{ (圈)} \quad (9-10)$$

以上各式中, G ——弹簧材料的剪切弹性模量, MPa, 见表 9-4。其余符号同前。

若算得的工作圈数 $n > 15$, 则取 n 为整数圈; 若 $n < 15$, 则取 n 为 0.5 圈的倍数。但为了避免由于载荷偏心引起过大的附加载荷, 工作圈数不应少于 2.5 圈。

从式(9-7)可得弹簧的刚度(即弹簧产生单位变形所加的载荷)的计算公式为

$$j = \frac{F}{\lambda} = \frac{F_2}{\lambda_2} = \frac{Gd^4}{8D_2^3 n} = \frac{Gd}{8C^3 n} \text{ (N/mm)} \quad (9-11)$$

式中 j ——弹簧刚度, N/mm。

(三) 稳定性校核

当弹簧圈数较多, 高径比 $b = \frac{H_0}{D_2}$ 较大时, 若轴向载荷超过一定限度, 弹簧将发生较大的侧向弯曲(见图 9-5)而失去稳定性。因此设计弹簧时应进行稳定性校核。

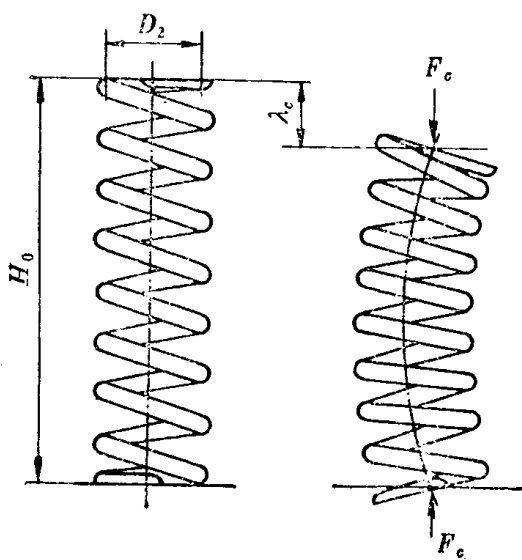


图 9-5

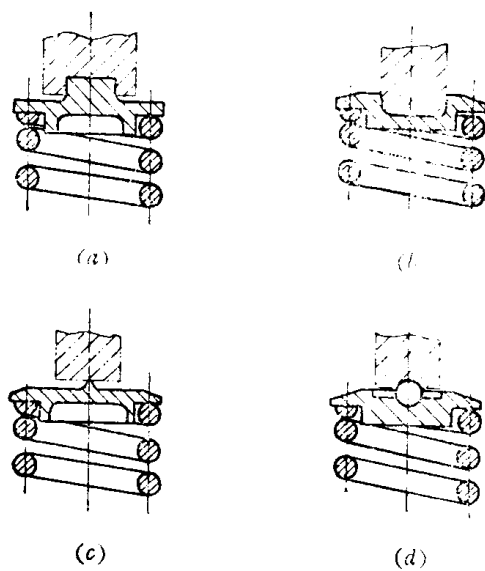


图 9-6

弹簧的稳定性还与弹簧的支承情况有关。图 9-6(a)和(b)为固定支承，图(c)和(d)为回转支承。固定支承的稳定性比回转支承的好。对圆截面弹簧丝卷绕成的圆柱形压缩弹簧，不失稳的高径比 b 的极限值按不同支承情况选取：弹簧两端固定时，取 $b \leq 5.3$ ；一端固定，另一端回转时，取 $b \leq 3.7$ ；两端回转时，取 $b \leq 2.6$ 。

若 b 大于上述极限值时，应按下式进行稳定性核算：

$$F_c = C_B \cdot j \cdot H_0 > F_2 \quad (\text{N}) \tag{9-12}$$

式中 F_c ——弹簧保持稳定的许可载荷，N，一般应使 $F_c \geq 1.25 F_2$ ；

C_B ——弹簧的不稳定系数，其值与高径比和支承情况有关，由图 9-7 查得。

若 $F_c < F_2$ ，应重新选取参数以减小 b 值，提高 F_c 值。若受结构限制不能改变参数，则应增设导杆或导套（见图 9-8），以保证弹簧的稳定性。弹簧与导杆或导套间的间隙 Δ 值按表 9-7 确定。

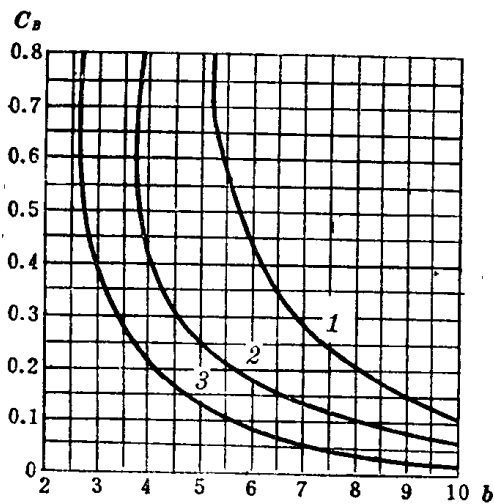
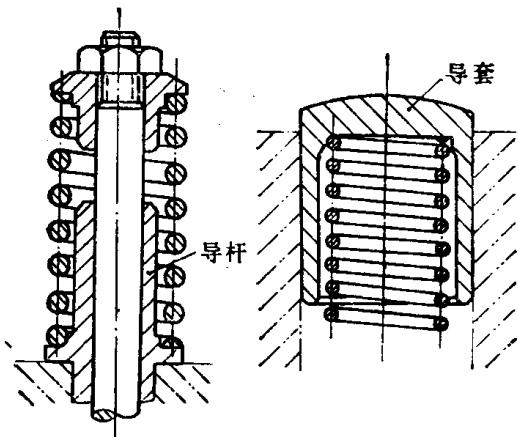


图 9-7

1—两端固定； 2— 一端固定，一端回转； 3—两端回转



(a) 导杆

(b) 导套

图 9-8

表 9-7 弹簧与导杆(或导套)的间隙值

								mm
中径 D_2	≤ 5	$>5 \sim 10$	$>10 \sim 18$	$>18 \sim 30$	$>30 \sim 50$	$>50 \sim 80$	$>80 \sim 120$	$>120 \sim 150$
间隙 Δ	0.5	1	2	3	4	5	6	7

例 9-1 试设计一圆柱形螺旋压缩弹簧。已知最小工作载荷 $F_1=200$ N，最大工作载荷 $F_2=500$ N，工作行程（载荷从 F_1 增加到 F_2 时弹簧相应的变形量） $h=20$ mm，载荷是逐渐均匀增加的，受力循环次数 $N=10^4$ ，工作介质为空气，两端为固定支承，要求弹簧外径为 $D=30$ mm。

解：按题意属于Ⅱ类弹簧，弹簧材料可选用Ⅱ组碳素弹簧钢丝。试取弹簧丝直径 $d=3, 4$ mm 两种尺寸进行试算：

计 算 项 目	计 算 根 据	单 位	计 算 方 案 比 较	
			I	II
一、计算弹簧丝直径				
(1)试取弹簧丝直径 d'		mm	3	4
(2)弹簧圈中径 D_2	$D_2 = D - d$	mm	27	26
(3)弹簧指数 C	$C = \frac{D_2}{d}$		9	6.5
(4)曲度系数 K	表 9-6		1.16	1.23
(5)弹簧丝的强度极限 σ_B	表 9-5	MPa	1650	1500
(6)许用扭转剪应力 $[\tau]$	表 9-4	MPa	660	600
(7)弹簧丝直径 d	$d = 1.6\sqrt{\frac{F_2 K C}{[\tau]}}$	mm	4.50(舍弃)	4.13(取4)
二、计算弹簧圈数				
(1)弹簧有效圈数 n	$n = \frac{G(\lambda_2 - \lambda_1)d}{8(F_2 - F_1)C^3}$	圈	—	9.7(取10)
(2)弹簧支承圈数 n_2		圈	—	2
(3)弹簧总圈数 n_1	$n_1 = n + n_2$	圈	—	12
三、计算变形量 λ_1 和 λ_2				
(1)最小工作载荷 F_1	$F_1 = F_2 - \frac{(\lambda_2 - \lambda_1)Gd}{8nC^3}$	N	—	209
(2)弹簧刚度 j	$j = \frac{F_2 - F_1}{h}$	N/mm	—	14.55
(3)弹簧变形 λ_1 和 λ_2	$\lambda_1 = \frac{F_1}{j}$	mm	—	14.4
	$\lambda_2 = \frac{F_2}{j}$	mm	—	34.4
四、计算弹簧其它尺寸				
(1)内径 D_1	$D_1 = D_2 - d$	mm	—	22
(2)外径 D	$D = D_2 + d$	mm	—	30
(3)间距 δ	$\delta = \frac{\lambda_2}{n} + 0.1d$	mm	—	3.84(取4.5)
(4)节距 t	$t = \delta + d$	mm	—	8.5
(5)自由高度 H_0	$H_0 = n\delta + (n_1 - 0.5)d$	mm	—	91
(6)螺旋升角 α	$\alpha = \arctg \frac{t}{\pi D_2}$	°	—	5°56'
(7)弹簧丝展开长度 L	$L = \pi D_2 n_1$	mm	—	980.18
五、校验极限载荷 F_{lim}				
(1)实际极限载荷 F'_{lim}	$F'_{lim} = jn\delta$	N	—	655
(2)允许极限载荷 F_{lim}	$F_{lim} = \frac{\pi d^2}{8KC} \tau_{lim}$	N	—	856.1(>655)
	$\tau_{lim} = 1.25[\tau]$	MPa	—	720
六、校验弹簧稳定性	$b = \frac{H_0}{D_2}$		—	3.5(<5.3)
七、画弹簧零件工作图	见图 9-9 (尺寸公差见表 F 9-2)			

由计算结果可知,方案 I, 弹簧丝计算直径与试选直径相差较大,应当舍弃。方案 II, 弹簧丝计算直径与试选直径较接近,弹簧圈数不多,自由高度较小,而且高径比也符合要求,所以采用第II方案。

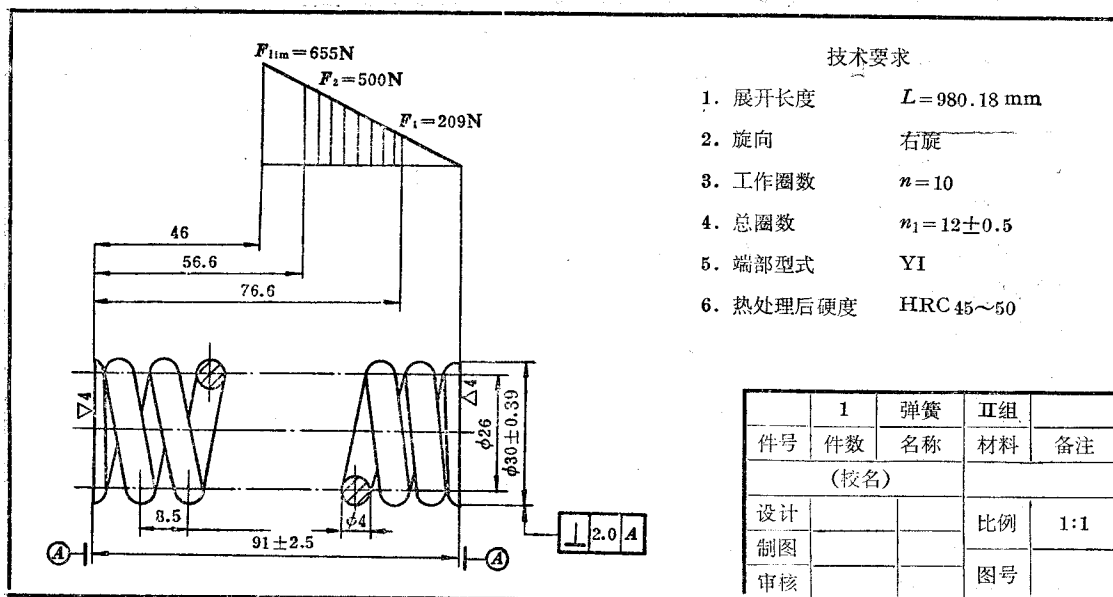


图 9-9

习 题

9-1 已知一圆柱形螺旋压缩弹簧的弹簧丝直径 $d = 6\text{ mm}$, 外径 $D = 39\text{ mm}$, 工作圈数 $n = 10$, 当受 $F = 900\text{ N}$ 的静载荷时, 求: (1) 弹簧的最大应力 $\tau_{\max}$; (2) 应选哪一种碳素弹簧钢丝? (3) 根据所选定的弹簧材料求该弹簧的最大变形量; (4) 若改用其它组碳素弹簧钢丝, 其变形量又为多大?

9-2 有两个尺寸和材料完全相同的圆柱形螺旋拉伸弹簧, 一个没有预应力, 另一个有预应力。两个弹簧的自由高度均为 $H_0 = 80\text{ mm}$ 。现测得有预应力的那个弹簧的数据为: 当 $F_1 = 20\text{ N}$ 时, $H_1 = 100\text{ mm}$, 当 $F_2 = 30\text{ N}$ 时, $H_2 = 120\text{ mm}$ 。计算: (1) 初拉力 F_0 等于多少? (2) 没有预应力的弹簧在 $F_2 = 30\text{ N}$ 的拉力下, 弹簧的高度?

9-3 已知一圆柱形螺旋压缩弹簧的材料为碳素弹簧钢丝 II 组, 弹簧丝直径 $d = 3.5\text{ mm}$, 外径 $D = 31.5\text{ mm}$, 工作圈数 $n = 6$, 总圈数 $n_1 = 8$, 节距 $t = 9\text{ mm}$, 当受 II 类载荷时, 求: (1) 弹簧的刚度; (2) 弹簧能承受的最大工作载荷 F_2 ; (3) 最大工作载荷下的弹簧变形量 λ_2 。

9-4 试设计一在静载、常温下工作的圆柱形螺旋压缩弹簧。已知最大工作载荷 $F_2 = 180\text{ N}$, 最小工作载荷 $F_1 = 130\text{ N}$, 工作行程 $h = \lambda_2 - \lambda_1 = 5\text{ mm}$; 工作介质为空气, 端部结构为并紧磨平型式 (YI 型), 两端固定支承; 要求弹簧外径 $D = 14\text{ mm}$ 。