



# 中华人民共和国国家标准

GB/T 1972—2005  
代替 GB/T 1972—1992

---

## 碟形弹簧

Disc spring

2005-01-13 发布

2005-08-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局  
中国国家标准化管理委员会 发布

## 前 言

本标准代替 GB/T 1972—1992《碟形弹簧》。本标准与 GB/T 1972—1992 相比主要变化如下：

- 质量要求分为一级精度和二级精度；
- 检验规则增加了 A 项(即关键项)；
- 对检验规则进行了细化,增强了可操作性；
- 原第 8 章并入附录 C《碟簧的设计计算及应用》;原附录 C 的内容并入第 4 章和第 5 章；
- 试验方法具体化,统一了检测要求；
- 内容表达及章节按 GB/T 1.1 进行了较大调整；
- 按 GB/T 1.1 进行了编辑性修改。

本标准附录 A 为规范性附录,附录 B 和附录 C 为资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国弹簧标准化技术委员会(CSBTS/TC235)归口。

本标准负责起草单位:机械科学研究院、扬州弹簧有限公司、扬州大学。

本标准参加起草单位:上海核工碟形弹簧制造有限公司、廊坊市双飞碟簧厂。

本标准主要起草人:姜膺、黄志福、周骥平、胡家骅、沈子建、高歧洲。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 1972—1980；
- GB/T 1972—1992。

# 碟形弹簧

## 1 范围

本标准规定了截面为矩形的碟形弹簧(以下简称碟簧)的结构型式、尺寸系列、技术要求、试验方法、检验规则和设计计算。

本标准适用于普通矩形截面碟簧。

本标准不适用于梯形截面碟簧、开槽形碟簧和膜片碟簧。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

GB/T 224 钢的脱碳层深度测定法

GB/T 230.1 金属洛氏硬度试验 第1部分:试验方法(A、B、C、D、E、F、G、H、K、N、T标尺)  
[GB/T 230.1—2004, ISO 6508-1:1999, Metallic materials—Rockwell hardness test—Part 1: Test method (scales A、B、C、D、E、F、G、H、K、N、T), MOD]

GB/T 1222 弹簧钢

GB/T 2828.1 计数抽样检验程序 第1部分:按接收质量限(AQL)检索的逐批检验抽样计划  
(GB/T 2828.1—2003, ISO 2859-1:1999, IDT)

GB/T 3279 弹簧钢热轧薄钢板

GB/T 4340.1 金属维氏硬度试验 第1部分:试验方法(GB/T 4340.1—1999, eqv ISO 6507-1:1997)

YB/T 5058 弹簧钢、工具钢冷轧钢带

## 3 碟簧尺寸、参数名称、代号及单位

碟簧尺寸、参数名称、代号及单位按表1的规定。

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	$t$	
有支承面碟簧减薄厚度	$t'$	
单片碟簧的自由高度	$H_0$	
组合碟簧的自由高度	$H_s$	
无支承面碟簧压平时变形量的计算值 $h_0 = H_0 - t$	$h_0$	
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	$b$	

表 1(续)

尺寸、参数名称	代 号	单 位
单片碟簧压平时的计算高度	$H_c$	mm
组合碟簧压平时的计算高度	$H_{ic}$	
单片碟簧的负荷	$F$	N
压平时的碟簧负荷计算值	$F_c$	
与变形量 $f_s$ 对应的组合碟簧负荷	$F_s$	
考虑摩擦时叠合组合碟簧负荷	$F_R$	
对应于碟簧变形量 $f_1, f_2, f_3, \dots$ 的负荷	$F_1, F_2, F_3, \dots$	
单片碟簧在 $f=0.75 h_0$ 时的负荷	$F_1=0.75 h_0$	mm
与碟簧负荷 $F_1, F_2, F_3, \dots$ 对应的碟簧高度	$H_1, H_2, H_3, \dots$	
单片碟簧的变形量	$f$	
对应于碟簧负荷 $F_1, F_2, F_3, \dots$ 的变形量	$f_1, f_2, f_3, \dots$	
不考虑摩擦力时叠合组合碟簧或对合组合碟簧的变形量	$f_s$	
负荷降低值(松弛)	$\Delta F$	N
高度减少值(蠕变)	$\Delta H$	mm
对合组合碟簧中对合碟簧片数或叠合组合碟簧中叠合碟簧组数	$i$	N/mm
叠合组合碟簧中碟簧片数	$n$	
碟簧刚度	$F'$	
碟簧变形能	$U$	N·mm
组合碟簧变形能	$U_s$	
直径比 $C=D/d$	$C$	N/mm <sup>2</sup>
碟簧疲劳破坏时负荷循环作用次数	$N$	
摩擦系数	$f_M \cdot f_R$	
弹性模量	$E$	N/mm <sup>2</sup>
泊松比	$\mu$	
计算系数	$K_1, K_2, K_3, K_4$	N/mm <sup>2</sup>
计算应力	$\sigma$	
位置 I、II、III、IV 处(见图 1)的计算应力	$\sigma_{IM}, \sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}, \sigma_{IV}$	
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	$\sigma_{min}$	
变负荷作用时对应于工作行程的计算应力幅	$\sigma_z$	
疲劳强度上限应力	$\sigma_{Tmax}$	
疲劳强度下限应力	$\sigma_{Tmin}$	
疲劳强度应力幅	$\sigma_{Tz}$	
质量	$m$	

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

## 4 结构型式、产品分类及尺寸系列

## 4.1 型式

碟形弹簧根据厚度分为无支承面碟簧和有支承面碟簧,见图1和表2。

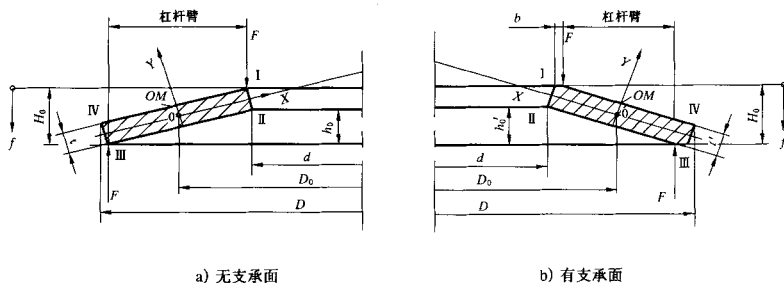


图 1

表 2

类别	型式	工艺方法	碟簧厚度 $t/\text{mm}$
1	无支承面	冷冲成形,边缘倒圆角	$<1.25$
2		I 切削内外圆或平面,边缘倒圆角;冷成形或热成形	1.25~6
		II 精冲,边缘倒圆角,冷成形或热成形	
3	有支承面	冷成形或热成形,加工所有表面,边缘倒圆角	$>6.0\sim 16$

## 4.2 产品分类

碟形弹簧根据工艺方法分为1、2、3三类,每个类别的型式,工艺方法和碟簧厚度见表2;根据  $D/t$  及  $h_0/t$  的比值不同分为A、B、C三个系列,每个系列的比值范围见表3。

表 3

系列	比值		备注
	$D/t$	$h_0/t$	
A	$\approx 18$	$\approx 0.4$	材料弹性模量 $E=206\ 000\ \text{N/mm}^2$ ; 泊松比 $\mu=0.3$
B	$\approx 28$	$\approx 0.75$	
C	$\approx 40$	$\approx 1.3$	

## 4.3 尺寸系列

常用碟簧尺寸系列按附录A;非常用碟簧尺寸系列参见附录B。

## 5 技术要求

## 5.1 材料

5.1.1 碟簧材料的弹性模量  $E=206\ 000\ \text{N/mm}^2$ 。

5.1.2 碟簧材质为60Si2MnA及50CrVA,其化学成分应符合GB/T 1222的规定。

5.1.3 碟簧应采用符合YB/T 5058及GB/T 3279规定的带、板材或符合GB/T 1222要求的锻造坯料

(锻造比不得小于2)制造。若采用其他材料时,可由供需双方协议规定。

5.1.4 材料必须有材料制造商的质量保证书,并经复检合格后方可使用。

## 5.2 尺寸的极限偏差

### 5.2.1 直径

碟簧内、外径的极限偏差按表4的规定。

表4

单位为毫米

项 目	极 限 偏 差	
	一级精度	二级精度
外径 $D$	h12	h13
内径 $d$	H12	H13

### 5.2.2 厚度

碟簧厚度的极限偏差按表5的规定。

表5

单位为毫米

类 别	$t(t')$	$t(t')$ 的极限偏差
		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	>6~16	±0.10

注:在保证特性要求的条件下,厚度极限偏差在制造中作适当调整,但其公差带不得超出本表规定的范围。

### 5.2.3 自由高度

碟簧自由高度的极限偏差按表6的规定。

表6

单位为毫米

类 别	$t(t')$	$H_0$ 的极限偏差
		一、二级精度
1	<1.25	+0.10 -0.05
2	1.25~2	+0.15 -0.08
	>2~3	+0.20 -0.10
	>3~6	+0.30 -0.15
3	>6~16	±0.30

注:在保证特性要求的条件下,自由高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表规定的范围。

## 5.3 碟簧特性的极限偏差

### 5.3.1 单片碟簧

碟簧在  $H_0-0.75h_0$  高度时负荷的极限偏差按表7的规定。

表 7

类 别	$t/\text{mm}$	$H_0 - 0.75 h_0$ 高度时负荷的极限偏差/%	
		一级精度	二级精度
1	<1.25	+25.0 - 7.5	+30 -10
2	1.25~3	+15.0 - 7.5	+20 -10
	>3~6	+10 - 5	+15.0 - 7.5
3	>6~16	$\pm 5$	$\pm 10$

## 5.3.2 组合碟簧

组合碟簧的加载特性和卸载特性参照附录 C. 4.5 由供需双方协议规定。

## 5.4 表面粗糙度

碟簧表面粗糙度按表 8 的规定。

表 8

单位为微米

类 别	工 艺 方 法	表面粗糙度 $R_a$	
		上、下表面	内、外圆
1	冷冲成形,边缘倒圆角	3.2	12.5
2	I 切削内外圆或平面,边缘倒圆角;冷成形或热成形	6.3	6.3
	II 精冲,边缘倒圆角,冷成形或热成形	6.3	3.2
3	冷成形或热成形,加工所有表面,边缘倒圆角	12.5	12.5

## 5.5 表面质量

碟簧表面不允许有对使用有害的毛刺、裂纹、伤痕等缺陷。

## 5.6 热处理

5.6.1 碟簧成形后,必须进行淬火、回火处理,淬火次数不得超过两次。

5.6.2 热处理硬度在 42 HRC~52 HRC 范围内。

5.6.3 经热处理的碟簧,其单面脱碳层深度:1 类碟簧,不应超过其厚度的 5%;2、3 类碟簧,不应超过其厚度的 3%(最大不超过 0.15 mm)。

## 5.7 强压处理

5.7.1 碟簧应进行强压处理,处理方法为:用不小于两倍的  $f \approx 0.75 h_0$  时的负荷压缩碟簧,持续时间不少于 12 h,或短时压缩,压缩次数不少于 5 次。

5.7.2 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 5 规定的极限偏差范围内。其永久变形量小于自由高度的 0.3%。

## 5.8 表面防腐处理

碟簧表面一般采用氧化方法进行处理,若采用其他防腐处理(如磷化、电镀等),由供需双方协议商定。

## 5.9 表面强化处理

对用于承受变负荷的碟簧,推荐进行表面强化处理,强化处理的要求由供需双方协议规定。

## 5.10 其他

碟簧有特殊技术要求(如疲劳、松弛和蠕变等)时,由供需双方协议规定。

## 6 试验方法

碟簧的几何尺寸、特性、疲劳试验应在永久变形检验后进行。

### 6.1 几何尺寸

#### 6.1.1 厚度

碟簧的厚度用千分尺在碟簧中心处沿圆周测量至少3点,取最大值。

#### 6.1.2 直径

碟簧的直径用分度值小于0.02 mm的游标卡尺测量,圆周范围内至少测量3点,外径取最大值,内径取最小值。

#### 6.1.3 自由高度

碟簧的自由高度在二级精度平台上,用分度值小于0.02 mm的游标深度尺测量。圆周范围内至少测量3点,取最大值。

### 6.2 特性

#### 6.2.1 负荷

##### 6.2.1.1 单片碟簧

单片碟簧的负荷在精度不低于1%的试验机上进行,测量加载到 $H_0 - 0.75 h_0$ 时的负荷或 $H_0 - 0.75 h_0 \cdot i$  ( $i \leq 10$ 片,对组合)时的负荷,试验时要用润滑剂,两端的压板硬度必须在52 HRC以上,表面粗糙度 $Ra < 1.6 \mu\text{m}$ 。

##### 6.2.1.2 组合碟簧

组合碟簧的负荷在精度不低于1%的试验机上进行,测量加载和卸载到 $H_1 - 0.75 h_0 \cdot i$  (即指定高度)时的负荷。试验时要用润滑剂,两端的压板硬度必须在52 HRC以上,表面粗糙度 $Ra < 1.6 \mu\text{m}$ ;导向件应符合附录C的要求。组合碟簧的试验要求由供需双方协议规定。

#### 6.2.2 永久变形

碟簧的永久变形在试验机上用两倍的 $f \approx 0.75 h_0$ 时的负荷将成品碟簧压缩3次,测量第2次和第3次压缩后的自由高度,其差值即为永久变形量。永久变形检验后碟簧的自由高度应在表6规定的极限偏差范围内。

#### 6.2.3 硬度

碟簧硬度按GB/T 230.1或GB/T 4340.1的规定。厚度 $< 1 \text{ mm}$ ,在维氏(或表面洛氏)硬度计上进行;厚度 $\geq 1 \text{ mm}$ ,在洛氏硬度计上进行。试验压痕应在碟簧上表面的中心处。每件打4点,第1点不考核,取后3点的平均值。

#### 6.2.4 脱碳检验

碟簧脱碳层深度按GB/T 224的规定进行。

### 6.3 表面质量

碟簧的表面质量用10倍放大镜,目测检查。

### 6.4 表面粗糙度

碟簧的表面粗糙度用粗糙度比较样块检验。

### 6.5 防腐

碟簧表面防腐按选定防腐方法的相关规定检验。

### 6.6 疲劳试验

#### 6.6.1 单片碟簧

单片碟簧在疲劳试验机上用等幅正弦波负荷进行试验。试验可以单片进行,也可以由小于或等于



10 片的样本对合成一组进行。组合试验必须使用符合附录 C 中 C.7 要求的工装。试验前必须加预压,其单片变形量  $f_0 = (0.15 \sim 0.2)h_0$ , 应力振幅根据寿命要求按图 C.9~图 C.11 确定。

#### 6.6.2 组合碟簧

组合碟簧的疲劳试验由供需双方协议规定。

### 7 检验规则

#### 7.1 缺陷分类

7.1.1 A 缺陷项目:疲劳,脱碳,硬度。

7.1.2 B 缺陷项目: $H_0 - 0.75 h_0$  时负荷,内径、外径、永久变形。

7.1.3 C 缺陷项目:厚度,自由高度,表面质量,表面粗糙度。

#### 7.2 检查水平

碟簧产品检查水平按 GB/T 2828.1 中特殊检查水平 S-4。

#### 7.3 样本大小字码

样本大小字码根据提交检查批的批量和特殊检查水平 S-4 确定,见表 9。

表 9

批 量 范 围	检查水平 S-4
	字码
2~8	A
16~25	B
26~90	C
91~150	D
151~500	E
501~1 200	F
1 201~10 000	G
10 001~35 000	H
35 001~500 000	J
$\geq 500 001$	K

#### 7.4 抽样方案

##### 7.4.1 A 缺陷项目样本抽取

A 缺陷项目样本的抽取不限交货批量大小,疲劳试验样本为 1 个(或由 1 片~10 片对组合成一组),脱碳样本为 2 片,硬度样本为 2 片(可与脱碳样本共用)。

##### 7.4.2 B、C 缺陷项目样本抽取

7.4.2.1 当交货批量为 2 片~1 200 片时,B、C 缺陷项目样本抽取可采用一次正常检查抽样方案,见表 10。

7.4.2.2 当交货批量为 1 201 片~10 000 片时,B、C 缺陷项目样本抽取可采用二次正常检查抽样方案,见表 11。

7.4.2.3 当交货批量为大于 10 000 片时,B、C 缺陷项目样本抽取可采用五次正常检查抽样方案,见表 12。

表 10

样本大小字码	样本大小	合格质量水平 AQL:			
		4.0		6.5	
		Ac	Re	Ac	Re
A	2	0	1	0	1
B	3	0	1	0	1
C	5	0	1	1	2
D	8	1	2	1	2
E	13	1	2	2	3
F	20	2	3	3	4

表 11

样本大小字码	样本	样本大小	累计样本大小	合格质量水平 AQL:			
				4.0		6.5	
				Ac	Re	Ac	Re
G	第一	20	20	1	3	2	5
	第二	20	40	4	5	6	7

表 12

样本大小字码	样本	样本大小	累计样本大小	合格质量水平 AQL:			
				4.0		6.5	
				Ac	Re	Ac	Re
H	第一	13	13	#	3	#	4
	第二	13	26	0	3	1	5
	第三	13	39	1	4	2	6
	第四	13	52	2	5	4	7
	第五	13	65	4	5	6	7
J	第一	20	20	#	4	0	4
	第二	20	40	1	5	2	7
	第三	20	60	2	6	4	9
	第四	20	80	4	7	6	11
	第五	20	100	6	7	10	11
K	第一	32	32	0	4	0	6
	第二	32	64	2	7	3	9
	第三	32	96	4	9	7	12
	第四	32	128	6	11	11	15
	第五	32	160	10	11	15	16

注：#——此样本是不允许接收。

## 7.5 合格质量水平

### 7.5.1 A 缺陷项目

在检验中,若有1片碟簧质量不合格,相应的检验允许重复进行一次,样本数为第一次抽样的2倍,如果复检仍有1片不合格,则判该批碟簧不合格。

### 7.5.2 B 缺陷项目

合格质量水平为4.0。

### 7.5.3 C 缺陷项目

合格质量水平为6.5。

## 7.6 检验分类

检验分交付检验和型式检验。

### 7.6.1 交付检验

产品交付时须经制造商质量检验部门按本标准的规定检验合格,并签发合格证后方可交付。

### 7.6.2 型式检验

7.6.2.1 有下列情况之一时,应进行型式检验:

- a) 新产品试制鉴定时;
- b) 正式生产后,材料、工艺有较大改变,可能影响产品性能时;
- c) 产品停产两年后,恢复生产时。

7.6.2.2 型式检验项目为:A缺陷项目中的脱碳、硬度及B、C缺陷项目。

## 7.7 其他

对产品验收有特殊要求时,可由供需双方协议规定。

## 8 标志、包装、运输、贮存

8.1 碟簧在包装前应清理干净。

8.2 碟簧可用简易包装或集装箱运输,并应包装可靠。

8.3 包装箱内应附有产品合格证,合格证包括下列内容:

- a) 制造商名称;
- b) 产品名称、规格;
- c) 执行标准;
- d) 制造日期或生产批号;
- e) 技术检查部门签章。

8.4 包装箱外部标明:

- a) 制造商名称、商标及地址;
- b) 产品名称、规格或批号、零件号;
- c) 片数;
- d) 毛重;
- e) 收货单位及地址;
- f) 装箱日期。

8.5 产品应贮存在通风和干燥的仓库内,在正常保管情况下,自发出之日起12个月内不锈蚀。

8.6 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  
(规范性附录)  
常用碟簧尺寸系列

A.1 常用碟簧尺寸系列见表 A.1~表 A.3。

表 A.1 系列 A  $D/t \approx 18; h_0/t \approx 0.4; E=206\ 000\ \text{N/mm}^2; \mu=0.3$

类别	D/ mm	d/ mm	$t(t')$ / mm	$h_0$ / mm	$H_0$ / mm	$f \approx 0.75 h_0$					Q/ (kg/1 000 片)
						f/ mm	$(H_0 - f)$ / mm	F/ N	$\sigma_{OM}^b$ / (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{II}, \sigma_{III}^c$ / (N/mm <sup>2</sup> )	
1	8	4.2 <sup>a</sup>	0.4	0.2	0.6	0.15	0.45	210	-1 200	1 220*	0.114
	10	5.2	0.5	0.25	0.75	0.19	0.56	329	-1 210	1 240*	0.225
	12.5	6.2	0.7	0.3	1	0.23	0.77	673	-1 280	1 420*	0.508
	14	7.2	0.8	0.3	1.1	0.23	0.87	813	-1 190	1 340*	0.711
	16	8.2	0.9	0.35	1.25	0.26	0.99	1 000	-1 160	1 290*	1.050
	18	9.2	1	0.4	1.4	0.3	1.1	1 250	-1 170	1 300*	1.480
	20	10.2	1.1	0.45	1.55	0.34	1.21	1 530	-1 180	1 300*	2.010
2	22.5	11.2	1.25	0.5	1.75	0.38	1.37	1 950	-1 170	1 320*	2.940
	25	12.2	1.5	0.55	2.05	0.41	1.64	2 910	-1 210	1 410*	4.400
	28	14.2	1.5	0.65	2.15	0.49	1.66	2 850	-1 180	1 280*	5.390
	31.5	16.3	1.75	0.7	2.45	0.53	1.92	3 900	-1 190	1 320*	7.840
	35.5	18.3	2	0.8	2.8	0.6	2.2	5 190	-1 210	1 330*	11.40
	40	20.4	2.25	0.9	3.15	0.68	2.47	6 540	-1 210	1 340*	16.40
	45	22.4	2.5	1	3.5	0.75	2.75	7 720	-1 150	1 300*	23.50
	50	25.4	3	1.1	4.1	0.83	3.27	12 000	-1 250	1 430*	34.30
	56	28.5	3	1.3	4.3	0.98	3.32	11 400	-1 180	1 280*	43.00
	63	31	3.5	1.4	4.9	1.05	3.85	15 000	-1 140	1 300*	64.90
	71	36	4	1.6	5.6	1.2	4.4	20 500	-1 200	1 330*	91.80
	80	41	5	1.7	6.7	1.28	5.42	33 700	-1 260	1 460*	145.0
	90	46	5	2	7	1.5	5.5	31 400	-1 170	1 300*	184.5
	100	51	6	2.2	8.2	1.65	6.55	48 000	-1 250	1 420*	273.7
	112	57	6	2.5	8.5	1.88	6.62	43 800	-1 130	1 240*	343.8
3	125	64	8(7.5)	2.6	10.6	1.95	8.65	85 900	-1 280	1 330*	533.0
	140	72	8(7.5)	3.2	11.2	2.4	8.8	85 300	-1 260	1 280*	666.6
	160	82	10(9.4)	3.5	13.5	2.63	10.87	139 000	-1 320	1 340*	1 094
	180	92	10(9.4)	4	14	3	11	125 000	-1 180	1 200	1 387
	200	102	12(11.25)	4.2	16.2	3.15	13.05	183 000	-1 210	1 230*	2 100
	225	112	12(11.25)	5	17	3.75	13.25	171 000	-1 120	1 140	2 640
	250	127	14(13.1)	5.6	19.6	4.2	15.4	249 000	-1 200	1 220	3 750

<sup>a</sup> 表中给出的  $t$  是碟簧厚度的公称数值,  $t'$  是第 3 类碟簧的实际厚度。

<sup>b</sup>  $\sigma_{OM}$  是碟簧上表面 OM 点的计算应力。

<sup>c</sup> 有“\*”号的数值是在位置 II 处的最大计算拉应力, 无“\*”号的数值是在位置 III 处的最大计算拉应力。

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

类别	D/ mm	d/ mm	$t(t')^a$ / mm	$h_0$ / mm	$H_0$ / mm	$f \approx 0.75 h_0$					Q/ (kg/1 000 片)
						f/ mm	$(H_0 - f)/$ mm	F/ N	$\sigma_{\text{OM}}^b /$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{\text{E}}、\sigma_{\text{III}}^c /$ (N/mm <sup>2</sup> )	
1	8	4.2	0.3	0.25	0.55	0.19	0.36	119	-1 140	1 330	0.086
	10	5.2	0.4	0.3	0.7	0.23	0.47	213	-1 170	1 300	0.180
	12.5	6.2	0.5	0.35	0.85	0.26	0.59	291	-1 000	1 110	0.363
	14	7.2	0.5	0.4	0.9	0.3	0.6	279	-970	1 100	0.444
	16	8.2	0.6	0.45	1.05	0.34	0.71	412	-1 010	1 120	0.698
	18	9.2	0.7	0.5	1.2	0.38	0.82	572	-1 040	1 130	1.030
	20	10.2	0.8	0.55	1.35	0.41	0.94	745	-1 030	1 110	1.460
	22.5	11.2	0.8	0.65	1.45	0.49	0.96	710	-962	1 080	1.880
	25	12.2	0.9	0.7	1.6	0.53	1.07	868	-938	1 030	2.640
	28	14.2	1	0.8	1.8	0.6	1.2	1 110	-961	1 090	3.590
2	31.5	16.3	1.25	0.9	2.15	0.68	1.47	1 920	-1 090	1 190	5.600
	35.5	18.3	1.25	1	2.25	0.75	1.5	1 700	-944	1 070	7.130
	40	20.4	1.5	1.15	2.65	0.86	1.79	2 620	-1 020	1 130	10.95
	45	22.4	1.75	1.3	3.05	0.98	2.07	3 660	-1 050	1 150	16.40
	50	25.4	2	1.4	3.4	1.05	2.35	4 760	-1 060	1 140	22.90
	56	28.5	2	1.6	3.6	1.2	2.4	4 440	-963	1 090	28.70
	63	31	2.5	1.75	4.25	1.31	2.94	7 180	-1 020	1 090	46.40
	71	36	2.5	2	4.5	1.5	3	6 730	-934	1 060	57.70
	80	41	3	2.3	5.3	1.73	3.57	10 500	-1 030	1 140	87.30
	90	46	3.5	2.5	6	1.88	4.12	14 200	-1 030	1 120	129.1
3	100	51	3.5	2.8	6.3	2.1	4.2	13 100	-926	1 050	159.7
	112	57	4	3.2	7.2	2.4	4.8	17 800	-963	1 090	229.2
	125	64	5	3.5	8.5	2.63	5.87	30 000	-1 060	1 150	355.4
	140	72	5	4	9	3	6	27 900	-970	1 100	444.4
	160	82	6	4.5	10.5	3.38	7.12	41 100	-1 000	1 110	698.3
	180	92	6	5.1	11.1	3.83	7.27	37 500	-895	1 040	885.4
	200	102	8(7.5)	5.6	13.6	4.2	9.4	76 400	-1 060	1 250	1 369
	225	112	8(7.5)	6.5	14.5	4.88	9.62	70 800	-951	1 180	1 761
	250	127	10(9.4)	7	17	5.25	11.75	119 000	-1 050	1 240	2 687

a 表中给出的  $t$  是碟簧厚度的公称数值,  $t'$  是第 3 类碟簧的实际厚度。

b  $\sigma_{\text{OM}}$  是碟簧上表面 OM 点的计算应力。

c 有“\*”号的数值是在位置 II 处的最大计算拉应力, 无“\*”号的数值是在位置 III 处的最大计算拉应力。

表 A.3 系列 C  $D/t \approx 40$ ;  $h_0/t \approx 1.3$ ;  $E = 206\ 000\ \text{N/mm}^2$ ;  $\mu = 0.3$ 

类别	D/ mm	d/ mm	$t(t')^a$ / mm	$h_0$ / mm	$H_0$ / mm	$f \approx 0.75 h_0$					Q/ (kg/1 000 片)	
						f/ mm	$(H_0 - f)$ / mm	F/ N	$\sigma_{OM}^b$ / (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{II}, \sigma_{III}^c$ / (N/mm <sup>2</sup> )		
1	8	4.2	0.2	0.25	0.45	0.19	0.26	39	-762	1 040	0.057	
	10	5.2	0.25	0.3	0.55	0.23	0.32	58	-734	980	0.112	
	12.5	6.2	0.35	0.45	0.8	0.34	0.46	152	-944	1 280	0.251	
	14	7.2	0.35	0.45	0.8	0.34	0.46	123	-769	1 060	0.311	
	16	8.2	0.4	0.5	0.9	0.38	0.52	155	-751	1 020	0.466	
	18	9.2	0.45	0.6	1.05	0.45	0.6	214	-789	1 110	0.661	
	20	10.2	0.5	0.65	1.15	0.49	0.66	254	-772	1 070	0.912	
	22.5	11.2	0.6	0.8	1.4	0.6	0.8	425	-883	1 230	1.410	
	25	12.2	0.7	0.9	1.6	0.68	0.92	601	-936	1 270	2.060	
	28	14.2	0.8	1	1.8	0.75	1.05	801	-961	1 300	2.870	
	31.5	16.3	0.8	1.05	1.85	0.79	1.06	687	-810	1 130	3.580	
	35.5	18.3	0.9	1.15	2.05	0.86	1.19	831	-779	1 080	5.140	
	40	20.4	1	1.3	2.3	0.98	1.32	1 020	-772	1 070	7.300	
	2	45	22.4	1.25	1.6	2.85	1.2	1.65	1 890	-920	1 250	11.70
		50	22.4	1.25	1.6	2.85	1.2	1.65	1 550	-754	1 040	14.30
		56	28.5	1.5	1.95	3.45	1.46	1.99	2 620	-879	1 220	21.50
63		31	1.8	2.35	4.15	1.76	2.39	4 240	-985	1 350	33.40	
71		36	2	2.6	4.6	1.95	2.65	5 140	-971	1 340	46.20	
80		41	2.25	2.95	5.2	2.21	2.99	6 610	-982	1 370	65.50	
90		46	2.5	3.2	5.7	2.4	3.3	7 680	-935	1 290	92.20	
100		51	2.7	3.5	6.2	2.63	3.57	8 610	-895	1 240	123.2	
112		57	3	3.9	6.9	2.93	3.97	10 500	-882	1 220	171.9	
125		61	3.5	4.5	8	3.38	4.62	15 100	-956	1 320	248.9	
140		72	3.8	4.9	8.7	3.68	5.02	17 200	-904	1 250	337.7	
160		82	4.3	5.6	9.9	4.2	5.7	21 800	-892	1 240	500.4	
3	180	92	4.8	6.2	11	4.65	6.35	26 400	-869	1 200	708.4	
	200	102	5.5	7	12.5	5.25	7.25	36 100	-910	1 250	1 004	
	225	112	6.5(6.2)	7.1	13.6	5.33	8.27	44 600	-840	1 140	1 456	
	250	127	7(6.7)	7.8	14.8	5.85	8.95	50 500	-814	1 120	1 915	

a 表中给出的  $t$  是碟簧厚度的公称数值,  $t'$  是第 3 类碟簧的实际厚度。  
b  $\sigma_{OM}$  是碟簧上表面 OM 点的计算应力。  
c 有“\*”号的数值是位置 II 处的最大计算拉应力, 无“\*”号的数值是位置 III 处的最大计算拉应力。

## A.2 标记示例

A.2.1 一级精度, 系列 A, 外径  $D = 100\ \text{mm}$  的碟簧; 标记为: 碟簧 A 100-1 GB/T 1972A.2.2 二级精度, 系列 B, 外径  $D = 100\ \text{mm}$  的碟簧; 标记为: 碟簧 B 100 GB/T 1972

**附录 B**  
(资料性附录)  
非常用碟簧尺寸系列

B.1 非常用碟簧尺寸系列见表 B.1。

表 B.1

类别	D/ mm	d/ mm	$t(t')^*/$ mm	$H_0/$ mm	$h_0/$ mm	$(h_0/t)$ $h_0'/t'$	$f=h_0$	$f \approx 0.75 h_0$				Q/ (kg/1 000 片)
							$\sigma_{\text{GMS}}^b/$ (N/mm <sup>2</sup> )	f/ mm	( $H_0-f$ )/ mm	F/ N	$\sigma^c/$ (N/mm <sup>2</sup> )	
3	260	131	14(12.9)	19.5	5.5	0.51	-1 444	4.125	15.375	224 687	1 122	4 012
	260	131	11.5(10.6)	18	6.5	0.70	-1 392	4.875	13.125	150 851	1 188	3 296
	260	131	9(8.3)	15.5	6.5	0.87	-1 076	4.875	10.625	74 483	986	2 581
	270	136	15(13.8)	21	6	0.52	-1 565	4.5	16.500	279 693	1 223	4 629
	270	136	13(12)	19	6	0.58	-1 351	4.5	14.500	183 541	1 087	4 025
	270	136	10(9.2)	17.5	7.5	0.90	-1 276	5.625	11.875	109 946	1 189	3 086
	280	142	16(14.75)	22	6	0.49	-1 560	4.5	17.500	315 987	1 202	5 296
	280	142	13(12)	20.5	7.5	0.71	-1 566	5.625	14.875	218 086	1 341	4 309
	280	142	10(9.2)	17.5	7.5	0.90	-1 192	5.625	11.875	102 681	1 113	3 304
	290	147	16(14.75)	22	6	0.49	-1 454	4.500	17.500	294 484	1 120	5 683
	290	147	13(12)	20.5	7.5	0.71	-1 459	5.625	14.875	203 246	1 249	4 623
	290	147	10.5(9.7)	18.5	8	0.91	-1 244	6.000	12.500	118 434	1 161	3 737
	300	152	16(14.75)	22.5	6.5	0.53	-1 469	4.875	17.625	299 199	1 151	6 084
	300	152	13.5(12.45)	21	7.5	0.69	-1 417	5.625	15.375	211 867	1 202	5 135
	300	152	11(10.15)	19	8	0.87	-1 220	6.000	13.000	126 270	1 122	4 168
	315	162	18(16.9)	25	7	0.48	-1 629	5.250	19.750	419 031	1 236	7 613
	315	162	15(13.8)	23.5	8.5	0.7	-1 635	6.375	17.125	297 519	1 380	6 209
	315	162	12(11.05)	21	9	0.9	-1 368	6.750	14.250	169 652	1 283	4 972
	330	167	17(15.65)	24	7	0.53	-1 469	5.250	18.750	378 013	1 108	8 451
	330	167	15(13.8)	23.5	8.5	0.70	-1 473	6.375	17.125	272 522	1 259	6 893
	330	167	12(11.05)	21	9	0.90	-1 234	6.000	15.000	153 045	1 150	5 519
	340	172	18(16.6)	25	7	0.51	-1 384	5.250	19.750	356 028	1 045	8 962
	340	172	15(13.8)	23.5	8.5	0.70	-1 387	6.375	17.125	256 672	1 186	7 318
	340	172	12(11.05)	21	9	0.90	-1 162	6.750	14.250	144 144	1 083	5 860
	355	182	19(17.5)	27	8	0.54	-1 626	6.000	21.000	516 889	1 275	10 568
	355	182	16.5(15.2)	26	9.5	0.71	-1 576	7.125	18.875	353 672	1 359	8 706
355	182	13(12)	23	10	0.92	-1 239	7.500	15.500	189 116	1 218	6 873	

表 B.1(续)

类别	D/ mm	d/ mm	$t(t')^a/$ mm	$H_0/$ mm	$h_0/$ mm	$(h_0/t)$ $h_0'/t'$	$f=h_0$	$f \approx 0.75 h_0$				Q/ (kg/1 000 片)
							$\sigma_{OM}^b/$ (N/mm <sup>2</sup> )	f/ mm	(H <sub>0</sub> -f)/ mm	F/ N	$\sigma'/$ (N/mm <sup>2</sup> )	
3	370	187	20(18.45)	28	8	0.52	-1 484	6.000	22.000	471 668	1 157	11 595
	370	187	16.5(15.2)	26	9.5	0.71	-1 438	7.125	18.875	322 730	1 233	9 552
	370	187	13(12)	23	10	0.92	-1 180	7.500	15.500	172 570	1 105	7 541
	380	192	20(18.45)	28.5	8.5	0.54	-1 492	6.375	22.125	476 530	1 179	12 232
	380	192	17(15.65)	27	10	0.73	-1 478	7.500	19.500	352 946	1 275	10 376
	380	192	13.5(12.45)	23.5	10	0.89	-1 163	7.500	16.000	182 062	1 077	8 254
	400	202	21(19.35)	29.5	8.5	0.52	-1 416	6.375	23.125	496 432	1 108	14 220
	400	202	18(16.6)	28	10	0.69	-1 416	7.500	20.500	375 905	1 168	12 420
	400	202	14(12.9)	24.5	10.5	0.90	-1 142	7.875	16.625	192 737	1 062	9 480
	420	212	22(20.25)	31	9	0.53	-1 423	6.750	24.250	548 308	1 118	6 412
	420	212	19(17.5)	29.5	10.5	0.69	-1 422	7.875	21.625	420 725	1 204	14 183
	420	212	15(13.8)	26	11	0.88	-1 163	8.250	17.750	224 394	1 076	11 185
	440	222	23(21.1)	32.5	9.5	0.54	-1 431	7.125	25.375	602 805	1 132	18 775
	440	222	20(18.45)	31.5	11.5	0.71	-1 491	8.625	22.875	491 415	1 274	16 416
	440	222	16(14.75)	28	12	0.90	-1 232	9.000	19.000	271 589	1 145	13 124
	450	227	25(23.05)	36	11	0.56	-1 718	8.250	27.750	859 748	1 369	21 455
	450	227	21(19.35)	33	12	0.71	-1 562	9.000	24.000	567 109	1 334	18 011
	450	227	16(14.75)	28	12	0.90	-1 178	9.000	19.000	259 623	1 095	13 729
	480	242	26(23.95)	36	10	0.50	-1 432	7.500	28.500	767 144	1 108	25 373
	480	242	21.5(19.8)	34	12.5	0.72	-1 463	9.375	24.625	557 948	1 256	20 977
480	242	17(15.65)	30	13	0.92	-1 190	9.750	20.250	297 357	1 115	16 580	
500	253	27(24.85)	38	11	0.53	-1 509	8.250	29.750	875 297	1 186	28 497	
500	253	22.5(20.75)	35.5	12.5	0.71	-1 414	9.375	26.125	596 978	1 220	23 794	
500	253	18(16.6)	31.5	13.5	0.90	-1 214	10.125	21.375	337 473	1 100	19 379	

<sup>a</sup> 表中给出的  $t$  是碟簧厚度的公称数值,  $t'$  是第 3 类碟簧的实际厚度。

<sup>b</sup>  $\sigma_{OM}$  是碟簧上表面 OM 点的计算应力。

<sup>c</sup>  $\sigma$  为  $\sigma_{II}$  (位置 II 处的最大计算拉应力) 和  $\sigma_{III}$  (位置 III 处的最大计算拉应力) 中的较大值。

## B.2 材料

材料符合 4.1 的规定。

## B.3 标记

$D \times d \times t \times H_0$ -技术要求

技术要求按以下规定填写: 参照第 5 章, 填写精度等级, 并在精度等级前加字母“C”。



**B.4 示例**

外径为  $\phi 500$  mm, 内径为  $\phi 253$  mm, 厚度为 18 mm, 减薄厚度为 16.6 mm, 自由高度为 31.5 mm 的一级精度碟簧标记为:

$\phi 500 \times \phi 253 \times 18 \times 31.5$ -C1

外径为  $\phi 500$  mm, 内径为  $\phi 253$  mm, 厚度为 18 mm, 减薄厚度为 16.6 mm, 自由高度为 31.5 mm 的二级精度碟簧标记为:

$\phi 500 \times \phi 253 \times 18 \times 31.5$ -C2

## 附录 C

(资料性附录)

## 碟簧的设计计算及应用

## C.1 碟簧尺寸、参数名称、代号及单位

碟簧尺寸、参数名称、代号及单位按表 1 规定。

## C.2 碟簧型式

碟簧型式见图 1。

## C.3 单片碟簧的计算公式

下列公式适用于有支承面和无支承面的碟簧。

为使有支承面碟簧的计算负荷  $F$  (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, 应将支承面碟簧的厚度减薄, 碟簧厚度的减薄按表 C.1 计算。

表 C.1

系 列	A	B	C
$t'/t$	0.94	0.94	0.96

## C.3.1 碟簧负荷

$$F = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4^2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{t} \right) \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right] \quad \text{.....(C.1)}$$

$$F_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{h_0 t^3}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \quad \text{.....(C.2)}$$

其中计算系数

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{[(C-1)/C]^2}{(C+1)/(C-1) - 2/\ln C} \quad \text{.....(C.3)}$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{(C-1)/\ln C - 1}{\ln C} \quad \text{.....(C.4)}$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{C-1}{\ln C} \quad \text{.....(C.5)}$$

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{.....(C.6)}$$

$$K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2}\right)^2 + C_2}} \quad \text{.....(C.7)}$$

$$C_1 = \frac{(t'/t)^2}{[(1/4) \cdot (H_0/t) - t'/t + 3/4] [(5/8) \cdot (H_0/t) - t'/t + 3/8]} \quad \text{.....(C.8)}$$

$$C_2 = \frac{C_1}{(t'/t)^3} \left[ \frac{5}{32} \left( \frac{H_0}{t} - 1 \right)^2 + 1 \right] \quad \text{.....(C.9)}$$

无支承面碟簧,  $K_4=1$ 。对有支承面碟簧,  $K_4$  按 (C.7) 式计算, 并在式 (C.1)、(C.2) 中和下文公式中以  $t'$  代替  $t$ , 以  $h_0' = H_0' - t'$  代替  $h_0$ 。

## C.3.2 计算应力

$$\sigma_{OM} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{t} \cdot \frac{3}{\pi} \quad \text{.....(C.10)}$$

$$\sigma_I = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 K_2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + K_3 \right] \quad \dots\dots\dots (C. 11)$$

$$\sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 K_2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right] \dots\dots\dots (C. 12)$$

$$\sigma_{III} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{C} \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 (K_2 - 2K_3) \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right] \quad \dots (C. 13)$$

$$\sigma_{IV} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{C} \cdot \frac{f}{t} \left[ K_4 (K_2 - 2K_3) \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + K_3 \right] \quad \dots\dots (C. 14)$$

注：计算应力为正值时是拉应力，负值为压应力。

C. 3.3 碟簧刚度

$$F' = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \left\{ K_4^2 \left[ \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \right] \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left( \frac{f}{t} \right)^2 \right\} + 1 \quad \dots\dots (C. 15)$$

C. 3.4 碟簧变形能

$$U = \int_0^f F \cdot df = \frac{2E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^5}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \left( \frac{f}{t} \right)^2 \left[ K_4^2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right)^2 + 1 \right] \quad \dots\dots\dots (C. 16)$$

注 1：锐角矩形截面的碟簧，采用(C.1)式计算碟簧负荷时，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 III 处的杠杆臂的缩短而造成的实际碟簧负荷的增大。

注 2：  $D/t > 40$  的超薄碟簧，按(C.1)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。

C. 3.5 单片碟簧的特性线

计算求得的单片碟簧特性线与  $h_0/t$  或  $K_4(h_0'/t')$  的比值有关，见图 C.1。

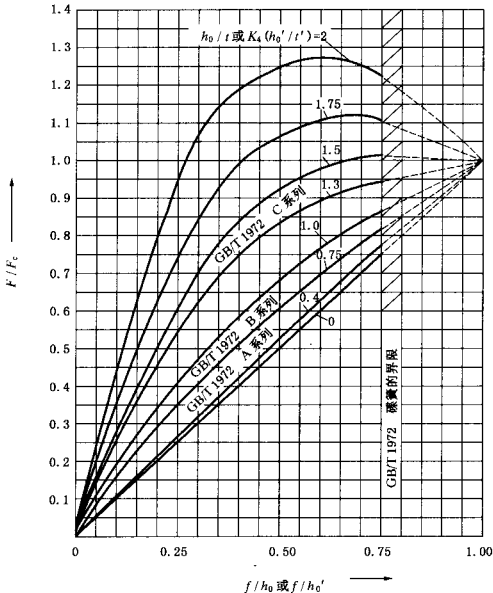


图 C.1 按不同  $h_0/t$  或  $K_4(h_0'/t')$  计算的碟簧特性曲线

当  $f/h_0 > 0.75$  时,由于实际杠杆臂缩短,碟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,见图 C.2。

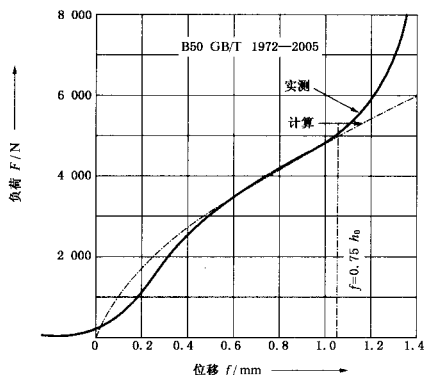


图 C.2 B50 碟簧计算和实测特性曲线

#### C.4 组合碟簧

##### C.4.1 叠合组合碟簧

叠合组合碟簧由  $n$  个同方向同规格的碟簧组成(见图 C.3),在不计摩擦力时

$$F_z = n \cdot F \quad \dots\dots\dots (C.17)$$

$$f_z = f \quad \dots\dots\dots (C.18)$$

$$H_z = H_0 + (n-1) \cdot t \quad \dots\dots\dots (C.19)$$

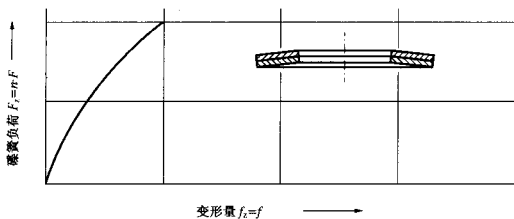


图 C.3 叠合组合碟簧

##### C.4.2 对合组合碟簧

对合组合碟簧由  $i$  个相向同规格的碟簧组成(见图 C.4),在不计摩擦力时

$$F_z = F \quad \dots\dots\dots (C.20)$$

$$f_z = i \cdot f \quad \dots\dots\dots (C.21)$$

$$H_z = i \cdot H_0 \quad \dots\dots\dots (C.22)$$

##### C.4.3 复合组合碟簧

复合组合碟簧由  $i$  组相向同规格的叠合组合碟簧组成(见图 C.5),在不计摩擦力时,

$$F_z = n \cdot F \quad \dots\dots\dots (C.23)$$

$$f_z = i \cdot f \quad \dots\dots\dots (C.24)$$

$$H_z = i \cdot [H_0 + (n-1) \cdot t] \quad \dots\dots\dots (C.25)$$

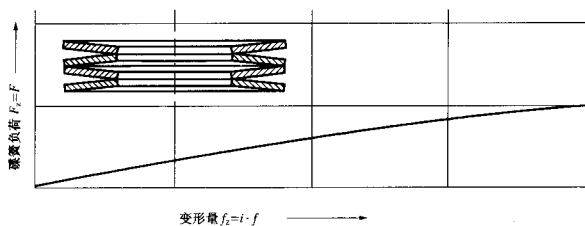


图 C.4 对合组合碟簧

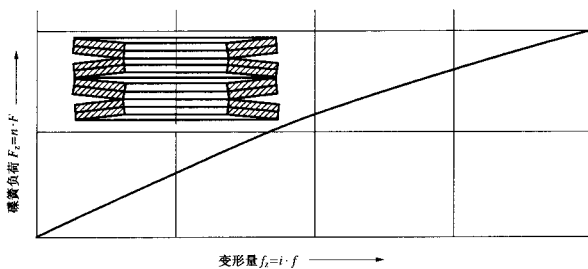


图 C.5 复合组合碟簧

#### C.4.4 其他组合碟簧

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(见图 C.6)或由尺寸相同但各组片数逐渐增加的碟簧组成组合碟簧(见图 C.7)。

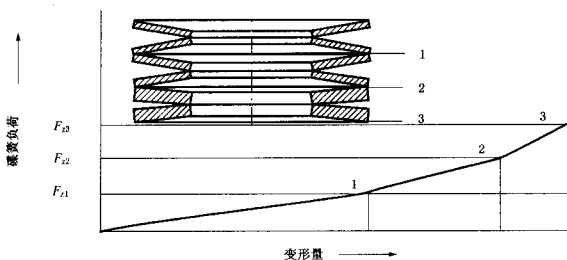


图 C.6 不同厚度的对合组合碟簧

#### C.4.5 摩擦力对特性线的影响

在碟簧应用中,摩擦力对特性线的影响必须考虑。摩擦力与碟簧组合方式、每组叠合片数有关,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。在冲击负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。

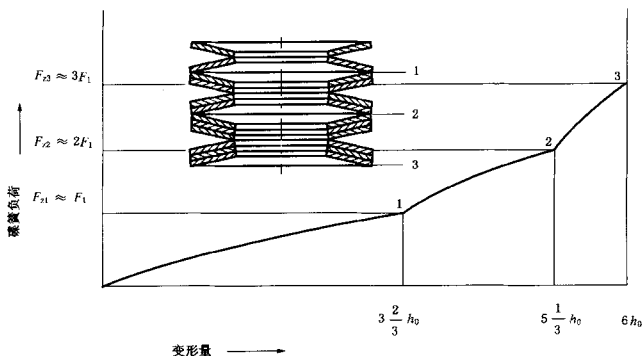


图 C.7 不同叠合片数的复合组合碟簧

C.4.5.1 对合组合碟簧(见图 C.4)

对合组合碟簧的加载特性和卸载特性由 10 片对合组合碟簧考核,高度为  $H_1 - 7.5h_0$ 。时卸载负荷应达到相应加载负荷的最小百分比参见表 C.2 的规定。组合碟簧的要求由供需双方协议规定。

表 C.2

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

C.4.5.2 叠合组合碟簧(见图 C.3)

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

$$F_R = F \cdot \frac{n}{1 \pm f_M(n-1) \pm f_R} \dots\dots\dots (C.26)$$

式中:

$f_M$ ——碟簧锥面间的摩擦系数(见表 C.3);

$f_R$ ——承载边缘处的摩擦系数(见表 C.3)。

上式用于加载时取一号,卸载时取十号。

表 C.3

按 GB/T 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

注:单片碟簧的摩擦,也可用(C.26)式考虑,以  $n=1$  代入即可。

### C.4.5.3 复合组合碟簧

由多组叠合组合碟簧对合组成的复合组合碟簧(见图 C.5),仅考虑叠合表面间的摩擦时,可按下式计算:

$$F_R = F \cdot \frac{n}{1 \pm f_M(n-1)} \quad \dots\dots\dots (C.27)$$

用于加载时取一号,卸载时取十号。

## C.5 负荷分类、许用应力

### C.5.1 负荷分类

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  $F_1$  和工作负荷  $F_2$  之间循环变化,在规定寿命内变化次数大于  $1 \times 10^4$  次。

### C.5.2 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  $\sigma_{OM}$  应接近碟簧材料的屈服极限  $\sigma_s$ ,对于材料为 GB/T 1222 的 60 Si2MnA 或 50CrVA 的钢制碟簧,  $\sigma_s = 1\,400 \sim 1\,600 \text{ N/mm}^2$ 。

### C.5.3 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:

a) 无限寿命 可以承受  $2 \times 10^6$  次或更多加载次数而不破坏。

b) 有限寿命 可以在持久强度范围内承受  $1 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$  次有限的加载变化直至破坏。

对于承受变负荷作用的碟簧,疲劳破坏一般发生在最大拉应力位置 II 或 III 处(见图 1),是 II 点还是 III 点,取决于  $C=D/d$  值和  $h_0/t$  (无支承面)或  $K_A(h_0'/t')$  (有支承面。)图 C.8 为判断最大应力位置(疲劳破坏关键位置)的曲线。

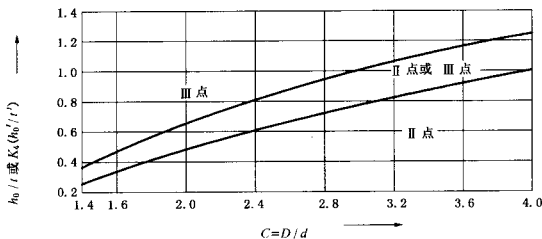


图 C.8 碟簧疲劳破坏关键部位

注:图 C.8 中的过渡区内,疲劳破坏关键部位可能在 II 点或 III 点,因此需同时校验  $\sigma_{II}$  和  $\sigma_{III}$ 。变负荷作用下的碟簧,安装时必须有预压变形量  $f_1$ 。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 的变负荷作用下单片(或对合片数不超过 10 片)碟簧的疲劳极限,根据寿命要求、碟簧厚度、计算的上限应力  $\sigma_{r,max}$  (对应于工作时的最大变形量  $f_2$ ) 和下限应力  $\sigma_{r,min}$  (对应于预压变形量  $f_1$ ),按图 C.9~图 C.11 和图 C.1~图 C.2 查取。厚度超过 14 mm 和组合片数较多的碟簧,其他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。

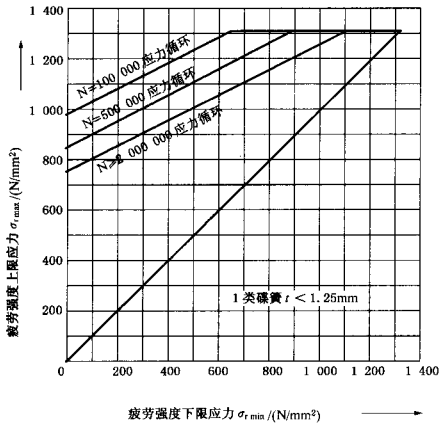


图 C.9  $t < 1.25\text{ mm}$  碟簧的疲劳强度曲线图

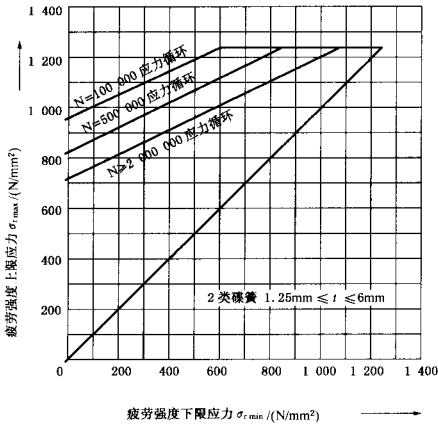
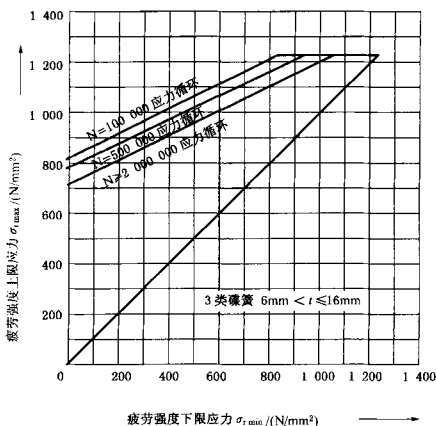


图 C.10  $1.25\text{ mm} \leq t \leq 6\text{ mm}$  碟簧的疲劳强度曲线图



图 C.11  $6\text{ mm} < t \leq 16\text{ mm}$  碟簧的疲劳强度曲线图

## C.6 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,指定负荷时的碟簧工作高度会减少  $\Delta H$ ;发生松弛时,碟簧在指定高度时的负荷会减少  $\Delta F$ 。

## C.7 导向件

C.7.1 碟簧的导向件采用导杆(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 C.4 的数值,碟簧的导向应优先采用内导向。

表 C.4

单位为毫米

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

C.7.2 导向件导向表面的硬度最低不小于 55 HRC,导向件表面粗糙度  $Ra < 3.2\ \mu\text{m}$ 。

## C.8 计算示例

### C.8.1 受静负荷的碟簧

#### C.8.1.1 单片碟簧的计算

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

#### C.8.1.2 组合碟簧计算

例:设计一组合碟簧,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3种,尺寸如表C.5。

表 C.5

碟簧	D/ mm	d/ mm	t/ mm	h <sub>0</sub> / mm	H <sub>0</sub> / mm	f=0.75 h <sub>0</sub>	
						F/ N	f/ mm σ <sub>0</sub> 或 σ <sub>0</sub> / (N/mm <sup>2</sup> )
A40 GB/T 1972	40	20.4	2.25	0.9	3.15	6 540	0.68 σ <sub>0</sub> = 1 340
B40 GB/T 1972	40	20.4	1.5	1.15	2.65	2 620	0.86 σ <sub>0</sub> = 1 130
C40 GB/T 1972	40	20.4	1	1.30	2.30	1 020	0.98 σ <sub>0</sub> = 1 070

由表C.5可见,采用单片碟簧不能满足要求。采用组合碟簧时,可以有两种方案,一为用A系列碟簧对合组合(见图C.4),一为用B系列碟簧复合组合(见图C.5)。

方案一:选用A系列D=40 mm碟簧的对合组合碟簧。由(C.2)式

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

式中: $E=2.06 \times 10^5$  N/mm<sup>2</sup>,  $\mu=0.3$ , 无支承面碟簧  $K_4=1$ , 由(C.3)式,  $C=2$  则  $K_1=0.69$ , 所以

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

$$\frac{F_1}{F_c} = \frac{5\,000}{8\,410} = 0.59$$

由图C.1, A系列的  $h_0/t \approx 0.4$ , 根据  $F_1/F_c = 0.59$  查出  $f/h_0 = 0.57$ , 变形量  $f_1 = 0.57 \times 0.9 = 0.51$  mm, 因此为满足总变形量为10 mm, 所需碟簧片数为:

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

取20片, 则组合碟簧尺寸为:

未受负荷时自由高度:  $H_2 = i \cdot H_0 = 20 \times 3.15 = 63$  mm, 受负荷  $F_1 = 5\,000$  N时的高度:  $H_1 = H_2 - f_{\text{总}} = 63 - 20 \times 0.51 = 52.8$  mm。

方案二: 选用B系列D=40 mm复合组合碟簧。每一叠合组用2片碟簧, 不考虑摩擦力时, 单片碟簧的负荷为:

$$F_1 = \frac{F_2}{n} = \frac{5\,000}{2} = 2\,500 \text{ N}$$

由(C.2)式:

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

$$\frac{F_1}{F_c} = \frac{2\,500}{3\,180} = 0.79$$

由图C.1,  $f_1/h_0 = 0.71$ ,  $f_1 = 0.71 \times 1.15 = 0.82$  mm, 按总变形量为10 mm的要求由(C.24)式所需叠合组数为:

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

取13个叠合组, 则组合碟簧尺寸为:

未受负荷时组合碟簧自由高度为(按C.25式):

$$H_2 = i \cdot [H_0 + (n-1) \cdot t] = 13 \times [2.65 + (2-1) \times 1.5] = 54 \text{ mm}$$

受负荷  $F_{\text{总}} = 5\,000$  N后, 组合碟簧高度为:

$$H_1 = H_2 - i \cdot f_{\text{总}} = 54 - 13 \times 0.82 = 43.34 \text{ mm}$$

考虑摩擦力时, 碟簧负荷应予修正, 按(C.27)式, 由表C.2取  $f_M = 0.015$ , 负荷为5 000 N时, 单片碟簧

的负荷为:

$$F_1 = F_{a1} \cdot \frac{1 - f_M \cdot (n-1)}{n} = 5\,000 \times \frac{1 - 0.015 \times (2-1)}{2} = 2\,462.5 \text{ N}$$

$$\frac{F_1}{F_c} = \frac{2\,462.5}{3\,180} = 0.77, \text{ 由图 C. 1, B 系列 } \frac{h_0}{t} = 0.75, \text{ 则}$$

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

则叠合组数应为:

$$i = \frac{f_{a1}}{f_1} = \frac{10}{0.78} = 12.82$$

仍应取 13 组。负荷为 5 000 N 时的变形量为  $f_{a1} = 13 \times 0.78 = 10.14 \text{ mm}$ , 尺寸同前。可见方案二的组合碟簧高度较小, 单片碟簧的利用也较好。由于采用单数叠合组数, 组合碟簧一端为外圆支承, 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。

碟簧刚度和碟簧变形能分别由(C. 15)、(C. 16)式计算。

碟簧刚度: 由(C. 15)式单片碟簧刚度为:

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

不考虑摩擦力,  $f = 0.78, h_0 = 1.15 \text{ mm}$  时, 刚度为:

$$F' = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^3}{0.69 \times 40^2} \times 1^2 \times \left[ 1^2 \times \left[ \left( \frac{1.15}{1.5} \right)^2 - 3 \times \frac{1.15}{1.5} \times \frac{0.78}{1.5} + \frac{3}{2} \times \left( \frac{0.78}{1.5} \right)^2 \right] + 1 \right] \\ = 2\,211 \text{ N/mm}$$

考虑摩擦力时, 一组叠合组合碟簧  $f_1 = 0.78 \text{ mm}$  时的刚度应为:

$$F_R' = F' \cdot \frac{n}{1 - f_M(n-1)} = 2\,211 \times \frac{2}{1 - 0.015 \times (2-1)} = 4\,489.3 \text{ N/mm}$$

复合组合碟簧变形为  $f_{a1} = i \cdot f_1 = 13 \times 0.78 = 10.14 \text{ mm}$  时的刚度为:

$$F_i' = \frac{F_R'}{i} = \frac{4\,489.3}{13} = 345.33 \text{ N/mm}$$

碟簧变形能: 单片碟簧变形量为  $f_1 = 0.78 \text{ mm}$  时的变形能按(C. 16)式为:

$$U = \frac{2E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^5}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \left( \frac{f}{t} \right)^2 \left[ K_4^2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right)^2 + 1 \right] \\ = \frac{2 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^5}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \left( \frac{0.78}{1.5} \right)^2 \times \left[ 1 \times \left( \frac{1.15}{1.5} - \frac{0.78}{2 \times 1.5} \right)^2 + 1 \right] \\ = 1\,056.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

组合碟簧总变形能为

$$U_i = i \cdot n \cdot U = 13 \times 2 \times 1\,056.8 = 27\,477 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

应力: 受静负荷时, 校验压平时( $f = h_0$ )OM 点的应力, 由(C. 10)式:

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

其绝对值小于材料的屈服极限  $1\,400 \text{ N/mm}^2$ , 故静强度满足要求。

## C. 8.2 受变负荷的碟簧计算

### C. 8.2.1 单片碟簧受变负荷时的校核计算

例 1: 碟簧  $D = 40 \text{ mm}, d = 20.4 \text{ mm}, t = 2.25 \text{ mm}, h_0 = 0.9 \text{ mm}, H_0 = 3.15 \text{ mm}$ , 在  $F_1 = 1\,950 \text{ N}$  和  $F_2 = 4\,000 \text{ N}$  之间循环工作, 试校核其寿命是否在持久寿命范围内。

解: 由(C. 2)式, 并参照上例

$$F_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{h_0 t^3}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^3 \times 0.9}{0.69 \times 40^2} = 8\,408.3 \text{ N}$$

所以  $\frac{F_1}{F_c} = \frac{1\ 950}{8\ 408.3} = 0.23$  和  $\frac{F_2}{F_c} = \frac{4\ 000}{8\ 408.3} = 0.476$

由  $\frac{h_0}{t} = \frac{0.9}{2.25} = 0.4$ , 从图 C.1 查得

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

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

由图 C.8 可查出疲劳破坏关键位置为 II 点。

由式(C.12)计算 II 点应力:

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

由(C.3)式  $K_1 = 0.69$ , 由(C.4)式  $K_2 = 1.21$ , 由(C.5)式  $K_3 = 1.36$ , 无支承面碟簧  $K_4 = 1$ , 则  $f_1 = 0.198\text{ mm}$ 时:

$$\begin{aligned} \sigma_{II} &= -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.198}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.21 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.198}{2 \times 2.25} \right) - 1.36 \right] \\ &= 339.9\text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$f_2 = 0.405\text{ mm}$ 时:

$$\begin{aligned} \sigma_{II} &= -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.405}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.21 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.405}{2 \times 2.25} \right) - 1.36 \right] \\ &= 736.8\text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

因此计算上限应力  $\sigma_{\max} = 736.8\text{ N/mm}^2$

下限应力  $\sigma_{\min} = 339.9\text{ N/mm}^2$

应力幅为  $\sigma_s = 736.8 - 339.9 = 396.9\text{ N/mm}^2$

由图 C.10, 按  $\sigma_{\min} = 339.9\text{ N/mm}^2$  查得  $N \geq 2 \times 10^6$  的  $\sigma_{\max} = 880\text{ N/mm}^2$ , 因此疲劳强度应力幅为

$$\sigma_{ra} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 880 - 339.9 = 540.1\text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{ra} > \sigma_s$ , 此碟簧能持久工作。

例 2: 校核碟簧 A125 GB/T 1972 有支承面的单片碟簧在  $F_1 = 17\ 500\text{ N}$  和  $F_2 = 54\ 000\text{ N}$  之间循环工作时的疲劳寿命。

由(C.2)式

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

其中,  $K_1, K_4$  按(C.3)~(C.9)式计算:

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{[(C-1)/C]^2}{(C+1)/(C-1) - 2/\ln C}$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{125}{64} = 1.95$$

$\therefore K_1 = 0.68$

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

由(C.8)式:

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

由标准查得  $t' = 7.5$ ,  $t = 8$ ,  $H_0 = 10.6$  代入上式得

$$C_1 = 23.77$$

由(C.9)式

$$C_2 = \frac{C_1}{(t'/t)} \left( \frac{5}{32} \left( \frac{H_0}{t} - 1 \right) + 1 \right) = 26.6$$

所以  $K_4 = \sqrt{-\frac{23.65}{2} + \sqrt{\left(\frac{23.65}{2}\right)^2 + 27.8}} = 1.035$ , 有支承面碟簧应以  $t' = 7.5 \text{ mm}$  和  $h_0' = H_0 - t' = 10.6 - 7.5 = 3.1 \text{ mm}$  代入, 则:

$$F_c = \frac{4 \times 2.06 \times 10^3}{1 - 0.3^2} \times \frac{3.1 \times 7.5^3}{0.68 \times 125^2} \times 1.035^2 = 119\,394 \text{ N}$$

$$\frac{F_1}{F_c} = \frac{17\,500}{119\,394} = 0.147$$

$$\frac{F_2}{F_c} = \frac{54\,000}{119\,394} = 0.452$$

由图 C.1, 按  $K_4 \cdot \frac{h_0'}{t'} = 1.035 \times \frac{3.1}{7.5} = 0.428$  查出

$$\frac{f_1}{h_0'} = 0.12, \quad \frac{f_2}{h_0'} = 0.38$$

所以  $f_1 = 0.12 \times 3.1 = 0.372 \text{ mm}$

$$f_2 = 0.38 \times 3.1 = 1.178 \text{ mm}$$

由图 C.8,  $C \approx 2$ ,  $K_4 \cdot \frac{h_0'}{t'} = 0.428$  查出疲劳破坏关键部位在 II 点或 III 点, 计算 II 点应力。由 (C.12) 式,

并由 (C.4), (C.5) 式得  $K_2 = 1.21$ ,  $K_3 = 1.36$ ,  $f_1 = 0.372 \text{ mm}$  时

$$\begin{aligned} \sigma_{II} = & -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{7.5^2}{0.68 \times 125^2} \times 1.035 \times \frac{0.372}{7.5} \times \\ & \left( 1.035 \times 1.21 \times \left( \frac{3.1}{7.5} - \frac{0.372}{2 \times 7.5} \right) - 1.36 \right) = 216.9 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$f_2 = 1.178 \text{ mm}$  时:

$$\begin{aligned} \sigma_{II} = & -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1 - 0.3^2} \times \frac{7.5^2}{0.68 \times 125^2} \times 1.035 \times \frac{1.178}{7.5} \times \\ & \left( 1.035 \times 1.21 \times \left( \frac{3.1}{7.5} - \frac{1.178}{2 \times 7.5} \right) - 1.36 \right) = 735.8 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

计算应力幅:  $\sigma_{a,II} = 735.8 - 216.9 = 518.9 \text{ N/mm}^2$

由 (C.13) 式计算 III 点应力得,  $f_1 = 0.372 \text{ mm}$  时,  $\sigma_{III} = 261 \text{ N/mm}^2$ ,

$$f_2 = 1.178 \text{ mm} \text{ 时, } \sigma_{III} = 791 \text{ N/mm}^2.$$

计算应力幅:  $\sigma_{a,III} = 791 - 261 = 530 \text{ N/mm}^2$

可见 III 点的应力幅较大, 应校核 III 点疲劳强度。

碟簧的计算上限应力:  $\sigma_{r,max} = 791 \text{ N/mm}^2$

下限应力:  $\sigma_{r,min} = 261 \text{ N/mm}^2$

应力幅:  $\sigma_a = \sigma_{r,max} - \sigma_{r,min} = 791 - 261 = 530 \text{ N/mm}^2$

由图 C.11, 下限应力  $\sigma_{r,min} = 261 \text{ N/mm}^2$ , 寿命  $N = 2 \times 10^6$  次时疲劳强度上限应力为  $\sigma_{r,max} = 805 \text{ N/mm}^2$ , 疲劳强度应力幅  $\sigma_a = 805 - 261 = 544 \text{ N/mm}^2 > \sigma_a = 530 \text{ N/mm}^2$ , 可见碟簧的工作寿命大约为  $N = 2 \times 10^6$ 。

### C.8.2.2 对组合碟簧受变负荷的校核计算

例 3: 有一个由 20 片碟簧 A40 GB/T 1972 对组合碟簧, 受预加负荷  $F = 1\,500 \text{ N}$ , 工作负荷为  $F = 5\,000 \text{ N}$ , 循环加载, 试验算此组合碟簧的疲劳强度。

由 (C.2) 式:

$$F_c = \frac{4 \times 2.06 \times 10^3}{1 - 0.3^2} \times \frac{0.9 \times 2.25^3}{0.69 \times 40^2} \times 1 = 8\,408.3 \text{ N}$$

因此:

$$\frac{F_1}{F_c} = \frac{1\,500}{8\,408.3} = 0.18, \quad \frac{F_2}{F_c} = \frac{5\,000}{8\,408.3} = 0.59$$

从图 C.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 C.8, 按  $h_0/t \approx 0.4, C=2$  可得疲劳破坏关键部位为 II 点, 按 (C.12) 式计算 II 点应力, 以  $K_1 = 0.69, K_2 = 1.22, K_3 = 1.38, K_4 = 1$  代入

$f_1 = 0.14 \text{ mm}$  时:

$$\sigma_{II} = -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.14}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.22 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.14}{2 \times 2.25} \right) - 1.38 \right]$$

$$= 240 \text{ N/mm}^2$$

$f_2 = 0.51 \text{ mm}$  时:

$$\sigma_{II} = -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.51}{2.25} \times \left[ 1 \times 1.22 \times \left( \frac{0.9}{2.25} - \frac{0.51}{2 \times 2.25} \right) - 1.38 \right]$$

$$= 937 \text{ N/mm}^2$$

碟簧的计算应力幅为:

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

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

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

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

a) 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 C.10 可查出  $N = 2 \times 10^6$  时, 下限应力为  $500 \text{ N/mm}^2$ 。此时预加碟簧变形近似为

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

由图 C.1 按  $f_1/h_0 = 0.29/0.9 = 0.32$  查出

$$\frac{F_1}{F_c} = 0.35, \quad F_1 = 0.35 \times 8\,408.3 = 2\,942.9 \text{ N}$$

此时, 计算应力幅为:  $\sigma_s = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 937 - 500 = 437 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{ra} = 600 \text{ N/mm}^2$

即预加负荷  $F_1$  为  $2\,942.9 \text{ N}$ , 可满足工作负荷  $F_2 = 5\,000 \text{ N}$  的变负荷下, 达到  $N = 2 \times 10^6$  疲劳寿命要求。

b) 降低工作负荷

如果仍保持预加负荷为  $1\,500 \text{ N}$ , 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 C.10 查出  $\sigma_{r, \min} = 240 \text{ N/mm}^2, N = 2 \times 10^6$  时的  $\sigma_{r, \max} \approx 841 \text{ N/mm}^2$ 。考虑安全系数, 取  $\sigma_{r, \max} = 800 \text{ N/mm}^2$ , 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 C.3 查得  $\frac{F_2}{F_c} = 0.51, F_2 = 0.51 \times 8\,408.3 = 4\,288 \text{ N}$ , 当工作负荷不大于  $4\,288 \text{ N}$  时, 能满足疲劳强度要求。

### C.8.2.3 复合组合碟簧受变负荷的校核计算

例 4: C.8.1.2 例中的方案二, 用碟簧 B40 GB/T 1972 二片叠合, 共 13 组叠合组合碟簧组成的复

合组合碟簧,受变负荷  $F_{s1}=1\ 500\text{ N}$  到  $F_{s2}=5\ 000\text{ N}$  循环作用,试验算此组合碟簧的疲劳强度。

解:不考虑摩擦力时,单片碟簧受力:

$$F_1 = \frac{F_{s1}}{2} = \frac{1\ 500}{2} = 750\text{ N}, F_2 = \frac{F_{s2}}{2} = \frac{5\ 000}{2} = 2\ 500\text{ N}$$

由 C. 8. 1. 2 例,  $F_c=3\ 180\text{ N}$ , 则  $\frac{F_1}{F_c} = \frac{750}{3\ 180} = 0.24$ ,  $\frac{F_2}{F_c} = \frac{2\ 500}{3\ 180} = 0.79$

按图 C. 1 查得  $\frac{f_1}{h_0} \approx 0.17$ , 所以  $f_1 = 0.17 \times 1.15 = 0.2\text{ mm}$

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

由图 C. 8 查出疲劳破坏关键位置为 III 点,按(C. 13)式计算 III 点应力:

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

$$f_2 = 0.82\text{ mm 时: } \sigma_{\text{III}} = 1\ 060\text{ N/mm}^2$$

由计算下限应力为  $\sigma_{\text{min}} = 308\text{ N/mm}^2$ , 计算上限应力  $\sigma_{\text{max}} = 1\ 060\text{ N/mm}^2$ , 计算应力幅  $\sigma_a = 752\text{ N/mm}^2$ , 按图 C. 10 查出疲劳强度大约为  $N = 10^5$  次。

由于复合组合碟簧中叠合组合碟簧组数较多,因此按图 C. 10 查出的数值应考虑安全系数,予以适当降低。

对比 C. 8. 2. 2 和 C. 8. 2. 3, 可以看出采用 A 系列对合组合碟簧的疲劳强度比采用 B 系列复合组合碟簧的疲劳强度高。