

图 2 对合碟形弹簧示例

4 碟簧尺寸、参数的名称、代号及单位

碟簧尺寸、参数的名称、代号及单位见表 1。

表 1

尺寸、参数名称	代 号	单 位
外 径	$D$	mm
内 径	$d$	
中性径	$D_0$	
厚 度	$t$	
减薄碟簧厚度	$t'$	
单个碟簧的自由高度	$H_0$	
组合碟簧的自由高度	$H_2$	
无支承面碟簧压平时变形量的计算值( $h_0 = H_0 - t$ )	$h_0$	mm
有支承面碟簧压平时变形量的计算值 $h'_0 = H_0 - t'$	$h'_0$	
支承面宽度	$b$	
组合碟簧压平时的计算高度	$H_c$	N
单个碟簧的负荷	$P$	
压平时的碟簧负荷计算值	$P_c$	
与变形量 $f$ 对应的组合碟簧负荷	$P_f$	
考虑摩擦时叠合碟簧负荷	$P_R$	
对应于碟簧变形量 $f_1, f_2, f_3, \dots$ 的负荷	$P_1, P_2, P_3, \dots$	
单个碟簧在 $f = 0.75 h_0$ 时的负荷	$P_f = 0.75 h_0$	

续表 1

尺寸、参数名称	代 号	单 位	
与碟簧负荷 $P_1, P_2, P_3, \dots$ 对应的碟簧高度	$H_1, H_2, H_3, \dots$	mm	
单个碟簧的变形量	$f$		
对应于碟簧负荷 $P_1, P_2, P_3, \dots$ 的变形量	$f_1, f_2, f_3, \dots$		
不考虑摩擦力时叠合碟簧或对合碟簧的变形量	$f_s$		
负荷降低值(松弛)	$\Delta P$	N	
高度减少值(蠕变)	$\Delta H$	mm	
对合组合碟簧中单个碟簧片数或叠合碟簧组数	$i$		
叠合碟簧中单个碟簧片数	$n$		
弹簧刚度	$P'$	N/mm	
弹簧变形能	$U$		
组合弹簧变形能	$U_s$		
直径比 $C = D/d$	$C$		
碟簧疲劳破坏时负荷循环作用次数	$N$		
摩擦系数	$f_M, f_R$	N/mm <sup>2</sup>	
弹性模量	$E$		
泊松比	$\mu$		
计算系数	$K_1, K_2, K_3, K_4$		
计算应力	$\sigma$		N/mm <sup>2</sup>
位置 OM、I、II、III、IV 处(见图 1)的计算应力	$\sigma_{OM}, \sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}, \sigma_{IV}$		N/mm <sup>2</sup>
变负荷作用时计算上限应力	$\sigma_{max}$		
变负荷作用时计算下限应力	$\sigma_{min}$		
变负荷工作时对应于工作行程的计算应力幅	$\sigma_a$		
疲劳强度上限应力	$\sigma_{rmax}$		
疲劳强度下限应力	$\sigma_{rmin}$		
疲劳强度应力幅	$\sigma_{ra}$		
重量	$Q$	kg	

注:  $D_0 = \frac{D-d}{Ln \frac{d}{D}}$  中性径指碟簧截面翻转点(中性点)所在圆直径。

## 5 产品分类及型式

5.1 碟簧可以分成三类,见表2。

表 2

类别	碟簧厚度 $t$ , mm	支承面和减薄厚度
1	<1.25	无
2	1.25~6.0	无
3	>6.0~14.0	有

## 5.2 碟簧的结构型式

5.2.1 第1类和第2类碟簧的结构型式见图1(a)。

5.2.2 第3类碟簧的结构型式见图1(b)。

## 6 尺寸、标记

6.1 碟簧尺寸和参数根据  $D/t$  及  $h_0/t$  的比值不同分为 A、B、C 三个系列,其值按表3、表4及表5的规定。表 3 系列 A  $\frac{D}{t} \approx 18; \frac{h_0}{t} \approx 0.4; E=206\ 000\ \text{N/mm}^2; \mu=0.3$ 

类别	$D$	$d$	$t(t')^{1)}$	$h_0$	$H_0$	$R$	$f$	$H_0-f$	$\sigma_{0M}^{2)}$	$\frac{\sigma_1^{3)}$ $\sigma_1$	$Q$ kg/1 000 件
						$f \approx 0.75 h_0$					
						N			N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	
1	8	4.2	0.4	0.2	0.6	210	0.15	0.45	-1 200	1 200*	0.114
	10	5.2	0.5	0.25	0.75	329	0.19	0.56	-1 210	1 240*	0.225
	12.5	6.2	0.7	0.3	1	673	0.23	0.77	-1 280	1 420*	0.508
	14	7.2	0.8	0.3	1.1	813	0.23	0.87	-1 190	1 340*	0.711
	16	8.2	0.9	0.35	1.25	1 000	0.26	0.99	-1 160	1 290*	1.050
	18	9.2	1	0.4	1.4	1 250	0.3	1.1	-1 170	1 300*	1.480
	20	10.2	1.1	0.45	1.55	1 530	0.34	1.21	-1 180	1 300*	2.010

续表 3

类别	D	d	t(t') <sup>1)</sup>	h <sub>0</sub>	H <sub>0</sub>	R	f	H <sub>0</sub> -f	σ <sub>OM</sub> <sup>2)</sup>	$\frac{\sigma_1^{3)}$ σ <sub>I</sub>	Q kg/1 000 件
						f ≈ 0.75 h <sub>0</sub>					
						N			N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	
2	22.5	11.2	1.25	0.5	1.75	1 950	0.38	1.37	-1 170	1 320*	2.940
	25	12.2	1.5	0.55	2.05	2 910	0.41	1.64	-1 210	1 410*	4.400
	28	14.2	1.5	0.65	2.15	2 850	0.49	1.66	-1 180	1 280*	5.390
	31.5	16.3	1.75	0.7	2.45	3 900	0.53	1.92	-1 190	1 310*	7.840
	35.5	18.3	2	0.8	2.8	5 190	0.6	2.2	-1 210	1 330*	11.40
	40	20.4	2.25	0.9	3.15	6 540	0.68	2.47	-1 210	1 340*	16.40
	45	22.4	2.5	1	3.5	7 720	0.75	2.75	-1 150	1 300*	23.50
	50	25.4	3	1.1	4.1	12 000	0.83	3.27	-1 250	1 430*	34.30
	56	28.5	3	1.3	4.3	11 400	0.98	3.32	-1 180	1 280*	43.00
	63	31	3.5	1.4	4.9	15 000	1.05	3.85	-1 140	1 300*	64.90
	71	36	4	1.6	5.6	20 500	1.2	4.4	-1 200	-1 330*	91.80
	80	41	5	1.7	6.7	33 700	1.28	5.42	-1 260	1 460*	145.0
	90	46	5	2	7	31 400	1.5	5.5	-1 170	1 300*	184.5
	100	51	6	2.2	8.2	48 000	1.65	6.55	-1 250	1 420*	273.7
112	57	6	2.5	8.5	43 800	1.88	6.62	-1 130	1 240*	343.8	
3	125	64	8(7.5)	2.6	10.6	85 900	1.95	8.65	-1 280	1 330*	533.0
	140	72	8(7.5)	3.2	11.2	85 300	2.4	8.8	-1 260	1 280*	666.6
	160	82	10(9.4)	3.5	13.5	139 000	2.63	10.87	-1 320	1 340*	1 094
	180	92	10(9.4)	4	14	125 000	3	11	-1 180	1 200	1 387
	200	102	12(11.25)	4.2	16.2	183 000	3.15	13.05	-1 210	1 230*	2 100
	225	112	12(11.25)	5	17	171 000	3.75	13.25	-1 120	1 140	2 640
	250	127	14(13.1)	5.6	19.6	249 000	4.2	15.4	-1 200	1 220	3 750

表 4 系列 B  $\frac{D}{t} \approx 28; \frac{h_0}{t} \approx 0.75; E=206\ 000\ \text{N/mm}^2; \mu=0.3$

类别	D	d	t(t') <sup>1)</sup>	h <sub>0</sub>	H <sub>0</sub>	P	f	H <sub>0</sub> -f	σ <sub>OM</sub> <sup>2)</sup>	$\frac{\sigma_1^{31}}{\sigma_1}$	Q kg/1 000 件
						f ≈ 0.75 h <sub>0</sub>					
						N			N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	
1	8	4.2	0.3	0.25	0.55	119	0.19	0.36	-1 140	1 330	0.086
	10	5.2	0.4	0.3	0.7	213	0.23	0.47	-1 170	1 300	0.180
	12.5	6.2	0.5	0.35	0.85	291	0.26	0.59	-1 000	1 110	0.363
	14	7.2	0.5	0.4	0.9	279	0.3	0.6	-970	1 100	0.444
	16	8.2	0.6	0.45	1.05	412	0.34	0.71	-1 010	1 120	0.698
	18	9.2	0.7	0.5	1.2	572	0.38	0.82	-1 040	1 130	1.030
	20	10.2	0.8	0.55	1.35	745	0.41	0.94	-1 030	1 110	1.460
	22.5	11.2	0.8	0.65	1.45	710	0.49	0.96	-962	1 080	1.880
	25	12.2	0.9	0.7	1.6	868	0.53	1.07	-938	1 030	2.640
2	28	14.2	1	0.8	1.8	1 110	0.6	1.2	-961	1 090	3.590
	31.5	16.3	1.25	0.9	2.15	1 920	0.68	1.47	-1 090	1 190	5.600
	35.5	18.3	1.25	1	2.25	1 700	0.75	1.5	-944	1 070	7.130
	40	20.4	1.5	1.15	2.65	2 620	0.86	1.79	-1 020	1 130	10.95
	45	22.4	1.75	1.3	3.05	3 660	0.98	2.07	-1 050	1 150	16.40
	50	25.4	2	1.4	3.4	4 760	1.05	2.35	-1 060	1 140	22.90
	56	28.5	2	1.6	3.6	4 440	1.2	2.4	-963	1 090	28.70
	63	31	2.5	1.75	4.25	7 180	1.31	2.94	-1 020	1 090	46.40
	71	36	2.5	2	4.5	6 730	1.5	3	-934	1 060	57.70
	80	41	3	2.3	5.3	10 500	1.73	3.57	-1 030	1 140	87.30
	90	46	3.5	2.5	6	14 200	1.88	4.12	-1 030	1 120	129.1
3	100	51	3.5	2.8	6.3	13 100	2.1	4.2	-926	1 050	159.7
	112	57	4	3.2	7.2	17 800	2.4	4.8	-963	1 090	229.2
	125	64	5	3.5	8.5	30 000	2.63	5.87	-1 060	1 150	355.4
	140	72	5	4	9	27 900	3	6	-970	1 110	444.4
	160	82	6	4.5	10.5	41 100	3.38	7.12	-1 000	1 110	698.3
	180	92	6	5.1	11.1	37 500	3.83	7.27	-895	1 040	885.4
	200	102	8(7.5)	5.6	13.6	76 400	4.2	9.4	-1 060	1 250	1 369
	225	112	8(7.5)	6.5	14.5	70 800	4.88	9.62	-951	1 180	1 761
	250	127	10(9.4)	7	17	119 000	5.25	11.75	-1 050	1 240	2 687

表 5 系列 C  $\frac{D}{t} \approx 40; \frac{h_0}{t} \approx 1.3; E = 206\,000 \text{ N/mm}^2; \mu = 0.3$

类别	D	d	t(t') <sup>1)</sup>	h <sub>0</sub>	H <sub>0</sub>	P	f	H <sub>0</sub> -f	σ <sub>OM</sub> <sup>2)</sup>	σ <sub>I</sub> <sup>3)</sup>	Q kg/1 000 件		
						f ≈ 0.75 h <sub>0</sub>						N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>
						N							
1	8	4.2	0.2	0.25	0.45	39	0.19	0.26	-762	1 040	0.057		
	10	5.2	0.25	0.3	0.55	58	0.23	0.32	-734	980	0.112		
	12.5	6.2	0.35	0.45	0.8	152	0.34	0.46	-944	1 280	0.251		
	14	7.2	0.35	0.45	0.8	123	0.34	0.46	-769	1 060	0.311		
	16	8.2	0.4	0.5	0.9	155	0.38	0.52	-751	1 020	0.466		
	18	9.2	0.45	0.6	1.05	214	0.45	0.6	-789	1 110	0.661		
	20	10.2	0.5	0.65	1.15	254	0.49	0.66	-772	1 070	0.912		
	22.5	11.2	0.6	0.8	1.4	425	0.6	0.8	-883	1 230	1.410		
	25	12.2	0.7	0.9	1.6	601	0.68	0.92	-936	1 270	2.060		
	28	14.2	0.8	1	1.8	801	0.75	1.05	-961	1 300	2.870		
	31.5	16.3	0.8	1.05	1.85	687	0.79	1.06	-810	1 130	3.580		
	35.5	18.3	0.9	1.15	2.05	831	0.86	1.19	-779	1 080	5.140		
	40	20.4	1	1.3	2.3	1 020	0.98	1.32	-772	1 070	7.300		
2	45	22.4	1.25	1.6	2.85	1 890	1.2	1.65	-920	1 250	11.70		
	50	22.4	1.25	1.6	2.85	1 550	1.2	1.65	-754	1 040	14.30		
	56	28.5	1.5	1.95	3.45	2 620	1.46	1.99	-879	1 220	21.50		
	63	31	1.8	2.35	4.15	4 240	1.76	2.39	-985	1 350	33.40		
	71	36	2	2.6	4.6	5 140	1.95	2.65	-971	1 340	46.20		
	80	41	2.25	2.95	5.2	6 610	2.21	2.99	-982	1 370	65.50		
	90	46	2.5	3.2	5.7	7 680	2.4	3.3	-935	1 290	92.20		
	100	51	2.7	3.5	6.2	8 610	2.63	3.57	-895	1 240	123.2		
	112	57	3	3.9	6.9	10 500	2.93	3.97	-882	1 220	171.9		
	125	61	3.5	4.5	8	15 100	3.38	4.62	-956	1 320	248.9		
	140	72	3.8	4.9	8.7	17 200	3.68	5.02	-904	1 250	337.7		
	160	82	4.3	5.6	9.9	21 800	4.2	5.7	-892	1 240	500.4		
	180	92	4.8	6.2	11	26 400	4.65	6.35	-869	1 200	708.4		
200	102	5.5	7	12.5	36 100	5.25	7.25	-910	1 250	1 004			
3	225	112	6.5(6.2)	7.1	13.6	44 600	5.33	8.27	-840	1 140	1 456		
	250	127	7(6.7)	7.8	14.8	50 500	5.85	8.95	-814	1 120	1 915		

注：1) 表 3~表 5 给出的是碟簧厚度 t 的公称数值，在第 3 类碟簧中碟簧厚度减薄为 t'。

2) 表 3~表 5 中 σ<sub>OM</sub> 表示碟簧上表面 OM 点的计算应力(压应力)。

3) 表 3~表 5 给出的是碟簧下表面的最大计算拉应力，有 \* 号的数值是在位置 II 处算出的最大计算拉应力，无 \* 号的数值是在位置 III 处算出的最大计算拉应力。

## 6.2 标记示例

一级精度,系列 A,外径  $D=100$  mm 的第 2 类碟簧:

碟簧 A 100—1 GB/T 1972

二级精度,系列 B,外径  $D=100$  mm 的第 2 类碟簧:

碟簧 B 100 GB/T 1972

## 7 技术要求

## 7.1 尺寸的极限偏差

7.1.1 碟簧内、外径的极限偏差按表 6 的规定。

表 6

名 称	极 限 偏 差	
	一级精度	二级精度
$D$	h12	h13
$d$	H12	H13

7.1.2 碟簧厚度的极限偏差按表 7 的规定。

表 7

mm

类 别	$t(t')$	$t(t')$ 极限偏差
		一、二级精度
1	0.2~0.6	+0.02 -0.06
	>0.6~ <1.25	+0.03 -0.09
2	1.25~3.8	+0.04 -0.12
	>3.8~6	+0.05 -0.15
3	>6~14	±0.10

注:在保证负荷偏差的条件下,厚度极限偏差在制造中可作适当调整,但其公差带不得超出本标准规定的范围。

7.1.3 碟簧自由高度的极限偏差按表 8 规定。

表 8

mm

类 别	$t$	$H_0$ 极限偏差
		一、二级精度
1	<1.25	+0.10 -0.05
	1.25~2	+0.15 -0.08
2	>2~3	+0.20 -0.10
	>3~6	+0.30 -0.15
3	>6~14	±0.30

## 7.2 负荷的波动范围

碟簧在  $f=0.75 h_0$  时负荷的波动在表 9 规定范围内。



表 9

类别	t mm	f=0.75 h <sub>0</sub> 时, P 的波动范围, %	
		一级精度	二级精度
1	<1.25	+25 -7.5	+30 -10
2	1.25~3	+15 -7.5	+20 -10
	>3~6	+10 -5	+15 -7.5
3	>6~14	±5	±10

## 7.3 表面粗糙度与外观

## 7.3.1 碟簧表面的粗糙度按表 10 的规定。

表 10

μm

类别	基本制造方法	表面粗糙度 R <sub>a</sub>	
		上、下表面	内、外圆
1	冷成形 边缘倒圆角	3.2	12.5
2	冷成形或热成形, 切削内外圆或平面, 边缘倒圆角	6.3	6.3
	精冲, 边缘倒圆角	6.3	3.2
3	热成形, 加工所有表面, 边缘倒圆角	12.5	12.5

## 7.3.2 碟簧表面不允许有毛刺、裂纹、斑疤等缺陷。

## 7.4 材料

7.4.1 碟簧材料应采用按 GB 3525 和 GB 3279 规定的 60 Si2MnA 或 50 CrVA 带、板材或锻造坯料(锻造比不得小于 2)制造。

若用其它材料时可由供需双方协议规定。

7.4.2 碟簧材料必须有制造厂的质量证明书, 并经碟簧制造厂复检合格后方可使用。

## 7.5 热处理、硬度与脱碳

7.5.1 碟簧成型后, 必须进行热处理, 即淬火、回火处理。淬火次数不得超过二次。

7.5.2 碟簧淬火, 回火后的硬度必须在 HRC42~52 范围内。

7.5.3 经热处理后的碟簧, 其单面脱碳层的深度对于厚度小于 1.25 mm 的第 1 类碟簧, 不得超过其厚度的 5%; 对于厚度不小于 1.25 mm 的碟簧, 不得超过其厚度的 3% (其最小值允许为 0.06 mm)。

## 7.6 强压处理

7.6.1 碟簧应全部进行强压处理, 处理方法为: 一次压平, 持续时间不少于 12 h, 或短时压平, 压平次数不少于五次, 压平力不小于二倍的  $P_f = 0.75 h_0$ 。

7.6.2 碟簧经强压处理后, 自由高度尺寸应稳定, 在规定的试验条件下, 其自由高度应在表 8 规定的极限偏差范围之内。

## 7.7 表面强化处理

对于承受变负荷的碟簧, 内锥面推荐进行表面强化处理, 例如喷丸处理等。对表面强化处理的要求应由供需双方在订货时商定。

## 7.8 表面防腐处理

根据需要碟簧表面应进行防腐处理(如磷化、氧化、镀锌等),经电镀处理后的碟簧必须进行去氢处理,对承受变负荷作用的碟簧应避免采用电镀的方法。对表面防腐处理的要求应由供需双方在订货时商定。

7.9 碟簧有特殊技术要求时,由供需双方协商规定。

## 8 导向件

8.1 碟簧的导向采用导杆(内导向)或导套(外导向),导向件与碟簧之间的间隙推荐采用表 11 的数值,碟簧的导向应优先采用内导向。

表 11

mm

$d$ 或 $D$	间 隙
~16	0.2
>16~20	0.3
>20~26	0.4
>26~31.5	0.5
>31.5~50	0.6
>50~80	0.8
>80~140	1
>140~250	1.6

8.2 导向件导向表面的硬度最低不小于 HRC55,导向表面粗糙度  $R_a < 3.2 \mu\text{m}$ 。

## 9 试验方法

### 9.1 硬度与脱碳检验

9.1.1 碟簧硬度按 GB 230 或 GB 4340 的规定检验。

9.1.2 碟簧脱碳层深度按 GB 224 的规定检验。

### 9.2 压缩试验

将碟簧成品用二倍的  $P_f = 0.75 h_0$  的试验负荷压平一次后,测量其自由高度。

### 9.3 负荷检验

碟簧经压缩试验后进行负荷检验,碟簧负荷的检验必须在加载情况下进行,检验时要用润滑剂,两端的压板硬度必须在 HRC 52 以上,表面粗糙度  $R_a < 1.6 \mu\text{m}$ 。

### 9.4 尺寸检验

用通用量具或专用量规进行。

### 9.5 表面粗糙度和外观检验

9.5.1 表面粗糙度用比较法或直接测量法进行。

9.5.2 外观用目测检查,必要时由供需双方协议规定。

### 9.6 表面防腐检验

按有关标准或技术文件进行检验。

## 10 检验规则

10.1 产品的验收抽样检查按 GB 2828 规定的一般检查水平 II。

质量特性分类和采用的合格质量水平(AQL),在一般情况下应符合表 12 的规定;对产品验收有特殊要求时,其合格质量水平(AQL)可由供需双方协议规定。

表 12

质量特性	AQL
主要项: 碟簧负荷 $P_f = 0.75 h_0$ 外径 $D$ 内径 $d$	4
一般项: 自由高度 $H_0$ 硬度厚度 $t$ 或 $t'$ 表面粗糙度	6.5

10.2 碟簧其它项目的检验,按本标准第 6 章的规定。

## 11 标志、包装、运输、贮存

11.1 碟簧在包装前应清理干净,并涂防锈油。

11.2 碟簧应包装可靠。

11.3 包装箱内应附有产品合格证,合格证包括下列内容:

- a. 制造厂名称;
- b. 产品名称,机型及零件号;
- c. 制造日期或生产批号;
- d. 技术检查部门签章。

11.4 包装箱外部应标明:

- a. 制造厂名称、商标及厂址;
- b. 产品名称,机型及零件号;
- c. 件数;
- d. 毛重;
- e. 收货单位及地址;
- f. “小心轻放”、“怕湿”等标记;
- g. 出厂日期。

11.5 产品应贮存在通风干燥的仓库内,在正常情况下,自出厂之日起 12 个月不腐蚀。

11.6 对标志、包装、运输与贮存有特殊要求,应由供需双方协议规定。

附录 A  
碟形弹簧计算  
(补充件)

- A1 碟形弹簧图示见图 1 和图 2。  
A2 碟形弹簧尺寸、参数的名称、代号及单位见表 1。  
A3 单个碟簧的计算公式

下列公式适用于有支承面和无支承面的碟簧。

为使有支承面的计算负荷  $P$  (在  $f=0.75 h_0$  时), 与相同尺寸 ( $D, d, H$ ) 的无支承面碟簧的计算负荷相等, 应有支承面碟簧的厚度减薄, 碟簧厚度的减薄按表 A1 计算。

表 A1

系 列	A	B	C
$t'/t$	0.94	0.94	0.96

A3.1 碟簧负荷

$$P = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^4}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{f}{t} \cdot \left[ K_4^2 \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{t} \right) \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right] \dots\dots\dots (A1)$$

$$P_c = P_{(f=h_0)} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2 h_0}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4^2 \dots\dots\dots (A2)$$

其中计算系数

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left( \frac{C-1}{C} \right)^2}{\frac{C+1}{C-1} \cdot \frac{2}{inC}} \dots\dots\dots (A3)$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{C-1}{inC} - 1}{inC} \dots\dots\dots (A4)$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{C-1}{inC} \dots\dots\dots (A5)$$

$$K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left( \frac{C_1}{2} \right)^2 + C_2}} \dots\dots\dots (A6)$$

其中:

$$C_1 = \frac{\left( \frac{t'}{t} \right)^2}{\left( \frac{1}{4} \cdot \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4} \right) \left( \frac{5}{8} \cdot \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{8} \right)} \dots\dots\dots (A7)$$

$$C_2 = \frac{C_1}{\left(\frac{t'}{t}\right)^3} \left[ \frac{5}{32} \left( \frac{H_0}{t} - 1 \right)^2 + 1 \right] \dots\dots\dots (A8)$$

无支承面碟簧,  $K_4=1$ 。

对有支承面碟簧,  $K_4$  按(A6)式计算, 并在公式(A1)、(A2)中和下文公式中以  $t'$  代替  $t$ , 以  $h_0'=H_0'-t'$  代替  $h_0$ 。

A3.2 计算应力

$$\sigma_{OM} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{t} \cdot \frac{3}{\pi} \dots\dots\dots (A9)$$

$$\sigma_1 = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 \cdot K_3 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + K_3 \right] \dots\dots\dots (A10)$$

$$\sigma_1 = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D^2} K_4 \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 \cdot K_2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right] \dots\dots\dots (A11)$$

$$\sigma_1 = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{C} \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 \cdot (K_2 - 2K_3) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right] \dots\dots (A12)$$

$$\sigma_N = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{C} \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 \cdot (K_2 - 2K_3) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + K_3 \right] \dots\dots (A13)$$

计算应力为正值时是拉应力, 负值为压应力。

A3.3 弹簧刚度

$$P' = \frac{dp}{df} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4^2 \cdot \left\{ K_4^2 \left[ \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left( \frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\} \dots\dots (A14)$$

A3.4 弹簧变形成

$$U = \int_0^f P \cdot df = \frac{2E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^5}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4^2 \cdot \left( \frac{f}{t} \right)^2 \cdot \left[ K_4^2 \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right)^2 + 1 \right] \dots\dots\dots (A15)$$

注: ① 锐角矩形截面的碟簧, 采用(A1)式计算弹簧负荷时, 对于  $E=206\ 000\ \text{N/mm}^2$  和  $\mu=0.3$  的钢, 其计算值与精确理论值比约高出 8%~9%, 这将补偿因位置 I 和 II 处的杠杆背的缩短而造成的实际弹簧负荷的增大。

②  $D/t > 40$  的超薄碟簧, 按(A1)式计算结果数值偏大, 应考虑圆锥母线的弯曲。  $D/d < 1.8$  的超小直径比的碟簧, 必须考虑沿半径方向杠杆臂的缩短, 其计算方法应特殊考虑。

A4 单个碟簧的特性线

计算求得的单个碟簧特性线与  $h_0/t$  或  $K_4 \cdot \frac{h_0'}{t'}$  的比值有关, 如图 A1。

当  $f/h_0 > 0.75$  时, 由于实际杠杆臂缩短, 弹簧负荷比计算值要大, 这部分的计算特性曲线与实测特性曲线有较大差别。如图 A2 示例。

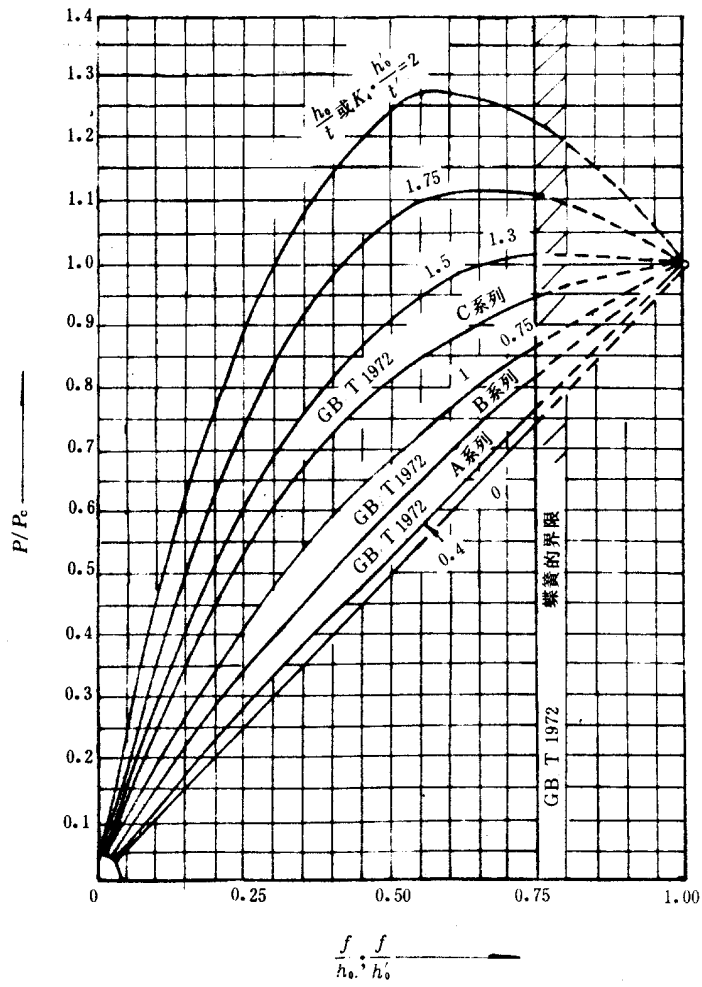


图 A1 按不同  $h_0/t$  或  $K_4 \cdot \frac{h_0'}{t}$  计算的碟簧特性曲线

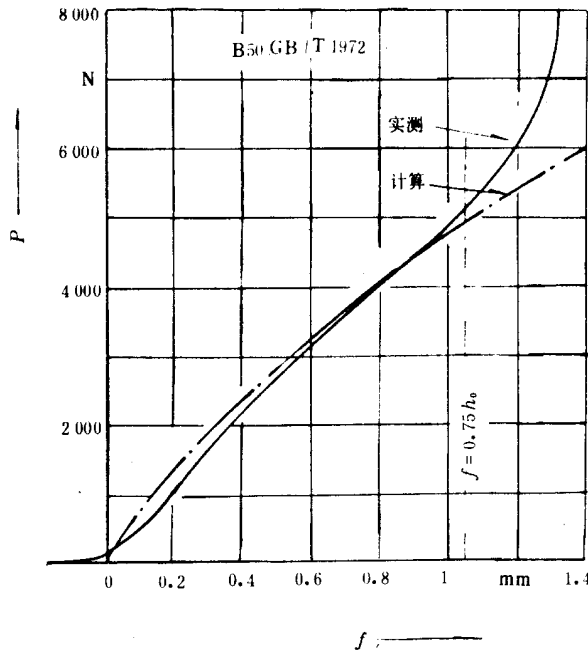


图 A2 B50 碟簧计算和实测特性曲线

A5 组合碟形弹簧

A5.1 叠合组合碟簧

叠合组合碟簧由  $n$  个同方向同规格的一组碟簧组成(图 A3), 在不计摩擦力时

$$P_z = n \cdot P \quad \dots\dots\dots (A16)$$

$$f_z = f \quad \dots\dots\dots (A17)$$

$$H_z = H_0 + (n - 1)t \quad \dots\dots\dots (A18)$$

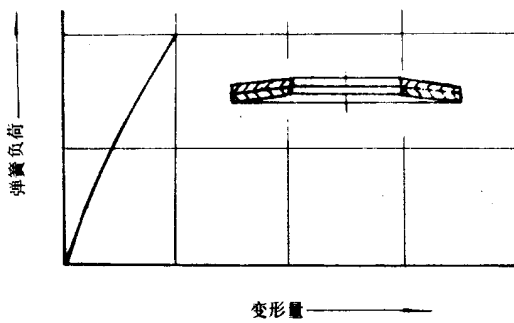


图 A3 叠合组合碟簧

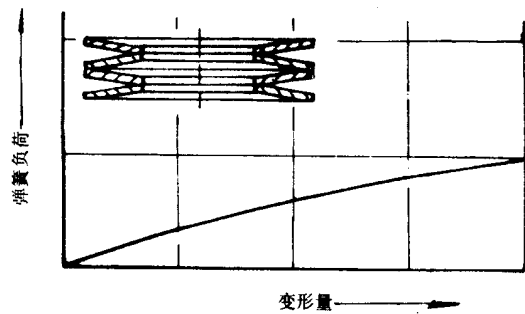


图 A4 对合组合碟簧

A5.2 对合组合碟簧

对合组合碟簧由  $i$  个相向同规格的一组碟簧组成(图 A4), 在不计摩擦力时

$$P_z = P \quad \dots\dots\dots (A19)$$

$$f_z = i f \quad \dots\dots\dots (A20)$$

$$H_z = i H_0 \quad \dots\dots\dots (A21)$$

A5.3 复合组合碟簧

复合组合碟簧由叠合与对合碟簧复合组成(图 A5),在不计摩擦力时,

$$P_z = n \cdot P \quad \dots\dots\dots (A22)$$

$$f_z = if \quad \dots\dots\dots (A23)$$

$$H_z = i[H_0 + (n - 1)t] \quad \dots\dots\dots (A24)$$

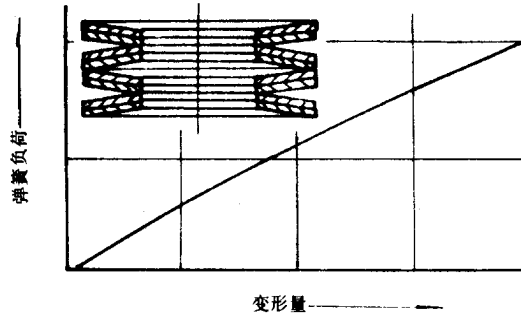


图 A5 复合组合碟形弹簧

A5.4 其它组合碟簧

为获得特殊的特性曲线,还可以由不同厚度碟簧组成组合碟簧(图 A6)或由尺寸相同但各组片数逐渐增加的碟簧组成组合碟簧(图 A7)或其它形式的组合。

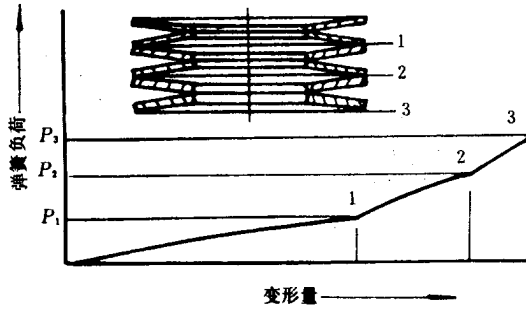


图 A6 不同厚度的对合组合碟簧

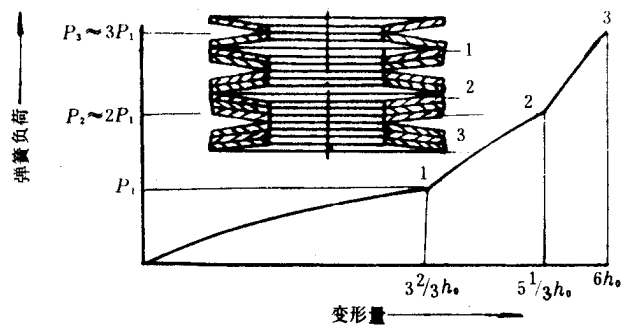


图 A7 不同片数的复合组合碟簧

A5.5 摩擦力对特性线的影响

在碟簧中,摩擦力对特性线的影响必须考虑。摩擦力与组合中碟簧组数、每个叠层片数有关,也受碟簧表面质量及润滑情况的影响。由于摩擦力的阻尼作用,叠合组合碟簧比理论计算增加了刚性,对合组合碟簧的各片变形量将依次递减。在冲击载荷下使用的组合碟簧,其外力的传递对各片也将依次递减,所以组合碟簧的片数不宜用得过多。

A5.5.1 叠合组合碟簧(图 A3)

摩擦力存在于碟簧接触锥面和承载边缘处,加载时使弹簧负荷增大,卸载时则使弹簧负荷减小。考虑摩擦力影响时的弹簧负荷,按下式计算:



$$P_R = P \cdot \frac{n}{1 \pm f_M \cdot (n-1) \pm f_R} \quad \dots\dots\dots (A25)$$

式中： $f_M$ ——碟簧锥面间的摩擦系数(见表 A2)；

$f_R$ ——承载边缘处的摩擦系数(见表 A2)。

上式用于加载时取一号，卸载时取十号。

表 A2

按 GB 1972 系列	$f_M$	$f_R$
A 系列	0.005~0.03	0.03~0.05
B 系列	0.003~0.02	0.02~0.04
C 系列	0.002~0.015	0.01~0.03

单个碟簧的摩擦，也可用(A25)式考虑，以  $n=1$  代入即可。

### A5.5.2 复合组合碟簧

由多组叠合碟簧对合组成的复合碟簧(如图 A5)，仅考虑叠合表面间的摩擦时，可按下式计算：

$$P_R = P \frac{n}{1 \pm f_M(n-1)} \quad \dots\dots\dots (A26)$$

用于加载时用一号，卸载时用十号。

## A6 载荷分类、许用应力

### A6.1 载荷分类

静负荷：作用负荷不变或在长时间内只有偶然变化，在规定寿命内变化次数小于  $1 \times 10^4$  次。

变负荷：作用在碟簧上的负荷在预加负荷  $P_1$  和工作负荷  $P_2$  之间循环变化，在规定寿命内变化次数大于  $1 \times 10^4$  次。

### A6.2 静负荷作用下碟簧的许用应力

静负荷作用下的碟簧，应通过校验 OM 点(图 1 由中性点向上表面作垂线与上表面交点)的应力  $\sigma_{OM}$  来保证自由高度  $H_0$  的稳定。在压平时的  $\sigma_{OM}$  应接近弹簧材料的屈服极限  $\sigma_s$ ，对于材料为 GB 1222 的 60 Si2MnA 或 50CrVA 的钢制弹簧。 $\sigma_s=1\ 400 \sim 1\ 600\ \text{N/mm}^2$ 。

### A6.3 变负荷作用下碟簧的疲劳极限

变负荷作用下碟簧的使用寿命可分为：

- 无限寿命 可以承受  $2 \times 10^6$  或更多加载次数而不破坏。
- 有限寿命 可以在持久强度范围内承受  $1 \times 10^4 \sim 2 \times 10^6$  次有限的加载变化直至破坏。

对于承受变负荷作用的碟形弹簧，疲劳破坏一般发生在最大拉应力位置 II 或 III 处(图 1)，是 II 点还是 III 点，取决于  $C=D/d$  值和  $h_0/t$ (无支承面)或  $K_t \cdot (h_0'/t')$ (有支承面。)图 A8 为判断最大应力位置(疲劳破坏关键位置)的曲线。

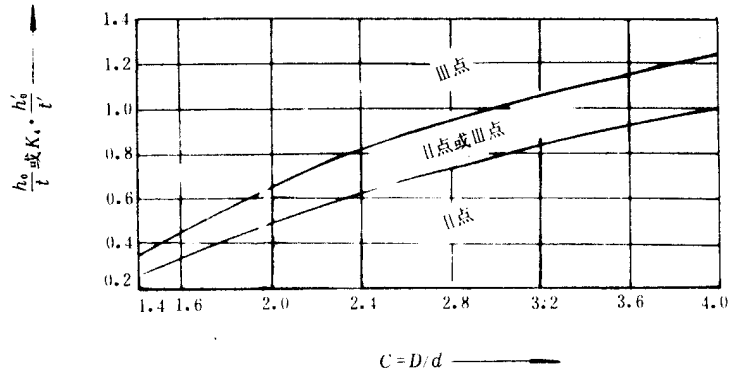


图 A8 碟簧疲劳破坏关键部位

图 A8 中的过渡区内,疲劳破坏关键部位可能在 II 点或 III 点,因此需同时检验  $\sigma_I$  和  $\sigma_{II}$ 。

变负荷作用下的碟形弹簧,安装时必须要有预压变形量  $f_1$ 。一般  $f_1 = 0.15 h_0 \sim 0.2 h_0$ 。此预压变形量  $f_1$  能防止 I 点附近产生径向小裂纹,对提高寿命也有作用。材料为 50CrVA 的变负荷作用下单个(或对合组不超过十片)碟形弹簧的疲劳极限,根据寿命要求、碟簧厚度、计算的上限应力  $\sigma_{max}$  (对应于工作时的最大变形量  $f_2$ ) 和下限应力  $\sigma_{min}$  (对应于预压变形量  $f_1$ ),按图 A1~图 A11 和图 1~图 2 查取。厚度超过 14 mm 和组合片数较多的碟簧,其它材料的碟簧以及在特殊情况下(如环境温度较高、有化学影响)工作的碟簧应酌量降低。

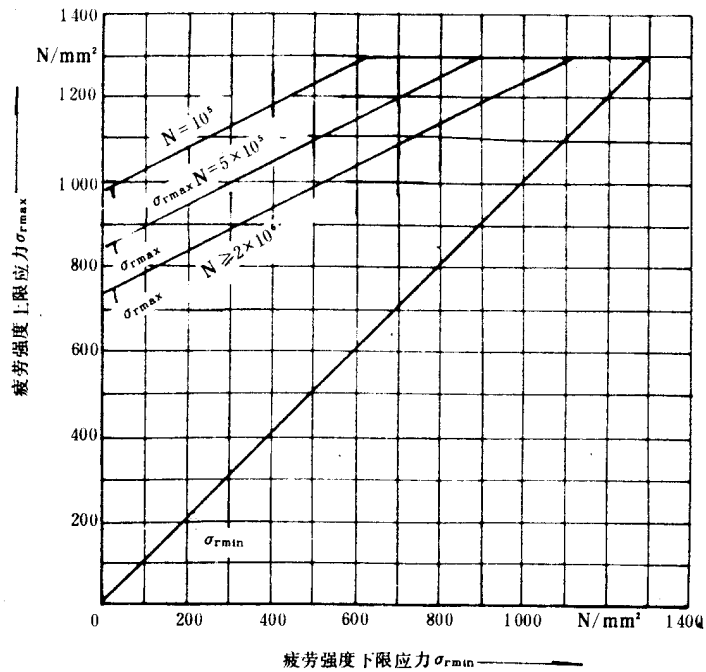


图 A9  $t < 1.25$  mm 碟簧的极限应力曲线图

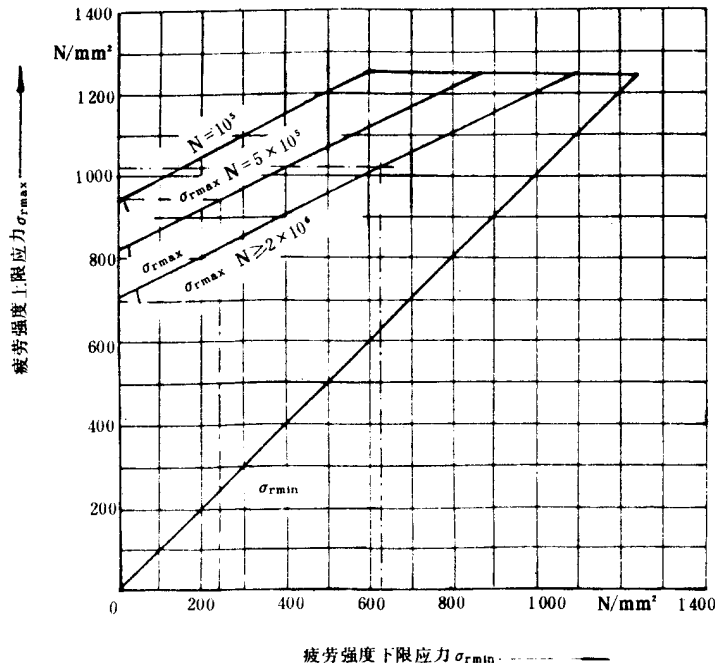


图 A10  $t = 1.25 \sim 6$  mm 碟簧的极限应力曲线图

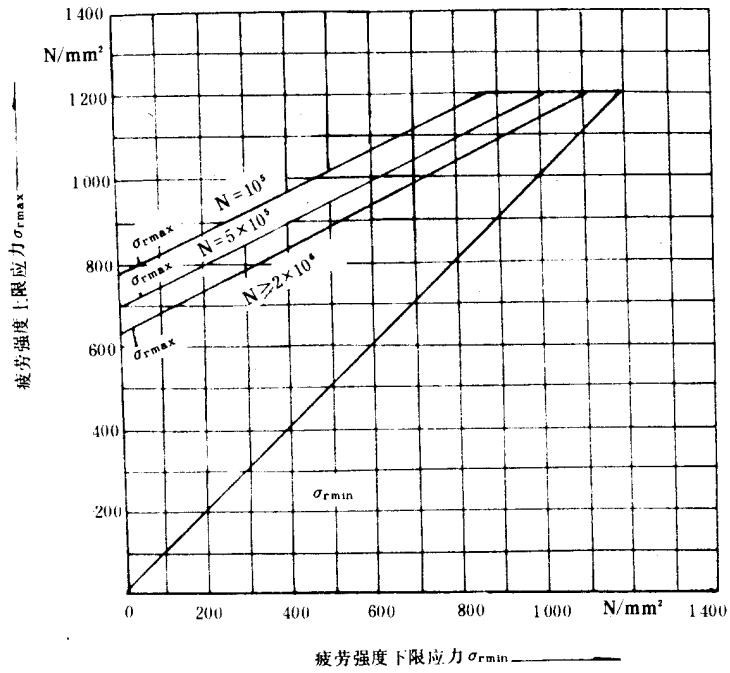


图 A11  $6 < t \leq 14$  mm 碟簧的极限应力曲线图

A7 蠕变和松弛

长期承受负荷作用的碟簧,随着时间的推移,会产生蠕变和松弛。发生蠕变时,受恒力作用的碟簧自由高度会减少  $\Delta H_0$ ;发生松弛时碟簧在不变的高度上压缩,负荷会减少  $\Delta P$ 。

**附录 B**  
**计算示例**  
(参考件)

**B1 受静负荷的碟形弹簧****B1.1 单个碟形弹簧的计算**

受静负荷的标准碟形弹簧一般不必验算强度,弹簧负荷、变形量、弹簧刚度、弹簧变形能等均可由附录 A 所给出的公式进行计算。

**B1.2 组合弹簧计算**

例:设计一组合碟形弹簧,承受静负荷为 5 000 N 时的变形量要求为 10 mm。导杆的最大直径为 20 mm。

解:按导杆尺寸条件,在 GB/T 1972 中,选取内径  $d=20.4$  mm 的碟簧三种,尺寸如表 B1。

表 B1

碟簧	D mm	d mm	t mm	h <sub>0</sub> mm	H <sub>0</sub> mm	P	f	σ <sub>1</sub> 或 σ <sub>2</sub>
						f=0.75 h <sub>0</sub>		
						N	mm	N/mm <sup>2</sup>
A40 GB/T 1972	40	20.4	2.25	0.9	3.15	6 500	0.68	σ <sub>1</sub> =1 330
B40 GB/T 1972	40	20.4	1.5	1.15	2.65	2 620	0.86	σ <sub>1</sub> =1 140
C40 GB/T 1972	40	20.4	1	1.30	2.30	1 020	0.98	σ <sub>1</sub> =1 060

由表 B1 可见,采用单个碟簧不能满足要求。采用组合弹簧时,可以有两种方案,一为用 A 系列碟簧对合组合(如图 A4),一为用 B 系列碟簧复合组合(图 A5)。

方案一:选用 A 系列  $D=40$  mm 碟簧的对合弹簧组。由(A2)式

$$P_c = \frac{4E}{1-\mu_2} \cdot \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2} \cdot K_4^2$$

式中: $E=2.06 \times 10^5$  N/mm<sup>2</sup>,  $\mu=0.3$ , 无支承面  $K_4=1$ , 由(A3)式,  $C=2$  则  $K_1=0.69$ , 所以

$$P_c = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^3 \times 0.9}{0.69 \times 40^2} \times 1^2 = 8 410 \text{ N}$$

$$\frac{P_1}{P_c} = \frac{5 000}{8 410} = 0.59$$

由图 A1, A 系列的  $h_0/t \approx 0.4$ , 根据  $\frac{P_1}{P_c} = 0.59$  查出  $f/h_0 = 0.57$ , 变形量  $f_1 = 0.57 h_0 = 0.57 \times 0.9 = 0.51$  mm, 因此为满足总变形量为 10 mm, 所需碟簧片数为:

$$i = \frac{f_{z1}}{f_1} = \frac{10}{0.51} = 19.6$$

取 20 片, 则弹簧组尺寸为:

未受负荷时自由高度:  $H_z = i H_0 = 20 \times 3.15 = 63$  mm 受负荷  $P_1 = 5 000$  N 时的高度  $H_1 = H_z - f_{z1} =$

63-20×0.51=52.8 mm。

方案二:选用 B 系列  $D=40$  mm 复合弹簧组。每一叠合组用两个碟片,不考虑摩擦力时,单个碟片的弹簧力为:

$$P_1 = \frac{P_z}{n} = \frac{5\,000}{2} = 2\,500 \text{ N}$$

由(A2)式:

$$P_c = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{1.5^3 \times 1.15}{0.69 \times 40^2} \times 1 = 3\,180 \text{ N}$$

$$\frac{P_1}{P_c} = \frac{2\,500}{3\,180} = 0.79$$

由图 A1,  $f_1/h_0=0.71$ ,  $f_1=0.71 \times 1.15=0.82$  mm,按总变形量为 10 mm 的要求由(A23)式所需叠合组数为:

$$i = \frac{f_{z1}}{f_1} = \frac{10}{0.82} = 12.2$$

取 13 个叠合组,则弹簧组尺寸为:

未受负荷时弹簧组自由高度(按 A24 式)

$$H_z = i[H_0 + (n-1)t] = 13 \times [2.65 + (2-1) \times 1.5] = 54 \text{ mm}$$

受负荷  $P_{z1}=5\,000$  N 后,弹簧组高度为:

$$H_1 = H_z - if_{z1} = 54 - 13 \times 0.82 = 43.34 \text{ mm}$$

考虑摩擦力时,弹簧负荷应予修正,按(A26)式,由表 A2 取  $f_M=0.015$ ,载荷为 5 000 N 时,单片碟簧的弹簧负荷为:

$$P_1 = P_{R1} \frac{1 - f_M(n-1)}{n} = 5\,000 \times \frac{1 - 0.015 \times (2-1)}{2} = 2\,462.5 \text{ N}$$

$\frac{P_1}{P_c} = \frac{2\,462.5}{3\,180} = 0.77$ ,由图 A1, B 系列  $\frac{h_0}{t} = 0.75$ ,则

$$\frac{f_1}{h_0} = 0.68, f_1 = 0.68 \times 1.15 = 0.78 \text{ mm}$$

则叠合组数应为:

$$i = \frac{f_{z1}}{f_1} = \frac{10}{0.78} = 12.82$$

仍应取 13 组。负荷为 5 000 N 时的变形量为  $f_{z1}=13 \times 0.78=10.14$  mm,尺寸同前。可见方案二的弹簧组高度较小,单个碟簧的利用也较好。由于采用单数叠合组数,弹簧组一端为外圆支承,另一端为内圆支承,一般情况下尽量以外圆支承(取偶数组数)为宜。

应力:弹簧刚度和弹簧变形能分别由(A9)~(A15)式计算。

应力:受静负荷时,检验压平时( $f=h_0$ )OM 点的应力,由(A9)式:

$$\sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{t} \cdot \frac{3}{\pi} = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{1.15}{1.5} \times \frac{3}{\pi} = -1\,350 \text{ N/mm}^2 \text{ 与屈服极限接近。}$$

弹簧刚度:由(A14)式单片碟簧刚度为:

$$P' = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \left\{ K_4^2 \left[ \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left( \frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\}$$

不考虑摩擦力,  $f=0.68$ ,  $h_0=0.78$  mm 时, 刚度为:

$$P' = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^3}{0.69 \times 40^2} \times \left\{ 1^2 \times \left[ \left( \frac{1.15}{1.5} \right)^2 - 3 \times \frac{1.15}{1.5} \times \frac{0.78}{1.5} + \frac{3}{2} \times \left( \frac{0.78}{1.5} \right)^2 \right] + 1 \right\} = 2207 \text{ N/mm}$$

考虑摩擦力时, 一个叠合弹簧组  $f_1=0.78$  mm 时的刚度应为:

$$P_R' = P' \frac{n}{1-f_M(n-1)} = 2207 \times \frac{2}{1-0.015 \times (2-1)} = 4481.7 \text{ N/mm}$$

复合弹簧组变形为  $f_{s1}=if_1=13 \times 0.78=10.14$  mm 时的刚度为:

$$P_z' = \frac{P_R'}{1} = \frac{4481.7}{13} = 344.75 \text{ N/mm}$$

弹簧变形能: 单片碟簧变形量为  $f_1=0.78$  mm 时的变形能按(A15)式为:

$$\begin{aligned} U &= \frac{2E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^5}{K_1 D^2} K_4^2 \left( \frac{f}{t} \right)^2 \left[ K_4 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right)^2 + 1 \right] \\ &= \frac{2 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^5}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \left( \frac{0.78}{1.5} \right)^2 \times \left[ 1 \times \left( \frac{1.15}{1.5} - \frac{0.78}{2 \times 1.5} \right)^2 + 1 \right] \\ &= 1058 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

弹簧组总变形能为

$$U_z = inU = 13 \times 2 \times 1058 = 27508 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

## B2 受变负荷的碟形弹簧计算

### B2.1 单个碟簧受变负荷时的校核计算

例1: 一碟形弹簧  $D=40$  mm,  $d=20.4$  mm,  $t=2.25$  mm,  $h_0=0.9$  mm,  $H_0=3.15$  mm, 在  $P_1=1950$  N 和  $P_2=4000$  N 之间循环工作, 试校核其寿命是否在持久寿命范围内。

解: 由(A2)式, 并参照上例

$$P_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2} K_4^2 = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^3 \times 0.9}{0.69 \times 40^2} = 8410 \text{ N}$$

所以  $\frac{P_1}{P_c} = \frac{1950}{8410} = 0.23$  和  $\frac{P_2}{P_c} = \frac{4000}{8410} = 0.476$

由  $\frac{h_0}{t} = \frac{0.9}{2.25} = 0.4$ , 从图 A1 查得

$$\frac{f_1}{h_0} = 0.22, \frac{f_2}{h_0} = 0.45$$

因此  $f_1=0.22 \times 0.9=0.198$  mm,  $f_2=0.45 \times 0.9=0.405$  mm

由图 A8 可查出疲劳破坏关键位置为 II 点。

由式(A11)计算 II 点应力:

$$\sigma_1 = - \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \frac{f}{t} \left[ K_4 K_2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right]$$

由(A3)式  $K_1=0.69$ , 由(4)式  $K_2=1.21$ , 由(A5)式  $K_3=1.36$

无支承面  $K_4=1$ , 则

$f_1=0.198$  mm 时:

$$\sigma_1 = - \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.198}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.21 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.198}{2 \times 2.25} \right) - 1.36 \right] = 342 \text{ N/mm}^2$$

$f_2=0.405$  mm 时

$$\sigma_1 = -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.405}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.21 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.405}{2 \times 2.25} \right) - 1.36 \right] = 742 \text{ N/mm}^2$$

因此计算上限应力  $\sigma_{\max}=742 \text{ N/mm}^2$

下限应力  $\sigma_{\min}=342 \text{ N/mm}^2$

应力幅为  $\sigma_s=742-342=400 \text{ N/mm}^2$

由图 A10, 按  $\sigma_{\min}=342 \text{ N/mm}^2$  查得  $N \geq 2 \times 10^6$  的  $\sigma_{\max}=870 \text{ N/mm}^2$ , 因此疲劳强度应力幅

$$\sigma_{ra} = \sigma_{r\max} - \sigma_{r\min} = 870 - 342 = 528 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{ra} > \sigma_s$ , 此碟簧能持久工作。

例 2: 校核碟簧 A125 GB/T 1972 有支承面的单个碟形碟簧在  $P_1=17\,500 \text{ N}$  和  $P_2=54\,000 \text{ N}$  之间循环工作时的疲劳寿命。

由 (A2) 式

$$P_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2 h_0}{K_1 D^2} K_4^2$$

其中,  $K_1, K_4$  按 (A3)~(A8) 式计算:

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left( \frac{C-1}{C} \right)^2}{\frac{C+1}{C-1} - \frac{2}{inC}}$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{125}{65.8} = 1.90$$

$$\therefore K_1 = 0.67$$

$$K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2}\right)^2 + C_2}}$$

由 (A7) 式:

$$C_1 = \frac{\left( \frac{t'}{t} \right)^2}{\left( \frac{1}{4} \cdot \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4} \right) \left( \frac{5}{8} \cdot \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{8} \right)}$$

由标准查得  $t'=6.68, t=7, H_0=9.6$  代入上式

$$C_1 = 23.65$$

由 (A8) 式

$$C_2 = \frac{C_1}{\left( \frac{t'}{t} \right)} \left[ \frac{5}{32} \left( \frac{H_0}{t} - 1 \right) + 1 \right] = 27.8$$

所以  $K_4 = \sqrt{-\frac{23.65}{2} + \sqrt{\left(\frac{23.65}{2}\right)^2 + 27.8}} = 1.059$  有支承面碟簧应以  $t'=6.68 \text{ mm}$  和  $h_0' = H_0 - t' =$

$$9.6 - 6.68 = 2.92 \text{ mm}$$

代入,则:

$$P_c = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{6.68^3 \times 2.92}{0.67 \times 125^2} \times 1.059^2 = 96\,900 \text{ N}$$

$$\frac{P_1}{P_c} = \frac{17\,500}{96\,900} = 0.181$$

$$\frac{P_2}{P_c} = \frac{54\,000}{96\,900} = 0.557$$

由图 1,按  $K_4 \cdot \frac{h_0'}{t'} = 1.059 \times \frac{2.92}{6.68} = 0.463$  查出

$$\frac{f_1}{h_0'} = 0.18, \frac{f_2}{h_0'} = 0.60$$

所以  $f_1 = 0.18 \times 2.92 = 0.526 \text{ mm}$

$$f_2 = 0.60 \times 2.92 = 1.752 \text{ mm}$$

由图 A8,  $C \approx 2, K_4 \frac{h_0'}{t'} = 0.463$  查出疲劳破坏关键部位在 II 点或 III 点,计算 II 点应力。由 (A11) 式,并由 (A4), (A5) 式得  $K_1 = 1.196, K_2 = 1.339$ 。  $f_1 = 0.526 \text{ mm}$  时

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{-4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{6.68^2}{0.67 \times 125^2} \times 1.059 \times \frac{0.526}{6.68} \\ &\times \left[ 1.059 \times 1.196 \times \left( \frac{2.92}{6.68} - \frac{0.526}{2 \times 6.68} \right) - 1.339 \right] = 285 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$f_2 = 1.752 \text{ mm}$  时

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{6.68^2}{0.67 \times 125^2} \times 1.059 \times \frac{1.752}{6.68} \\ &\times \left[ 1.059 \times 1.196 \times \left( \frac{2.92}{6.68} - \frac{1.752}{2 \times 6.68} \right) - 1.339 \right] = 1\,085 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

由 (A12) 式计算 III 点应力得,  $f_1 = 0.526 \text{ mm}$  时,  $\sigma_{\text{III}} = 327 \text{ N/mm}^2$ ,

$$f_2 = 1.752 \text{ mm} \text{ 时, } \sigma_{\text{III}} = 1\,023 \text{ N/mm}^2。$$

可见, II 点的应力幅较大,应校核 II 点疲劳强度。

碟簧的计算上限应力:  $\sigma_{\text{max}} = 1\,085 \text{ N/mm}^2$

下限应力:  $\sigma_{\text{min}} = 285 \text{ N/mm}^2$

应力幅:  $\sigma_a = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}} = 1\,085 - 285 = 800 \text{ N/mm}^2$

由图 A10, 下限应力  $\sigma_{\text{min}} = 285 \text{ N/mm}^2$ , 寿命  $N = 10^5$  次时的疲劳强度上限应力为  $\sigma_{\text{max}} = 1\,090 \text{ N/mm}^2$ , 可见碟簧的工作寿命大约为  $N = 10^5$ 。

## B2.2 对合碟形弹簧组受变负荷的校核计算

有一个由 20 片碟簧 A40 GB/T 1972 对合组合的弹簧,受预加负荷  $P = 1\,500 \text{ N}$ , 工作负荷为  $P = 5\,000 \text{ N}$ , 循环加载, 试验算此弹簧组的疲劳强度。

由 (A2) 式:



$$P_c = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{2.25^3 \times 0.9}{0.69 \times 40^2} \times 1 = 8410 \text{ N}$$

因此:

$$\frac{P_1}{P_c} = \frac{1500}{8410} = 0.18, \quad \frac{P_2}{P_c} = \frac{5000}{8410} = 0.59$$

从图 1, 按  $h_0/t \approx 0.4$  查出  $f_1/h_0 = 0.155, f_2/h_0 = 0.57$

所以:  $f_1 = 0.155 \times 0.9 = 0.14 \text{ mm}$

$$f_2 = 0.57 \times 0.9 = 0.51 \text{ mm}$$

由图 A8, 按  $h_0/t \approx 0.4, C=2$  可得疲劳破坏关键部位为 I 点, 按式(A11)计算 I 点应力, 以  $K_1 = 0.69, K_2 = 1.22, K_3 = 1.38$  代入

$f_1 = 0.14 \text{ mm}$  时

$$\sigma_1 = \frac{-4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40} \times 1 \times \frac{0.14}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.22 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.14}{2 \times 2.25} \right) - 1.38 \right] = 240 \text{ N/mm}^2$$

$f_2 = 0.51 \text{ mm}$  时:

$$\sigma_2 = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.51}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.22 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.51}{2 \times 2.25} \right) - 1.38 \right] = 937 \text{ N/mm}^2$$

碟簧的计算应力幅为:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 937 - 240 = 697 \text{ N/mm}^2$$

由图 A10, 在  $\sigma_{\min} = 240 \text{ N/mm}^2$  处查得  $N = 2 \times 10^6$  时疲劳强度上限应为  $\sigma_{\max} = 840 \text{ N/mm}^2$ , 即疲劳强度应力幅为

$$\sigma_{ra} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 840 - 240 = 600 \text{ N/mm}^2$$

所以  $\sigma_a > \sigma_{ra}$ , 即不能满足疲劳寿命的要求。改进途径有:

(1) 提高预加负荷:

如果必须满足上限应力为  $937 \text{ N/mm}^2$ , 则由图 A10 可查出  $N = 2 \times 10^6$  时, 下限应力为  $500 \text{ N/mm}^2$ 。此时预加弹簧变形近似为

$$f_1 \geq \frac{500}{240} \times 0.14 = 0.29 \text{ mm}$$

由图 A1 按  $f_1/h_0 = 0.29/0.9 = 0.32$  查出

$$\frac{P_1}{P_c} = 0.35, \quad P_1 = 0.35 \times 8410 = 2940 \text{ N}$$

即预加负荷  $P_1$  应为  $2940 \text{ N}$ , 才能满足工作负荷  $P_2 = 5000 \text{ N}$  的变负荷下, 达到  $N = 2 \times 10^6$  疲劳寿命要求。

(2) 降低工作负荷

如果仍保持预加负荷为  $1500 \text{ N}$ , 要求达到  $N = 2 \times 10^6$  疲劳寿命要求, 则工作负荷应降低。由图

A10 查出  $\sigma_{\min}=240 \text{ N/mm}^2$ ,  $N=2 \times 10^6$  时的  $\sigma_{\max} \approx 840 \text{ N/mm}^2$ 。考虑安全系数, 取  $\sigma_{\max}=800 \text{ N/mm}^2$ , 则

$$f_2 \approx \frac{800}{937} \times 0.51 = 0.43 \text{ mm}, f_2/h_0 = 0.43/0.9 = 0.48$$

由图 3 查得  $\frac{P_2}{P_c}=0.51$ ,  $P_2=0.51 \times 8410=4290 \text{ N}$ , 即工作负荷不大于 4290 N 时, 能满足疲劳强度要求。

### B2.3 复合碟簧组受变负荷的校核计算

B1.2 例中的方案二, 用碟簧 B40 GB/T 1972 二片叠合, 共 13 个叠合碟簧组的复合弹簧组, 受变负荷  $P_{z1}=1500 \text{ N}$  到  $P_{z2}=5000 \text{ N}$  循环作用, 试验算此弹簧组的疲劳强度。

解: 不考虑摩擦力时, 单个碟片受力:

$$P_1 = \frac{P_{z1}}{2} = \frac{1500}{2} = 750 \text{ N}, P_2 = \frac{P_{z2}}{2} = \frac{5000}{2} = 2500 \text{ N}$$

由 B1.2 例,  $P_c=3180 \text{ N}$ , 则  $\frac{P_1}{P_c} = \frac{750}{3180} = 0.24$ ,  $\frac{P_2}{P_c} = \frac{2500}{3180} = 0.79$

按图 A1 查得  $\frac{f_1}{h_0} \approx 0.17$ , 所以  $f_1 = 0.17 \times 1.15 = 0.2 \text{ mm}$

$\frac{f_2}{h_0} \approx 0.71$ , 所以  $f_2 = 0.71 \times 1.15 = 0.82 \text{ mm}$

由图 A8 查出疲劳破坏关键位置为 III 点, 按(12)式计算 III 点应力:

$$f_1 = 0.2 \text{ mm 时: } \sigma_{\text{I}} = 308 \text{ N/mm}^2$$

$$f_2 = 0.82 \text{ mm 时: } \sigma_{\text{I}} = 1060 \text{ N/mm}^2$$

由下限应力为  $\sigma_{\min}=308 \text{ N/mm}^2$  时, 计算上限应力  $\sigma_{\max}=1060 \text{ N/mm}^2$  则疲劳强度大约为  $N=10^5$  次, 其  $\sigma_s=752 \text{ N/mm}^2$ 。

由于弹簧组数较多, 因此按图 A10 查出的数值应考虑安全系数, 予以适当降低。

对比 B2.2 和 B2.3, 可以看出采用 A 系列对合弹簧组的疲劳强度, 比采用 B 系列复合弹簧组的疲劳强度较好。

## 附录 C

### 碟簧组件的负荷检测

(补充件)

#### C1 技术要求

由 10 个对合组合的碟簧组件, 当高度为  $H_z - 7.5h_0$  时, 卸载特性的负荷的最小百分比数应符合表 C1 的规定。

表 C1

类别	系列 A	系列 B	系列 C
	%		
1	90		85
2	92.5		87.5
3	95		90

C2 碟簧组件卸载特性与加载特性负荷偏差的检验, 应使用由 10 个对合组合的碟簧组件, 在其高度为

$H_z - 7.5 h_0$  时进行, 参见图 A1; 检验前, 碟簧组件必须用二倍的  $P_f = 0.75 h_0$  的负荷压平一次; 检测时, 必须使用本标准中第 8.2 节所规定的导向件, 两端的压板必须符合第 9.3 节所规定的条件。

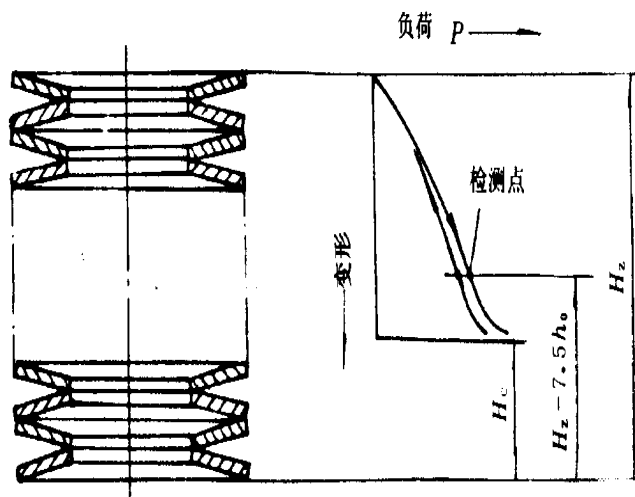


图 C1 加载特性与卸载特性的检测点

由于在允许的偏差范围内, 碟簧有一定的形状误差和摩擦, 导致测得的碟簧组件的特性与单个碟簧的测量结果有一定误差。因此, 建议在检验碟簧负荷时, 应尽量采用和使用状态相同的组合方式进行检测。

#### 附加说明:

本标准由中华人民共和国机械电子工业部提出。

本标准由机械电子工业部机械标准化研究所归口。

本标准由扬州弹簧总厂、北京科技大学负责起草。

本标准主要起草人胡家骅、罗圣国、丁云柏、戒聚慷、刘贤瑞。