



第06章

挠性传动设计

第02节 弹簧的设计

宋超阳

songcy@ieee.org

本章要点概述

- 挠性传动设计
 - V带传动设计
 - 链传动设计
 - 其他挠性传动
- 弹簧设计
 - 弹簧的功能与类型
 - 圆柱拉、压螺旋弹簧的设计
 - 板弹簧的设计
 - 碟形弹簧
 - 其他类型弹簧

弹簧设计

弹簧的功能与类型

- 弹簧是常用的弹性零件，它在受载后产生较大的弹性变形，吸收并储存能量。

弹簧有以下的主要功能：

- ①减振和缓冲，如缓冲器、车辆的缓冲弹簧等；
 - ②控制运动，如制动器、离合器以及内燃机气门控制弹簧；
 - ③储存或释放能量，如钟表发条、定位控制机构中的弹簧；
 - ④测量力和力矩，用于测力计、弹簧秤等。
- 按弹簧的受力性质不同，弹簧主要分为
 - 拉伸弹簧、压缩弹簧、扭转弹簧和弯曲弹簧。
 - 按弹簧的形状不同，又可分为
 - 螺旋弹簧、板弹簧、环形弹簧、碟形弹簧等。
 - 此外还有空气弹簧、橡胶弹簧等。

圆柱拉、压螺旋弹簧的设计

- 圆柱螺旋弹簧分压缩弹簧和拉伸弹簧。
- 压缩弹簧如图11-1所示。
 - 通常其两端的端面圈并紧并磨平（代号YI），磨平部分不少于圆周长的 $3/4$ ，端头厚度一般不小于 $d/8$ 。还有一种弹簧，其两个端面圈并紧但不磨平（代号YIII）。

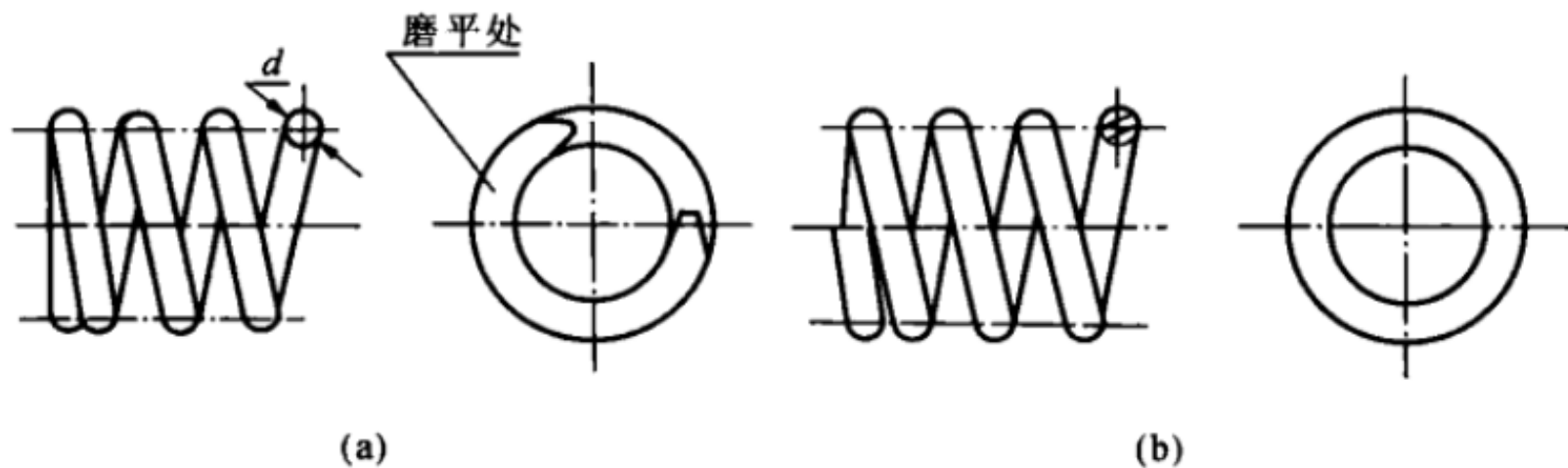


图 11-1 压缩弹簧

(a) Y I 型; (b) Y III 型

圆柱拉、压螺旋弹簧的设计

- 圆柱螺旋弹簧分压缩弹簧和拉伸弹簧。
- 拉伸弹簧如图11-2所示。

- 其中图11-2(a)和(b)所示分别为半圆形钩和圆环钩；

- 图11-2(c)所示为可调式挂钩，用于受力较大的场合。

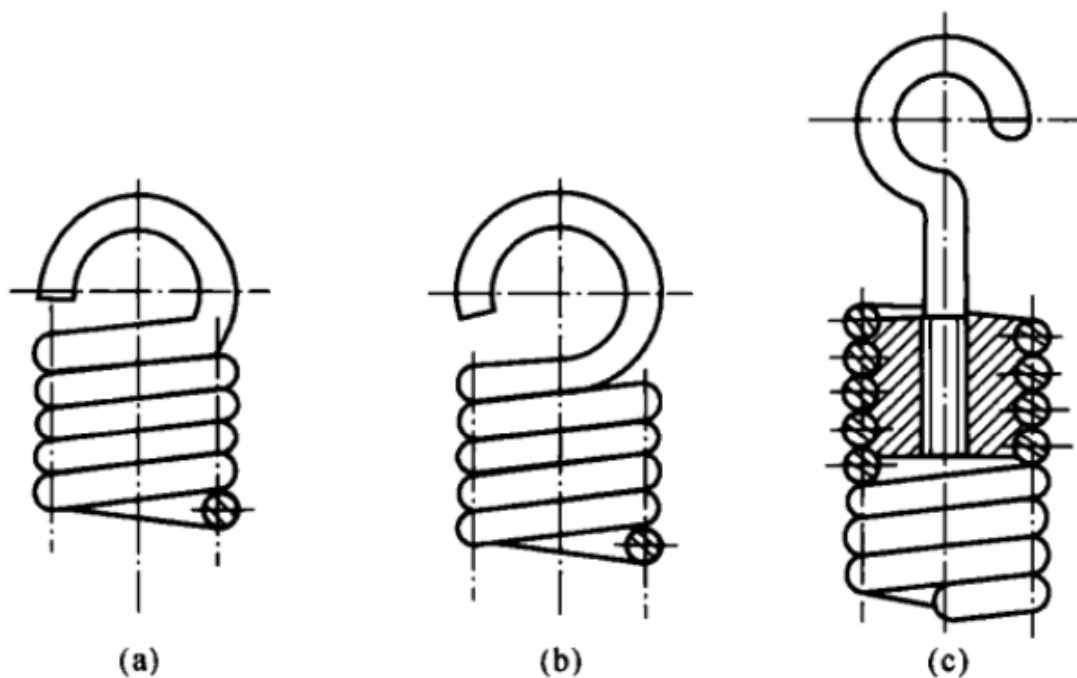
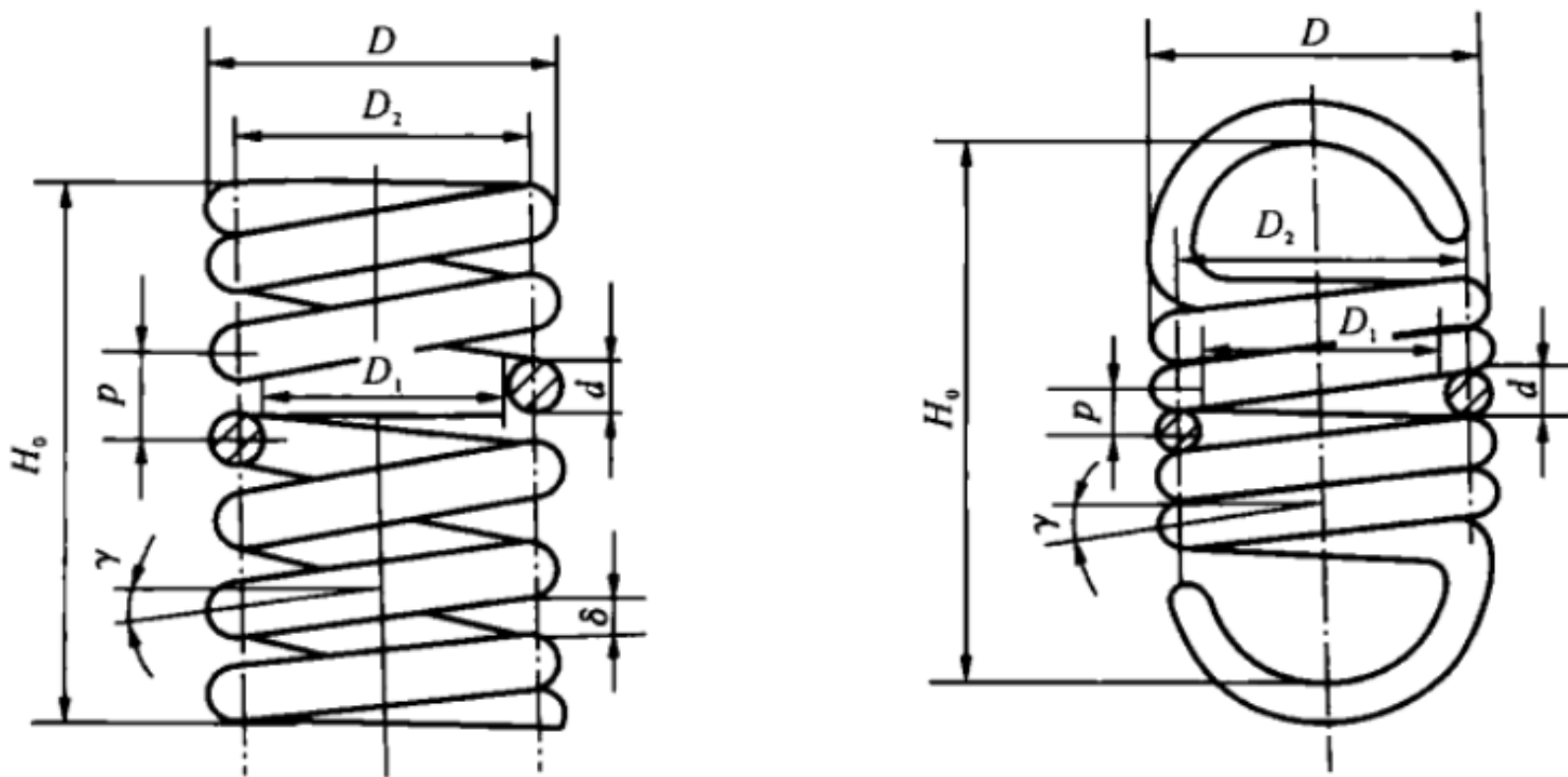


图 11-2 拉伸弹簧

(a) L I 型；(b) L II 型；(c) L III 型

圆柱螺旋弹簧的主要几何尺寸

- 弹簧丝直径 d 、外径 D 、内径 D_1 、中径 D_2 、节距 p 、螺旋升角 γ 、自由高度（压缩弹簧）或长度（拉伸弹簧） H_0 ，如图11-3所示。此外还有有效圈数 n 、总圈数 n_1 。



圆柱拉、压螺旋弹簧几何尺寸计算公式

表 11-1 圆柱形拉、压螺旋弹簧的几何尺寸计算公式

名称与代号	压缩螺旋弹簧	拉伸螺旋弹簧
弹簧丝直径 d/mm	由强度计算公式确定	
弹簧中径 D_2/mm	$D_2 = Cd$	
弹簧内径 D_1/mm	$D_1 = D_2 - d$	
弹簧外径 D/mm	$D = D_2 + d$	
弹簧指数 C	$C = D_2/d$, 一般 $4 \leq C \leq 16$	
螺旋升角 $\gamma/(\circ)$	$\gamma = \arctan \frac{p}{\pi D_2}$	对压缩弹簧, 推荐 $\gamma = 5^\circ \sim 9^\circ$
有效圈数 n	由变形条件计算确定, 一般 $n > 2$	
总圈数 n_1	压缩 $n_1 = n + (2 \sim 2.5)$ (冷卷); 拉伸 $n_1 = n$ $n_1 = n + (1.5 \sim 2)$ (YI型热卷); n_1 的尾数为 $1/4, 1/2, 3/4$ 或整圈, 推荐 $1/2$ 圈	

圆柱拉、压螺旋弹簧几何尺寸计算公式

表 11-1 圆柱形拉、压螺旋弹簧的几何尺寸计算公式

名称与代号	压缩螺旋弹簧	拉伸螺旋弹簧
自由高度 或长度 H_0 /mm	两端圈磨平, $n_1 = n + 1.5$ 时, $H_0 = np + d$ $n_1 = n + 2$ 时, $H_0 = np + 1.5d$ $n_1 = n + 2.5$ 时, $H_0 = np + 2d$ 两端圈不磨平, $n_1 = n + 2$ 时, $H_0 = np + 3d$ $n_1 = n + 2.5$ 时, $H_0 = np + 3.5d$	L I 型 $H_0 = (n + 1)d + D_1$ L II 型 $H_0 = (n + 1)d + 2D_1$ L III 型 $H_0 = (n + 1.5)d + 2D_1$
工作高度 或长度 H_n /mm	$H_n = H_0 - \lambda_n$	$H_n = H_0 + \lambda_n$, λ_n ——变形量
节距 p /mm	$p = d + \frac{\lambda_{\max}}{n} + \delta_1 = \pi D_2 \tan \gamma (\gamma = 5^\circ \sim 9^\circ)$	$p = d$
间距 δ /mm	$\delta = p - d$	$\delta = 0$
压缩弹簧高径比 b	$b = \frac{H_0}{D_2}$	
展开长度 L /mm	$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \gamma}$	$L = \pi D_2 n + \text{钩部展开长度}$

圆柱拉、压螺旋弹簧几何尺寸计算公式

- 定义弹簧指数 C 为弹簧中径 D_2 和弹簧丝直径 d 的比值，即： $C = D_2/d$ 。
 - 通常 C 值在 4~16 范围内，可按表11-2选取。
 - 弹簧丝直径 d 相同时， C 值小，则弹簧中径 D_2 也小，其刚度较大，反之则刚度较小。

表 11-2 圆柱螺旋弹簧常用弹簧指数 C

弹簧直径 d/mm	0.2~0.4	0.5~1	1.1~2.2	2.5~6	7~16	18~42
C	7~14	5~12	5~10	4~10	4~8	4~6

- 弹簧应在弹性极限内工作，不允许有塑性变形。弹簧所受载荷与其变形之间的关系曲线称为弹簧的特性曲线。

压缩螺旋弹簧的特性曲线

- H_0 为弹簧未受载时的自由高度。
- F_{\min} 为最小工作载荷，它是使弹簧处于安装位置的初始载荷。
- 在 F 的作用下，弹簧从自由高度 H_0 被压缩到 H_1 ，相应的弹簧压缩变形量为 λ_{\min}
- 在弹簧的最大工作载荷 F_{\max} 作用下，弹簧的压缩变形量增至 λ_{\max}
- 图中 F_{\lim} 为弹簧的极限载荷，在其作用下，弹簧高度为 H_{\lim} ，变形量为 λ_{\lim} ，弹簧丝应力达到了材料的弹性极限
- 此外，图中的 $h = \lambda_{\max} - \lambda_{\min}$ ，称为弹簧的工作行程。

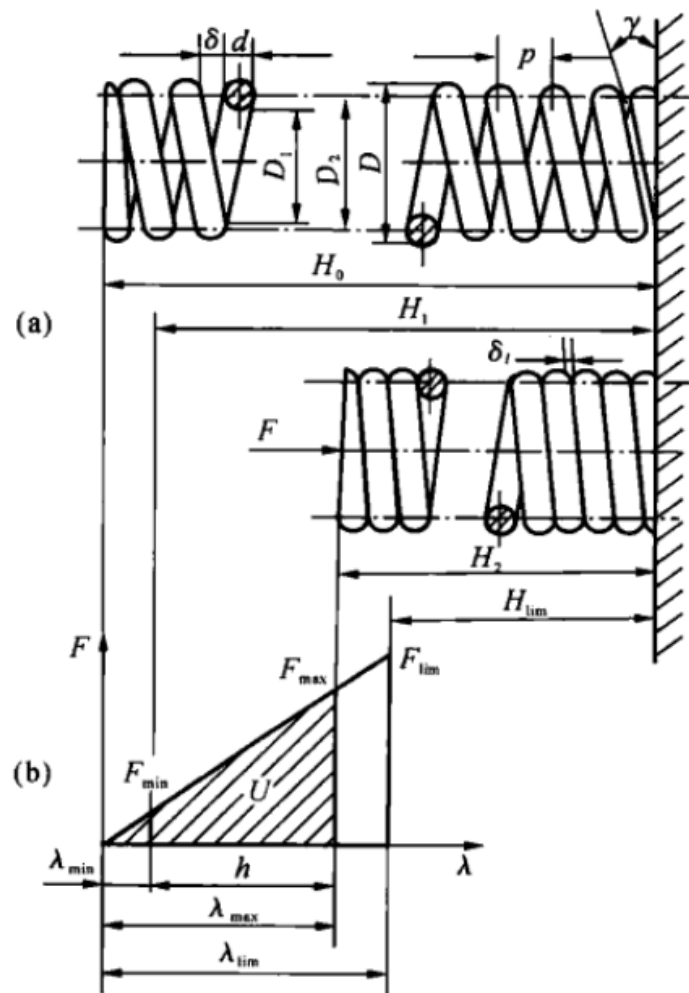


图 11-4 圆柱螺旋压缩弹簧的特性曲线

拉伸螺旋弹簧的特性曲线

- 按卷绕方法的不同，拉伸弹簧分为无初应力的和有初应力的两种
- 无初应力的拉伸弹簧，其特性曲线与压缩弹簧的特性曲线相同。
- 有初应力的拉伸弹簧的特性曲线如图11-5(c)所示：有一段假想的变形量 x ，相应的初拉力 F_0 为克服这段假想变形量使弹簧开始变形所需的初拉力，当工作载荷大于 F_0 时，弹簧才开始伸长。

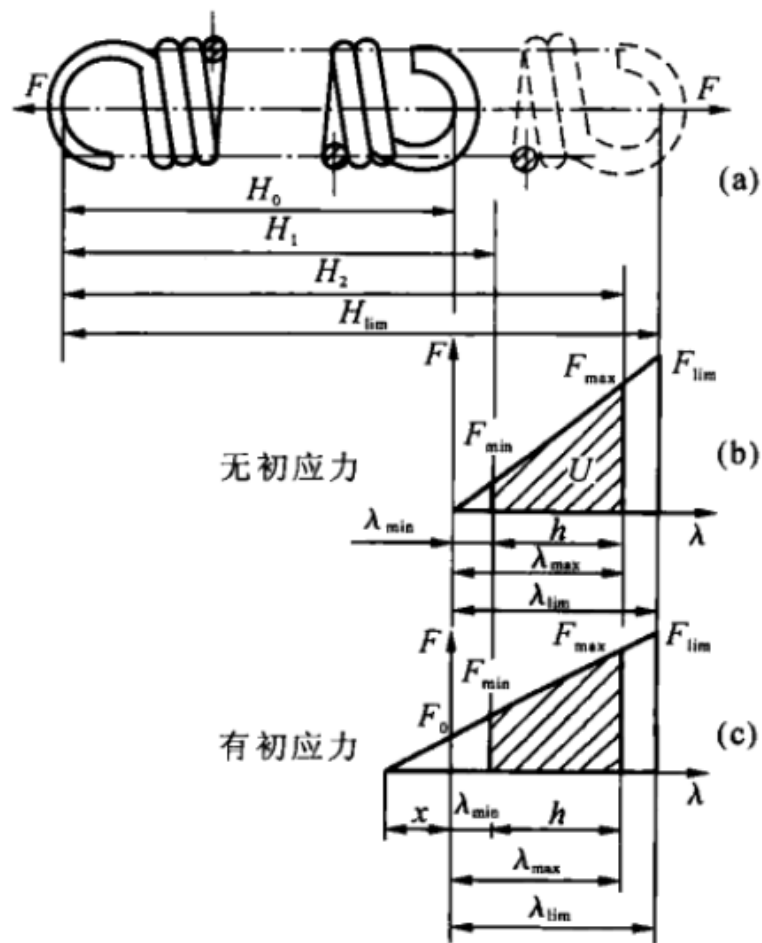
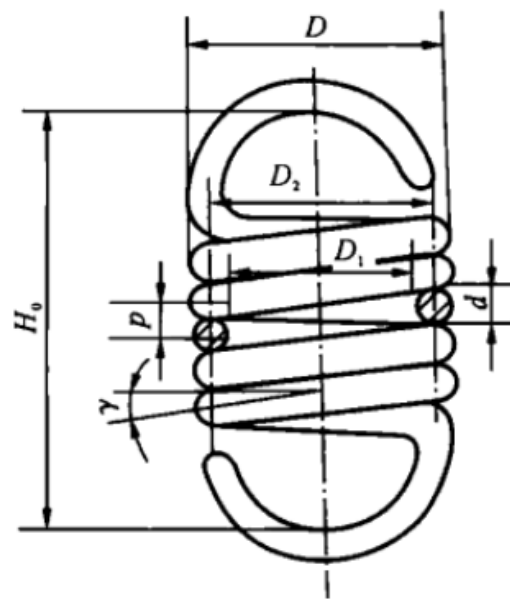
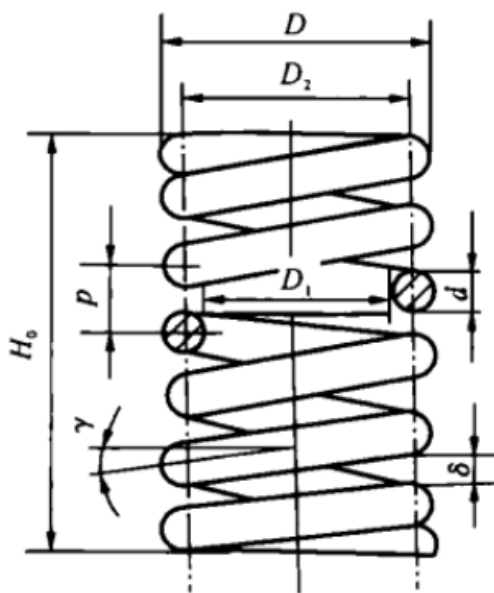


图 11-5 圆柱螺旋拉伸弹簧的特性曲线

圆柱拉、压螺旋弹簧的设计约束分析

- 拉伸弹簧主要的约束条件是
 - 强度条件
 - 刚度条件

- 压缩弹簧主要的约束条件是
 - 强度条件
 - 刚度条件
 - 稳定性条件



强度 约束条件

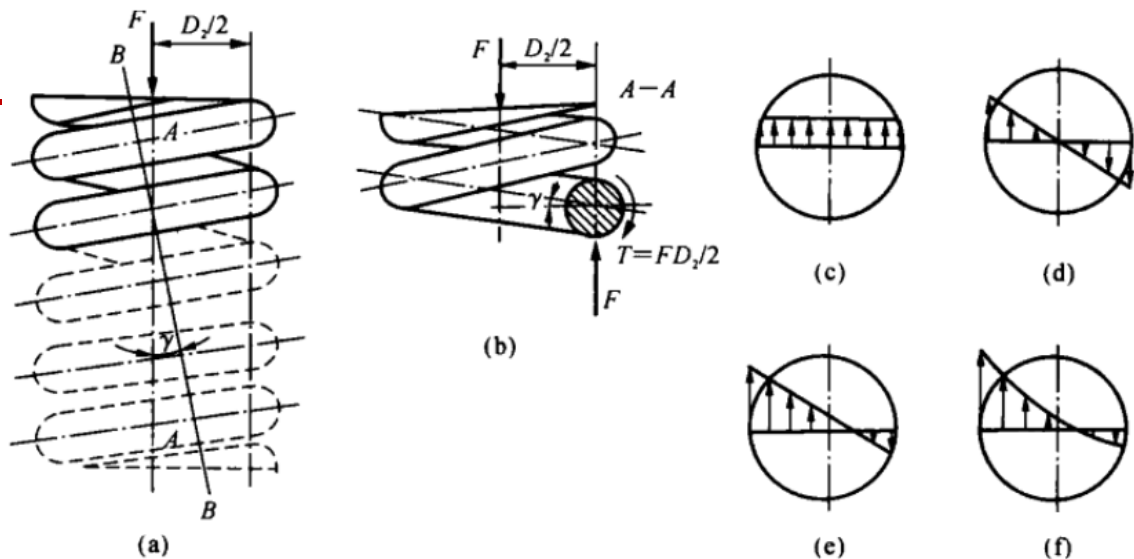


图 11-6 受轴向载荷的压缩弹簧

图 11-6 所示为承受轴向载荷的压缩弹簧，现分析其受力情况（拉伸弹簧的簧丝受力情况完全相同），如图 11-6 所示。在通过轴线的剖面上，弹簧丝的剖面为椭圆，但由于螺旋升角一般很小，可近似地用圆形剖面代替。将作用于弹簧的轴向载荷 F 移至这个剖面，在此剖面上有转矩 $T = FD_2/2$ 和剪切力 F 的联合作用。二者在弹簧丝剖面上引起的最大剪切应力 τ 为

$$\tau_{\max} = K \frac{8FD_2}{\pi d^3} \quad (\text{MPa}) \quad (11-1)$$

式中 K ——曲度系数（或称补偿系数），用以考虑螺旋升角和弹簧丝曲率等的影响，其值可按下式计算：

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (11-2)$$

强度 约束条件

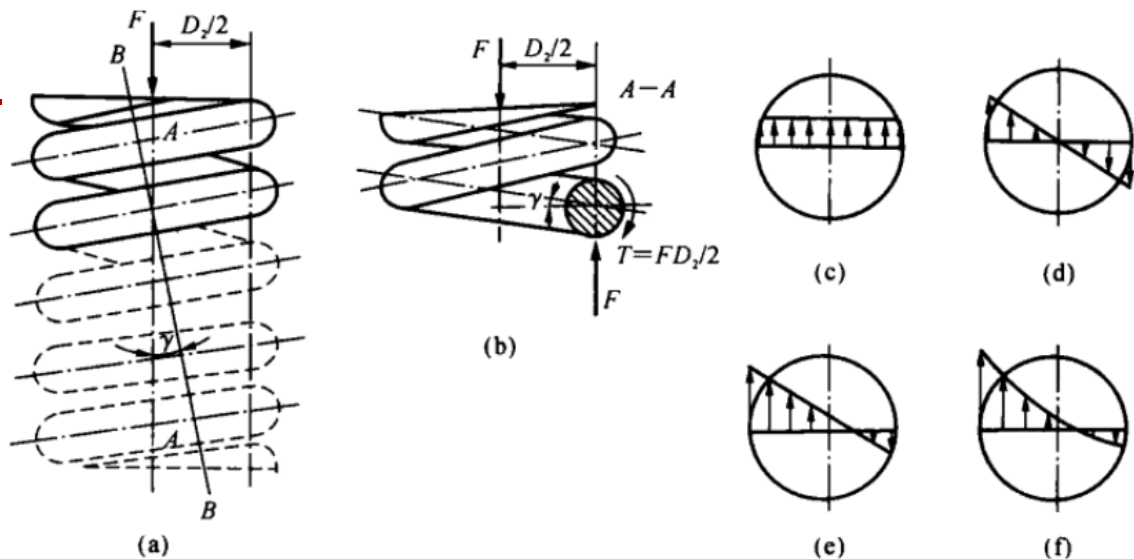


图 11-6 受轴向载荷的压缩弹簧

则弹簧丝的强度约束条件为

$$\tau_{\max} = K \frac{8F_{\max} D_2}{\pi d^3} \leq [\tau] \quad (11-3)$$

或

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_{\max} C}{[\tau]}} \quad (\text{mm}) \quad (11-4)$$

式中 $[\tau]$ ——许用剪切应力；

F_{\max} ——弹簧的最大工作载荷。

刚度 约束条件

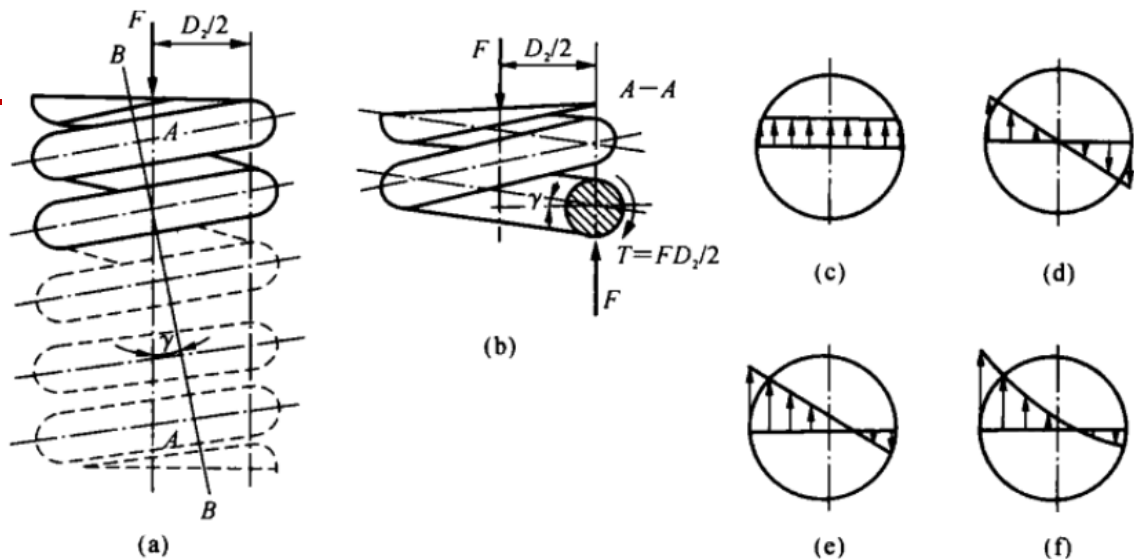


图 11-6 受轴向载荷的压缩弹簧

圆柱螺旋弹簧的变形计算公式是根据材料力学求得的,即

$$\lambda = \frac{8FC^3n}{Gd} \quad (\text{mm}) \quad (11-5)$$

式中 G ——材料的剪切弹性模量。

由此可得刚度约束条件为

$$k = \frac{F}{\lambda} = \frac{Gd}{8C^3n} \quad (11-6)$$

或

$$n = \frac{Gd}{8C^3k} = \frac{Gdh}{8C^3(F_{\max} - F_{\min})} \quad (11-7)$$

式中 k ——弹簧刚度,表示弹簧单位变形时所需的力。

一般 n 应圆整为 0.5 的整数倍,且大于 2。

稳定性 约束条件

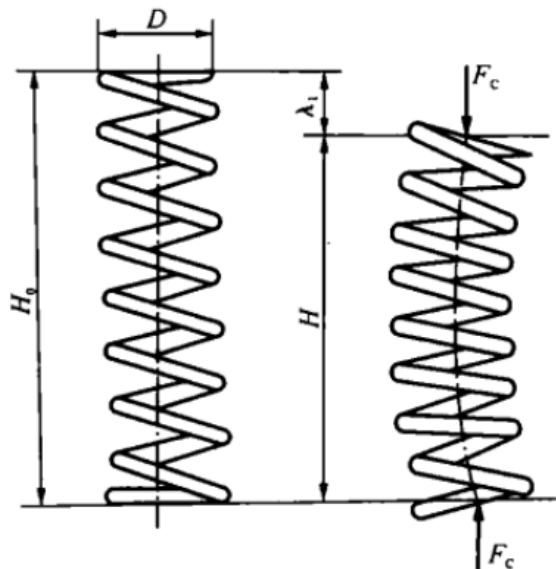


图 11-7 压缩弹簧的失稳

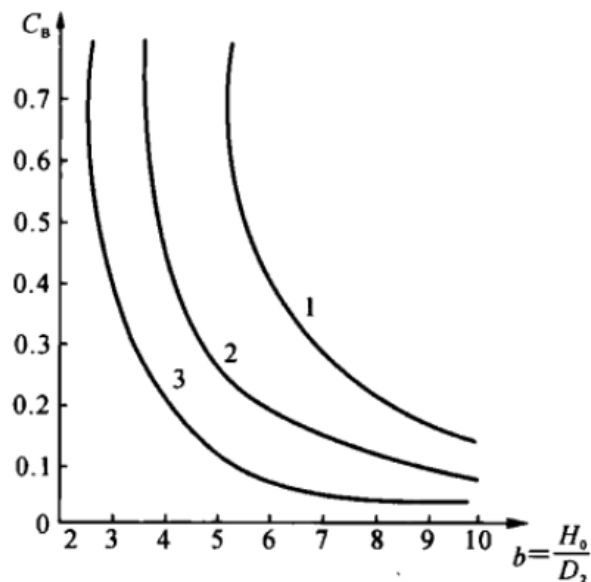


图 11-8 不稳定系数 C_B

1—两端固定；2—一端固定、一端自由；3—两端自由

当作用在压缩弹簧的载荷过大，高径比 $b = H_0/D_2$ 超出一定范围时，弹簧会产生较大的侧向弯曲而失稳(见图 11-7)。

为保证弹簧的稳定性，一般规定：弹簧两端固定时，取 $b < 5.3$ ；一端固定、另一端自由时，取 $b < 3.7$ ；两端自由时，取 $b < 2.6$ 。如未能满足上述要求，则要按下式进行稳定性验算：

$$F_{\max} < F_c = C_B k H_0$$

式中 F_c ——临界载荷；

C_B ——不稳定系数，如图 11-8 所示。

弹簧的材料与许用应力

- 常用的弹簧材料有
 - 碳素弹簧钢、合金弹簧钢、不锈钢、铜合金材料
 - 非金属材料
- 选择材料时，应根据弹簧的功用、载荷大小、载荷性质及循环特性、工作强度、周围介质及重要程度来进行选择
 - 几种弹簧材料的性能和许用应力值如表11-3所示
 - 弹簧钢丝的抗拉强度如表11-4所示

弹簧的材料与许用应力

表 11-3 弹簧材料的性能和许用应力值

类别	牌 号	压缩弹簧许用剪切应力 [τ]/MPa			许用弯曲应力 [σ_b]/MPa		切变 模量 G/MPa	弹性 模量 E/MPa	推荐硬 度范围 HRC	推荐使 用温度 /°C	特性及 用途			
		I类	II类	III类	II类	III类								
钢 丝	碳素弹簧 钢丝、琴钢丝	(0.3~ 0.38) σ_b	(0.38~ 0.45) σ_b	0.5 σ_b	(0.6~ 0.68) σ_b	0.8 σ_b	79×10 ³	206×10 ³	—	-40 ~120	强度高,性能 好,适用于做小 弹簧,如安全阀 弹簧,或要求不 高的大弹簧			
	油淬-回火 碳素弹簧钢丝	(0.35~ 0.4) σ_b	(0.4~ 0.47) σ_b	0.55 σ_b	(0.6~ 0.68) σ_b	0.8 σ_b								
	65Mn	340	455	570	570	710								
	60Si2Mn 60Si2MnA	445	590	740	740	925								
	50CrVA											45~50	-40 ~210	弹性好,回火稳 定性好,易脱碳, 用于受大载荷的 弹簧。60Si2Mn 可做汽车拖拉机 弹簧,60Si2MnA 可做机车缓冲弹 簧
	65Si2MnWA 60Si2CrVA											47~52	-40 ~250	强度高,耐高 温,耐冲击,弹性 好
30W4Cr2VA	442	588	735	735	920	43~47	-40 ~350	高温时强度 高,淬透性好						

类 别	牌 号	压缩弹簧许用剪切应力 [τ]/MPa			许用弯曲应力 [σ_b]/MPa		切变 模量 G/MPa	弹性 模量 E/MPa	推荐硬 度范围 HRC	推荐使 用温度 /°C	特性及 用途
		I类	II类	III类	II类	III类					
不 锈 钢 丝	1Cr18Ni9 OCr19Ni10 OCr17Ni12Mo2 OCr17Ni8Al	(0.28~ 0.34) σ_b	(0.34~ 0.38) σ_b	0.45 σ_b	(0.5~ 0.65) σ_b	0.75 σ_b	71×10 ³	185×10 ³	—	-200 ~300	耐腐蚀
	1Cr18Ni9Ti 2Cr18Ni9	324	432	533	533	677	71.6×10 ³	193×10 ³	—	-250 ~300	耐腐蚀,耐 高温,适用于 做化工、航海 用的小弹簧
	4Cr13	441	588	735	735	922	75.5×10 ³	215×10 ³	48~53	-40 ~300	耐腐蚀、耐 高温,适用于 做化工、航海 用的较大尺 寸弹簧
青 铜 丝	Co40CrNiMo	500	667	834	834	1000	76.5×10 ³	197×10 ³	—	-40 ~400	耐腐蚀,高 强度,无磁, 低后效,高弹 性
	QSi3-1	265	353	442	442	550	41×10 ³	93×10 ³	HBS 90~100	-40 ~120	耐腐蚀,防 磁。用做电 器仪表、航海 用弹簧
	QSn4-3 QSn6.5-0.1						40×10 ³				
QBe2	353	442	550	550	730	44×10 ³	129×10 ³	37~40	-40 ~120	导电性 好,弹性好, 耐腐蚀,防 磁,用做精 密仪器弹簧	

注:① 按受力循环次数 N 不同,弹簧分为三类: I类 $N > 10^5$; II类 $N = 10^3 \sim 10^5$, 可用做受冲击载荷的弹簧;
III类 $N < 10^3$ 。

② 拉伸弹簧的许用剪应力为压缩弹簧的 80%。

③ 表中的 [τ]、[σ_b]、 G 和 E 值,是在常温下按表中推荐硬度范围取下限值时的数值。

表 11-4 弹簧钢丝的抗拉强度 σ_b (MPa)

碳素弹簧钢丝 (GB/T 23935—2009)				油淬-回火碳素弹簧钢丝 (GB/T 23935—2009)			不锈钢弹簧钢丝 (GB/T 23935—2009)			
钢丝 直径 d/mm	B级	C级	D级	钢丝直径 d/mm	A类	B类	钢丝直径 d/mm	A	B	C
	低应力	中应力	高应力		一般	较高		1Cr18Ni9		OCr17 Ni8Al
	弹簧	弹簧	弹簧		强度	强度		OCr19Ni10		
								OCr17Ni		
						12Mo2				
1	1660	1960	2300	2	1618	1716	0.1~0.2	1618	2157	1961
1.6	1570	1830	2110	2.2~2.5	1569	1667	0.23~0.4	1569	2059	1961
2.0	1470	1710	1910	3	1520	1618	0.45~0.7	1569	1961	1814
2.5	1420	1660	1760	3.2~3.5	1471	1569	0.8~1.0	1471	1863	1765
3.0	1370	1570	1710	4	1422	1520	1.2~1.4	1373	1765	1667
3.2~3.5	1320	1570	1660	4.5	1373	1471	1.6~2.0	1324	1667	1569
4~4.5	1320	1520	1620	5	1324	1422	2.3~2.6	1275	1590	1471
5	1320	1470	1570	5.5~6.5	1275	1373	2.8~4	1177	1471	1373
6	1220	1420	1520	7~9	1226	1324	4.5~6	1079	1373	1275
7~8	1170	1370		10以上	1177	1275	6.5~8	981	1275	—

 注:表中 σ_b 值均为下限值。

设计弹簧时,一般是根据弹簧的最大工作载荷 F_{\max} 、最小工作载荷 F_{\min} 、工作行程及其他尺寸限制和工作条件等,确定弹簧丝直径 d 、工作圈数 n 以及其他几何尺寸,并绘制工作图。

由前面的分析可知,弹簧设计的主要约束条件为强度约束条件(如式(11-3)或式(11-4)),刚度约束条件(如式(11-6)或式(11-7))及(压缩弹簧的)稳定性约束条件(如 $b < [b]$)。除此以外,还可能有一些尺寸约束条件,如对内、外径的尺寸约束,如 $D_1 \leq [D_1]$ 、 $D_2 \geq [D_2]$ 等。

弹簧设计的任务是:确定弹簧丝直径 d 、工作圈数 n 以及其他几何尺寸,使其能满足上述所有的约束条件,进一步地还要求相应的设计指标(如体积、重量、振动稳定性等)达到最好。

具体设计步骤为:先根据工作条件、要求等,试选弹簧材料、弹簧指数 C 。由于 σ_b 与 d 有关,所以往往还要事先假定弹簧丝的直径 d ,再按式(11-4)、式(11-7)计算出 d 、 n 的值及相应的其他几何尺寸。如果所得结果与设计条件不符合,则以上过程要重复进行,直到求得满足所有约束条件的解即本问题的一个可行方案。实际设计中,可行方案不是唯一的,往往需要从多个可行方案中求得较优解。对于这类问题,若采用数学规划的方法则属于优化设计的范畴,不在本书的讨论范围内,可参考有关资料。

例 11-1 试设计一圆柱形螺旋压缩弹簧,簧丝剖面为圆形。已知最小载荷 $F_{\min} = 200 \text{ N}$,最大载荷 $F_{\max} = 500 \text{ N}$,工作行程 $h = 10 \text{ mm}$,弹簧为 II 类,要求弹簧外径不超过 28 mm ,端部并紧磨平。

例 11-1 试设计一圆柱形螺旋压缩弹簧,簧丝剖面为圆形。已知最小载荷 $F_{\min}=200\text{ N}$,最大载荷 $F_{\max}=500\text{ N}$,工作行程 $h=10\text{ mm}$,弹簧为 II 类,要求弹簧外径不超过 28 mm ,端部并紧磨平。

解 试算一:

(1) 选择弹簧材料和许用应力。选用 C 级碳素弹簧钢丝。根据外径要求,初选 $C=7$,由 $C=D_2/d=(D-d)/d$ 得 $d=3.5\text{ mm}$ 。由表 11-4 查得 $\sigma_b=1\ 570\text{ MPa}$;由表 11-3,取 $[\tau]=0.41\sigma_b=644\text{ MPa}$ 。

(2) 计算弹簧丝直径 d 。由式(11-2)得 $K=1.21$,由式(11-4)得 $d\geq 4.1\text{ mm}$,由此可知, $d=3.5\text{ mm}$ 的初算值不满足强度约束条件,应重新计算。

例 11-1 试设计一圆柱形螺旋压缩弹簧,簧丝剖面为圆形。已知最小载荷 $F_{\min}=200\text{ N}$,最大载荷 $F_{\max}=500\text{ N}$,工作行程 $h=10\text{ mm}$,弹簧为 II 类,要求弹簧外径不超过 28 mm ,端部并紧磨平。

试算二:

(1) 选择弹簧材料同上。为取得较大的 d 值,选 $C=5.3$ 。由 $C=(D-d)/d$ 得 $d=4.4\text{ mm}$ 。查表 11-4 得 $\sigma_b=1\ 520\text{ MPa}$;由表 11-3,取 $[\tau]=0.41\sigma_b=623\text{ MPa}$ 。

(2) 计算弹簧丝直径 d 。由式(11-2)得 $K=1.29$,由式(11-4)得 $d\geq 3.7\text{ mm}$ 。可知: $d=4.4\text{ mm}$,满足强度约束条件。

(3) 计算有效工作圈数 n 。查表 11-3 知, $G=79\ 000\text{ MPa}$,由式(11-7)得 $n=9.75$,取 $n=10$,考虑两端各并紧一圈,则总圈数 $n_1=n+2=12$ 。至此,得到了一个满足强度与刚度约束条件的可行方案,但考虑进一步减小弹簧外形尺寸与重量,应再次进行试算。

例 11-1 试设计一圆柱形螺旋压缩弹簧,簧丝剖面为圆形。已知最小载荷 $F_{\min} = 200 \text{ N}$,最大载荷 $F_{\max} = 500 \text{ N}$,工作行程 $h = 10 \text{ mm}$,弹簧为 II 类,要求弹簧外径不超过 28 mm ,端部并紧磨平。

试算三:

(1) 仍选以上弹簧材料,取 $C = 6$,求得 $K = 1.253$, $d = 4 \text{ mm}$,查表 11-4,得 $\sigma_b = 1\,520 \text{ MPa}$;由表 11-3,取 $[\tau] = 0.41\sigma_b = 623 \text{ MPa}$ 。

(2) 计算弹簧丝直径。由式(11-4)得 $d \geq 3.91 \text{ mm}$ 。可知; $d = 4 \text{ mm}$,满足强度条件。

(3) 计算有效工作圈数 n 。由试算二知, $G = 79\,000 \text{ MPa}$,按式(11-7)得 $n = 6.11$,取 $n = 6.5$ 圈,仍参考两端各并紧一圈, $n_1 = n + 2 = 8.5$ 。

这一计算结果满足强度与刚度约束条件,从外形尺寸和重量来看,又是一个较优的解,可将这个解初步确定下来,以下再计算其他尺寸并作稳定性校核。

例 11-1 试设计一圆柱形螺旋压缩弹簧, 簧丝剖面为圆形。已知最小载荷 $F_{\min} = 200 \text{ N}$, 最大载荷 $F_{\max} = 500 \text{ N}$, 工作行程 $h = 10 \text{ mm}$, 弹簧为 II 类, 要求弹簧外径不超过 28 mm , 端部并紧磨平。

试算三:

(4) 确定变形量 λ_{\max} 、 λ_{\min} 、 λ_{lim} 和实际最小载荷 F_{\min} 。弹簧的极限载荷为

$$F_{\text{lim}} = \frac{F_{\max}}{0.8} = \frac{500}{0.8} \text{ N} = 625 \text{ N}$$

因为工作圈数由 6.11 改为 6.5, 故弹簧的变形量和最小载荷也相应有所变化。在式(11-5)中, 将 F_{\min} 和 λ_{lim} 分别代以 F 和 λ , 可得

$$\lambda_{\text{lim}} = \frac{8nF_{\text{lim}}C^3}{Gd} = \frac{8 \times 6.5 \times 625 \times 6^3}{79\,000 \times 4} \text{ mm} = 22.22 \text{ mm}$$

同理可得

$$\lambda_{\max} = \frac{8nF_{\max}C^3}{Gd} = \frac{8 \times 6.5 \times 500 \times 6^3}{79\,000 \times 4} \text{ mm} = 17.77 \text{ mm}$$

按图 11-4 可知

$$\lambda_{\min} = \lambda_{\max} - h = (17.77 - 10) \text{ mm} = 7.77 \text{ mm}$$

$$F_{\min} = \frac{\lambda_{\min}Gd}{8nC^3} = \frac{7.77 \times 79\,000 \times 4}{8 \times 6.5 \times 6^3} \text{ N} = 218.6 \text{ N}$$

试算三：

(5) 求弹簧的节距 p 、自由高度 H_0 、螺旋升角 γ 和簧丝展开长度 L 。在 F_{\max} 作用下相邻两圈的间距 $\delta_1 \geq 0.1d = 0.4 \text{ mm}$ ，取 $\delta_1 = 0.5 \text{ mm}$ ，则无载荷作用下弹簧的节距为

$$p = d + \lambda_{\max}/n + \delta_1 = (4 + 17.77/6.5 + 0.5) \text{ mm} = 7.23 \text{ mm}$$

p 基本符合在 $(1/2 \sim 1/3)D_2$ 的规定范围内的条件。

端面并紧磨平的弹簧自由高度为

$$H_0 = np + 1.5d = (6.5 \times 7.23 + 1.5 \times 4) \text{ mm} = 52.995 \text{ mm}$$

取标准值 $H_0 = 52 \text{ mm}$ 。

无载荷作用下弹簧的螺旋升角为

$$\gamma = \arctan \frac{p}{\pi D_2} = \arctan \frac{7.23}{\pi \times 24} = 5.48^\circ$$

基本满足 $\gamma = 5^\circ \sim 9^\circ$ 的范围。

弹簧簧丝的展开长度为

$$L = \pi D_2 n_1 / \cos \gamma = \pi \times 24 \times 8.5 / \cos 5.48^\circ \text{ mm} = 643.5 \text{ mm}$$

(6) 校核稳定性。

$$b = H_0 / D_2 = 52 / 24 = 2.17$$

采用两端固定支座， $b = 2.17 < 5.3$ ，故不会失稳。

(7) 绘制弹簧特性线和零件工作图(略)。

板弹簧的设计

- 板弹簧的刚度很大，是一种强力弹簧。它主要用于各种车辆的减振装置和某些锻压设备的结构中
 - 板弹簧分平板矩形弹簧和重叠板弹簧两类。

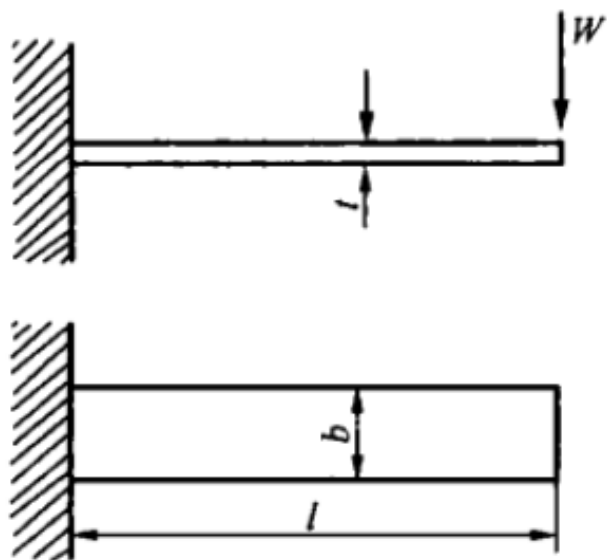


图 11-9 矩形弹簧

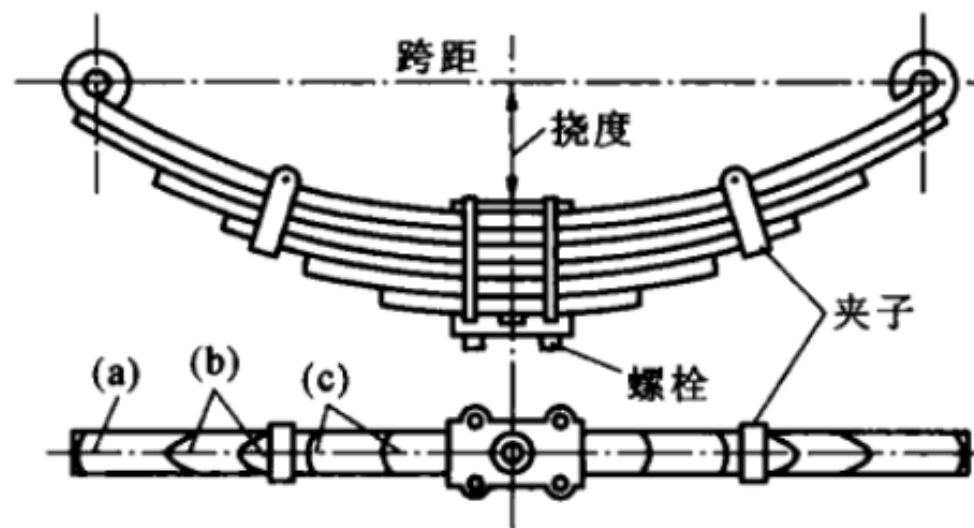


图 11-11 重叠板弹簧

平板矩形弹簧

如图 11-9 所示为简单的、一块板的矩形弹簧，它的设计约束条件为最大弯曲应力 σ_{\max} 与变形 λ 需满足：

$$\sigma_{\max} = \frac{6Wl}{bt^2} < [\sigma] \quad (11-8)$$

$$\lambda = \frac{4Wl^3}{Ebt^3} < [\lambda] \quad (11-9)$$

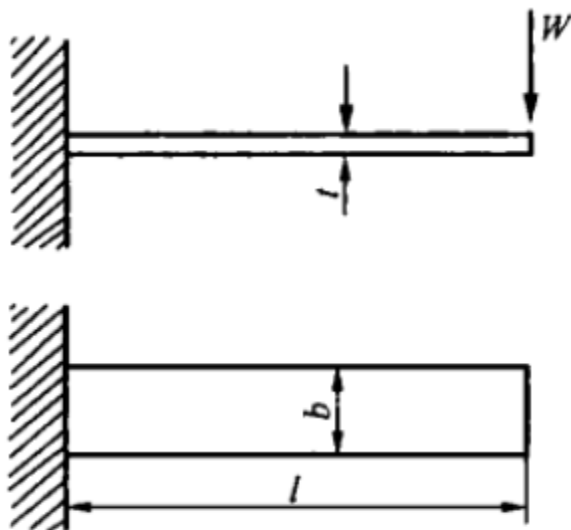


图 11-9 矩形弹簧

重叠板弹簧

- 梯形板簧能承受比较大的载荷变量，但由于它占的空间较大，故可以按图 11-10 那样将梯形板切成等宽的几块，再重叠起来，形成小型化的板弹簧
 - 这种重叠式的板弹簧，由于板与板之间有摩擦，所以在承受振动载荷时有衰减的作用

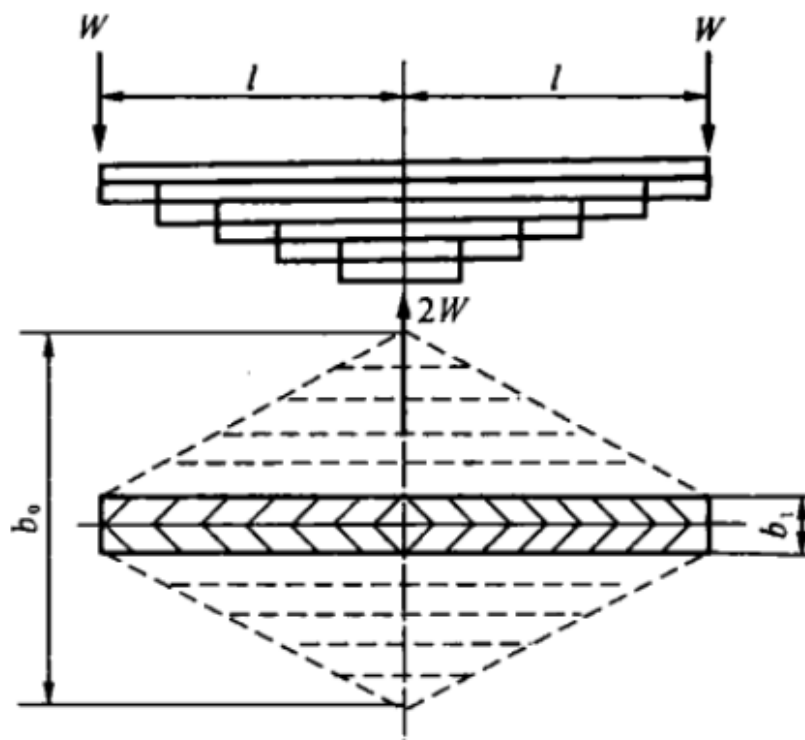


图 11-10 重叠板弹簧原理

重叠板弹簧

- 重叠板弹簧有各种不同的结构
 - 重叠板的数目一般取 6~14 块，为防止过大的摩擦，也有只取 3~5 块的。
 - 在汽车上使用，由于载荷及道路的状态在不断变化，板簧的载荷-变形曲线应是非线性的。因此，可设置如图 11-12 所示的辅助板簧。

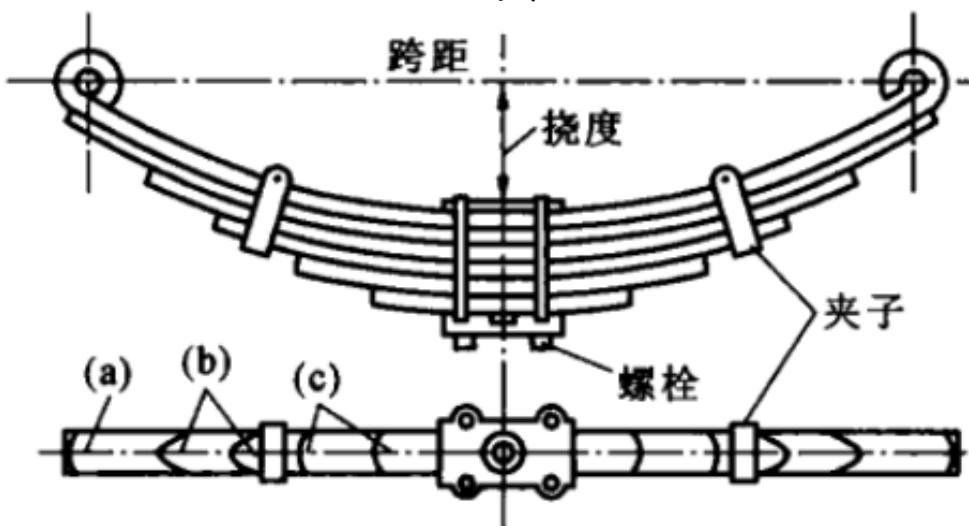
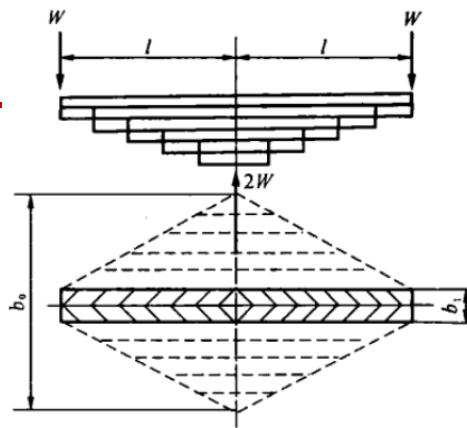


图 11-11 重叠板弹簧



图 11-12 辅助弹簧

重叠板弹簧



若不考虑板间的摩擦,如前述梯形板簧一样,重叠板簧的设计约束条件为

$$\sigma_{\max} = \frac{6Wl}{nbt^2} < [\sigma] \quad (11-10)$$

$$\lambda = k' \frac{Wl^3}{Enbt^3} < [\lambda] \quad (11-11)$$

式中 k' ——修正系数,可按下式计算:

$$k' = \frac{12}{\left(1 - \frac{n'}{n}\right)^3} \left[0.5 - \frac{2n'}{n} + \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \left(1.5 - \ln \frac{n'}{n}\right) \right] \quad (11-12)$$

式中 n ——板的块数。 n' 可按式 $n' = n \times (b_1/b_0)$ 计算 (b_1 和 b_0 的含义如图 11-10 所示)。

实际上,还存在板间的摩擦和板的挠度等,故严格地讲上述计算值与实测值之间还有一定的差距,但用于普通设计是足够的。

碟形弹簧呈无底碟状，一般用薄钢板冲压而成。实际中，将很多碟形弹簧组合起来，并装在导杆上或套筒中工作。碟形弹簧只能承受轴向载荷，是一种刚度很大的压缩弹簧。

如图 11-13 所示为一个碟形弹簧受载荷时的状态。一般 $h/t < 1.3$, $R_o/R_i = 1.5 \sim 2.5$ 。可根据 h/t 的值的作载荷-变形曲线(见图 11-14)。如果 $h/t > 2.8$ ，则弹簧反向弯曲而不可恢复。

如果 $h=0$ ，则弹簧变为盘形垫圈。

碟形弹簧

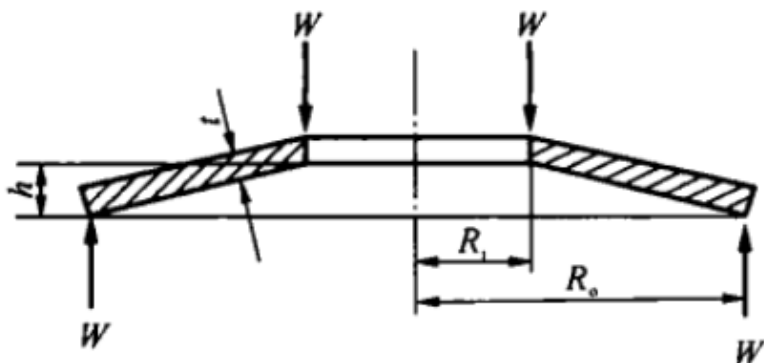


图 11-13 碟形弹簧

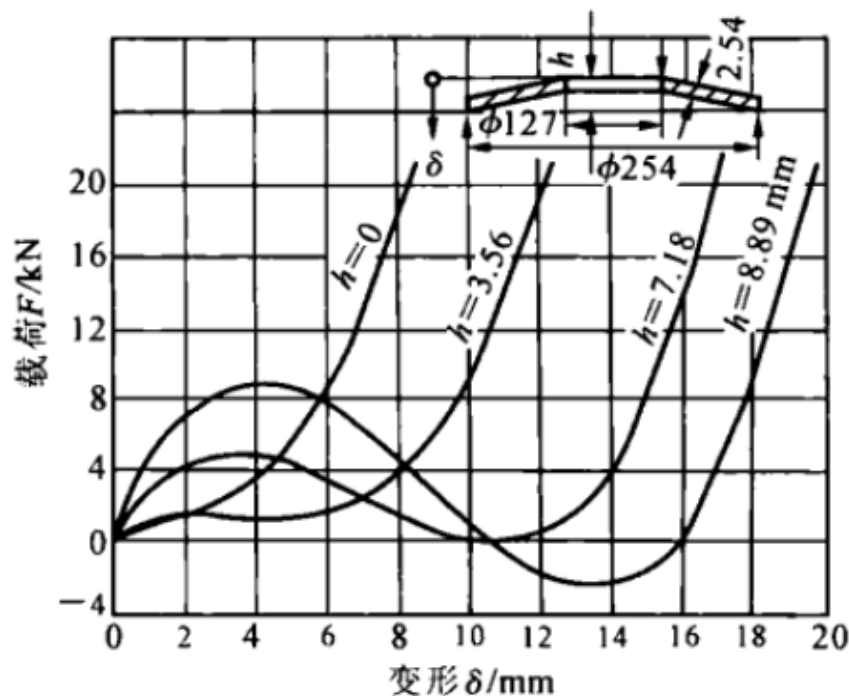


图 11-14 碟形弹簧的载荷-变形曲线

其他类型弹簧：橡胶弹簧

- 橡胶弹簧因其防振功能被用于各种机械和车辆中。它具有小型、重量轻的特点，与金属的接合比较容易，对振动有衰减作用，对于高频振动的绝缘效果良好，因而也有隔音的效果。橡胶耐压缩和剪切能力较强，而在受拉伸的场合中使用比较少。
- 由于天然及人造橡胶的质量已有很大的提高，其机械性能明显改善，在汽车等的机械部件上得到了大量使用。图11-15(a)、(b)所示是防振橡胶弹簧用于支撑机构时的情形，图11-15(c)是其在扭转时用于防振的情形。

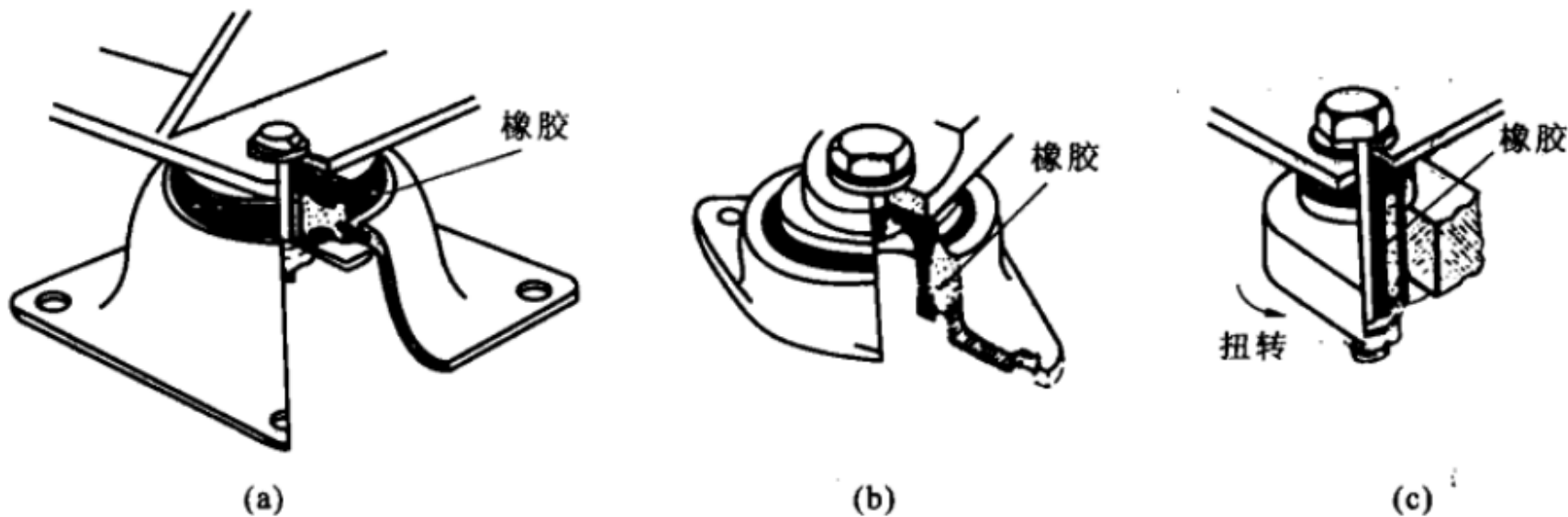


图 11-15 防振橡胶弹簧使用实例

其他类型弹簧：空气弹簧

- 利用空气的压缩性，可使空气起到弹簧的作用，如汽车、自行车的轮胎就是一例。在各种车辆上空气弹簧已经实用化，将来它是一种在某些方面可能代替金属弹簧的产品。
- 图11-16是车辆空气弹簧的一个例子。

该弹簧的橡胶气囊及气室内的空气因其压缩性而起弹簧的作用，可以支撑与内部气压和有效受压面积的乘积相等的载荷，如果车辆和车体的相对位置发生变化，可自动控制阀动作，控制空气的自动进出。因此，弹簧高度与载荷大小无关，而能保持车体的高度。

空气弹簧与金属弹簧相比，有以下的优点：

- ① 可以使弹性系数与载荷无关，取较小的值；
- ② 隔音效果很好；
- ③ 对高频振动的绝缘性好

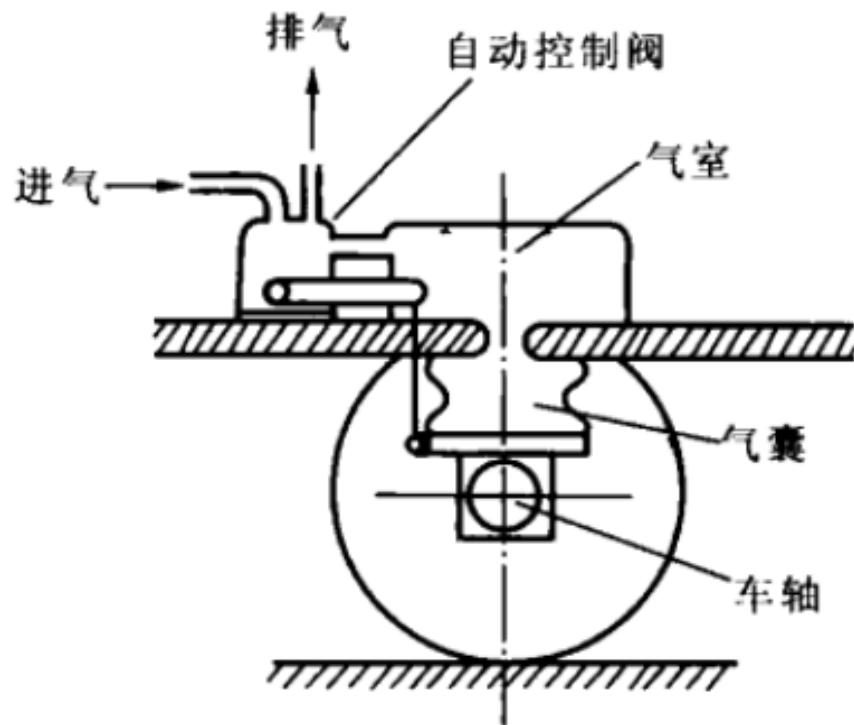


图 11-16 气囊式车辆用空气弹簧



机械设计

Design & Learning Research Group

谢谢~

宋超阳
songcy@ieee.org