ICS 21.160
CCS J 26

中华人民共和国国家标准

GB/T 1972.1—2023

碟形弹簧　第1部分:计算

Disc spring—Part 1:Calculation

(ISO 19690-1:2017,MOD)

2023-05-23 发布　　2023-12-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会　发布

目　　次

前言 …… Ⅲ
引言 …… Ⅳ
1　范围 …… 1
2　规范性引用文件 …… 1
3　术语和定义 …… 1
4　符号、参数名称及单位 …… 1
5　结构型式、分组与尺寸系列 …… 3
5.1　结构型式 …… 3
5.2　碟簧分组 …… 4
5.3　尺寸系列 …… 4
6　单片碟簧计算 …… 4
6.1　概况 …… 4
6.2　检测负荷 …… 4
6.3　计算中的系数 …… 4
6.4　碟簧负荷、计算应力、碟簧刚度和碟簧变形能计算 …… 5
7　弹簧特性 …… 6
7.1　单片碟簧的弹簧特性 …… 6
7.2　组合碟簧的弹簧特性 …… 8
8　负荷分类、许用应力 …… 11
8.1　负荷分类 …… 11
8.2　静负荷时的许用应力 …… 11
8.3　动负荷时的许用应力的范围 …… 11
附录 A（资料性）　计算举例 …… 13
附录 B（资料性）　其他组合碟簧 …… 19
附录 C（资料性）　摩擦力对弹簧特性的影响 …… 20
附录 D（资料性）　碟簧常用材料 …… 22
参考文献 …… 24

前　言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则　第 1 部分:标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 1972《碟形弹簧》的第 1 部分。GB/T 1972 已经发布了以下部分:

——第 1 部分:计算;

——第 2 部分:技术条件。

本文件修改采用 ISO 19690-1:2017《碟形弹簧　第 1 部分:计算》。

本文件与 ISO 19690-1:2017 相比做了下述结构调整:

——本文件 6.3 和 6.4.1 对应 ISO 19690-1:2017 的 6.3;

——本文件 6.4.2 对应 ISO 19690-1:2017 的 6.4;

——本文件 6.4.3 对应 ISO 19690-1:2017 的 6.5;

——本文件 6.4.4 对应 ISO 19690-1:2017 的 6.6;

——本文件 6.4.5 对应 ISO 19690-1:2017 的 6.7;

——本文件 8.1 对应 ISO 19690-1:2017 的 9.1、9.2;

——本文件 8.2、8.3 对应 ISO 19690-1:2017 的第 8 章。

本文件与 ISO 19690-1:2017 的技术性差异及其原因如下:

——用规范性引用的 GB/T 1805 替换了 ISO 26909(见第 3 章),以适应我国技术条件;

——删除了 ISO 16249 的引用(见第 4 章);

——增加了碟簧在压平时的负荷计算公式(9)和公式(11)(见 6.4.2),因为在不采用计算机辅助计算时,会用到压平时的负荷;

——更改了图 3(见 7.1.2),更符合我国实际情况;

——更改了单片碟簧 h_0/t 的数值(见 7.2.1),避免在选择 C 系列碟簧($h_0/t\approx1.30$)时产生歧义;

——更改了静负荷时的许用应力要求,并增加了规范性引用文件 GB/T 1222 的引用(见 8.2)。

本文件做了下列编辑性改动:

——修改了图 1 的图题(见 5.1);

——将规范性引用文件 GB/T 1972.2—2023《碟形弹簧　第 2 部分:技术条件》放到参考文献;

——8.3.2 中增加了关于碟簧疲劳破坏关键位置的三个示例;

——增加了附录 A(资料性)计算举例;

——增加了附录 B(资料性)其他组合碟簧;

——增加了附录 C(资料性)摩擦力对弹簧特性的影响;

——增加了附录 D(资料性)碟簧常用材料。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国弹簧标准化技术委员会(SAC/TC 235)提出并归口。

本文件起草单位:上海核工碟形弹簧制造有限公司、中机研标准技术研究院(北京)有限公司、扬州核威碟形弹簧制造有限公司、扬州弹簧有限公司、廊坊双飞碟簧有限公司、扬州恒力碟形弹簧制造有限公司、扬州兰扬弹簧制造有限公司、扬州中碟弹簧制造有限公司、江苏三众弹性技术股份有限公司、常州自强金具机械有限公司、克恩-里伯斯(太仓)有限公司、西安航光弹模装置有限公司。

本文件主要起草人:沈子建、程鹏、周兴友、徐一鸣、季兵、高岐洲、孙茜、张跃海、郭文刚、刘同胜、陆培根、许植宇、陈坚毅、刘晶波。

引　言

碟形弹簧是一种通用弹性元件，广泛应用在机械、化工、航空、建筑等行业。

GB/T 1972《碟形弹簧》分为两部分。

——第1部分：计算。目的是在规范碟形弹簧结构型式、分组与尺寸系列的基础上，给出一套具有适用范围的碟形弹簧计算方法，为验证和设计碟形弹簧提供理论依据。

——第2部分：技术条件。目的在于规范碟形弹簧的技术条件、试验方法、验收规则。

碟形弹簧　第1部分:计算

1　范围

本文件给出了截面为矩形的单片碟形弹簧和组合碟形弹簧(以下简称“碟簧”)的计算准则和要求。包括相关概念的定义、计算式和疲劳破坏关键位置的校核。

本文件适用于单片碟形弹簧和组合碟形弹簧。

本文件不适用于开槽形碟簧、膜片碟簧和其他结构型式的碟簧。

2　规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 1222　弹簧钢

GB/T 1805　弹簧术语(GB/T 1805—2021,ISO 26909:2009,MOD)

3　术语和定义

GB/T 1805 界定的术语和定义适用于本文件。

4　符号、参数名称及单位

本文件使用的符号、参数名称和单位见表1。

表1　符号、参数名称和单位

符号	参数名称	单位
C_1,C_2,C_3,C_4,k_1,k_2	系数	—
D	外径	mm
D_0	中性径	mm
d	内径	mm
E	材料的弹性模量	MPa
F	单片碟簧的负荷	N
F_c	单片碟簧在压平位置时的计算负荷	N
F_G	组合碟形弹簧(以下简称“组合碟簧”)的负荷	N
F_t	检测负荷(在 H_t 位置时的负荷)	N
$F_1,F_2,F_3,\cdots\cdots$	对应于碟簧高度 $H_1,H_2,H_3,\cdots\cdots$的负荷	N
H_t	检测负荷对应的高度($H_t=H_0-0.75h_0$)	mm

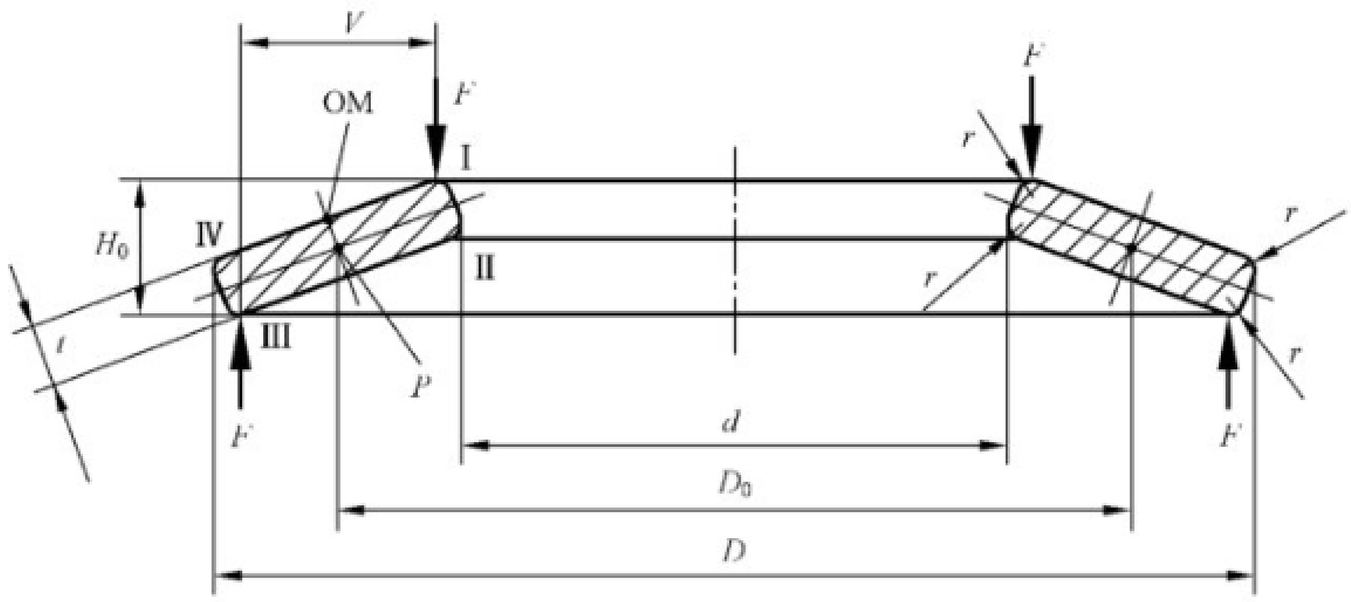
表 1　符号、参数名称和单位（续）

符号	参数名称	单位
H_0	单片碟簧的自由高度	mm
$H_1,H_2,H_3,\cdots\cdots$	与碟簧负荷 $F_1,F_2,F_3,\cdots\cdots$ 对应的高度	mm
h_0	无支承面碟簧压平时变形量的计算值($h_0=H_0-t$)，简称内锥高	mm
$h_{0,f}$	有支承面碟簧压平时变形量的计算值($h_{0,f}=H_0-t_f$)	mm
i	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	—
L_0	组合碟簧的自由高度	mm
N	碟簧失效的循环次数	次
N_R	碟簧要求的循环次数	次
n	叠合组合碟簧的叠合片数	片
OM	碟簧上表面与 P 点中心线垂直的交点	—
P	碟簧横截面理论旋转中心点	—
R	刚度	N/mm
r	边缘倒圆半径	mm
s	单片碟簧的变形量	mm
s_G	不考虑摩擦力时组合碟簧的变形量	mm
s_p	碟簧预压缩变形量	mm
$s_1,s_2,s_3,\cdots\cdots$	对应于碟簧负荷 $F_1,F_2,F_3,\cdots\cdots$ 的变形量	mm
t	厚度	mm
t_f	碟簧减薄后厚度(以下简称“减薄后厚度”)	mm
V	无支承面碟簧杠杆臂长度	mm
V_f	有支承面碟簧杠杆臂长度	mm
W	碟簧变形能	N·mm
α	外径与内径之比，$\alpha=D/d$	—
ΔF	碟簧负荷的减少量	N
Δh_0	内锥高的减少量	mm
ν	材料的泊松比	—
σ_{max}	变负荷作用时计算上限应力	MPa
σ_{min}	变负荷作用时计算下限应力	MPa
σ_{OM}	位置 OM 处的计算应力	MPa
$\sigma_{Ⅰ}$	位置Ⅰ处的计算应力	MPa
$\sigma_{Ⅱ}$	位置Ⅱ处的计算应力	MPa
$\sigma_{Ⅲ}$	位置Ⅲ处的计算应力	MPa
$\sigma_{Ⅳ}$	位置Ⅳ处的计算应力	MPa
注：MPa=N/mm²。		

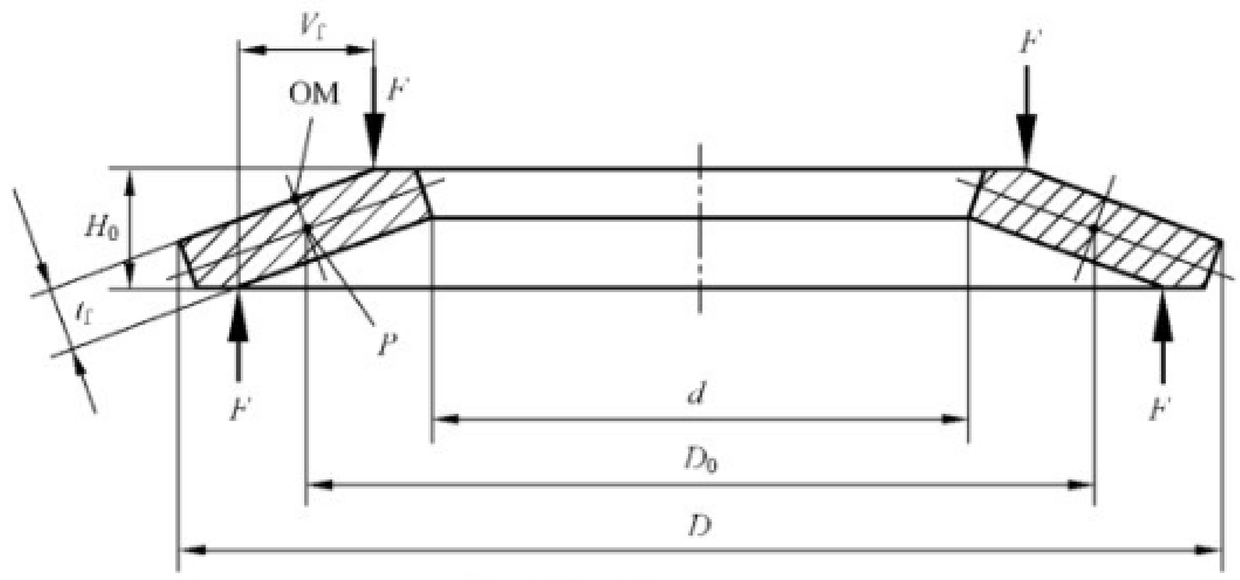
5 结构型式、分组与尺寸系列

5.1 结构型式

图 1 为单片碟簧截面图。碟簧结构型式应按表 2 规定，根据厚度分为无支承面碟簧和有支承面碟簧。



a） 无支承面碟簧



b） 有支承面碟簧

标引符号说明：

D ——外径；

D_0 ——中性径；

d ——内径；

F ——单片碟簧的负荷；

H_0 ——单片碟簧的自由高度；

OM——碟簧上表面与 P 点中心线垂直的交点；

P ——碟簧横截面理论旋转中心点；

r ——边缘倒圆半径；

t ——厚度；

t_f ——减薄后厚度；

V ——无支承面碟簧杠杆臂长度；

V_f ——有支承面碟簧杠杆臂长度；

Ⅰ ——位置Ⅰ；

Ⅱ ——位置Ⅱ；

Ⅲ ——位置Ⅲ；

Ⅳ ——位置Ⅳ。

图 1 单片碟簧截面图

5.2 碟簧分组

碟簧分组应按表 2 规定，根据厚度分为组别 1、组别 2 和组别 3。

表 2 碟簧分组

组别	t mm	型式
1	$0.2 \leqslant t < 1.25$	无支承面
2	$1.25 \leqslant t \leqslant 6.0$	
3	$6.0 < t \leqslant 14.0$	有支承面

5.3 尺寸系列

碟簧尺寸系列应按表 3 规定，根据 h_0/t 和 D/t 的值分为 A、B、C 系列。

表 3 尺寸系列

系列	h_0/t	D/t	t_1/t
A	≈0.40	≈18	≈0.94
B	≈0.75	≈28	≈0.94
C	≈1.30	≈40	≈0.96

6 单片碟簧计算

6.1 概况

式(1)～式(19)适用于 $16 < D/t < 40$、$1.8 < D/d < 2.5$ 的有支承面或无支承面单片碟簧。

6.2 检测负荷

检测负荷 F_t 的计算值为单片碟簧的变形量 $s = 0.75h_0$ 时的负荷，检测负荷 F_t 的实测值是单片碟簧压缩到高度 $H_t = H_0 - 0.75h_0$ 时的负荷。无支承面碟簧厚度为 t，对应的有支承面碟簧的厚度为 t_1，在外径 D、内径 d 和自由高度 H_0 相同时，无支承面碟簧与有支承面碟簧检测负荷 F_t 相等。这是由于有支承面碟簧相对于无支承面碟簧，其杠杆臂缩短，对负荷补偿增大的部分，通过厚度减薄反向补偿。有支承面碟簧负荷-变形图与无支承面碟簧负荷-变形图除相交的点之外，会有所偏离，见 GB/T 1972.2—2023 的 A.3。

6.3 计算中的系数

系数由式(1)～式(7)给出。

$$\alpha = \frac{D}{d} \qquad \cdots\cdots(1)$$

$$C_1=\frac{1}{\pi}\times\frac{\left(\frac{\alpha-1}{\alpha}\right)^2}{\frac{\alpha+1}{\alpha-1}-\frac{2}{\ln\alpha}} \quad\cdots\cdots(2)$$

$$C_2=\frac{1}{\pi}\times\frac{6}{\ln\alpha}\times\left(\frac{\alpha-1}{\ln\alpha}-1\right) \quad\cdots\cdots(3)$$

$$C_3=\frac{3}{\pi}\times\frac{\alpha-1}{\ln\alpha} \quad\cdots\cdots(4)$$

$$C_4=\sqrt{-\frac{k_1}{2}+\sqrt{\left(\frac{k_1}{2}\right)^2+k_2}} \quad\cdots\cdots(5)$$

式中：

$$k_1=\frac{\left(\frac{t_f}{t}\right)^2}{\left(\frac{1}{4}\times\frac{H_0}{t}-\frac{t_f}{t}+\frac{3}{4}\right)\left(\frac{5}{8}\times\frac{H_0}{t}-\frac{t_f}{t}+\frac{3}{8}\right)} \quad\cdots\cdots(6)$$

$$k_2=\frac{k_1}{\left(\frac{t_f}{t}\right)^3}\left[\frac{5}{32}\left(\frac{H_0}{t}-1\right)^2+1\right] \quad\cdots\cdots(7)$$

6.4 碟簧负荷、计算应力、碟簧刚度和碟簧变形能计算

6.4.1 概述

在计算碟簧的负荷、计算应力、刚度和变形能时，应遵循：无支承面碟簧时，$C_4=1$；有支承面碟簧时，C_1 按式(5)计算，同时，式(8)～式(19)用 t_f 替换 t，用 $h_{0,f}$ 替换 h_0。

不同尺寸系列碟簧的减薄后厚度与厚度的比值推荐值见表 3。

6.4.2 碟簧负荷

有支承面碟簧的负荷按式(8)计算。

$$F=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t^4}{C_1\times D^2}\times C_4^{\,2}\times\frac{s}{t}\times\left[C_4^{\,2}\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{t}\right)\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)+1\right] \quad\cdots\cdots(8)$$

有支承面碟簧在压平位置时的计算负荷按式(9)计算。

$$F_c=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{h_0\times t^3}{C_1\times D^2}\times C_4^{\,2} \quad\cdots\cdots(9)$$

无支承面碟簧的负荷按式(10)计算。

$$F=\frac{D-d}{(D-d)-3r}\times\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t^3}{C_1\times D^2}\times s\times\left[\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{t}\right)\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)+1\right] \quad\cdots\cdots(10)$$

无支承面碟簧在压平位置时的计算负荷按式(11)计算。

$$F_c=\frac{D-d}{(D-d)-3r}\times\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{h_0\times t^3}{C_1\times D^2} \quad\cdots\cdots(11)$$

6.4.3 碟簧计算应力

计算应力按式(12)～式(16)计算。计算应力是正值时为拉应力，负值为压应力。

$$\sigma_{OM}=-\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\frac{3}{\pi} \quad\cdots\cdots(12)$$

$$\sigma_{\mathrm{I}}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[-C_4\times C_2\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)-C_3\right]\quad\cdots\cdots(13)$$

$$\sigma_{\mathrm{II}}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[-C_4\times C_2\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)+C_3\right]\quad\cdots\cdots(14)$$

$$\sigma_{\mathrm{III}}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{\alpha\times C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[C_4\times(2C_3-C_2)\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)+C_3\right]\quad\cdots\cdots(15)$$

$$\sigma_{\mathrm{IV}}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{\alpha\times C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[C_4\times(2C_3-C_2)\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)-C_3\right]\quad\cdots\cdots(16)$$

6.4.4 碟簧刚度

有支承面碟簧刚度按式(17)计算。

$$R=\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}s}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t^3}{C_1\times D^2}\times C_4{}^2\times\left\{C_4{}^2\times\left[\left(\frac{h_0}{t}\right)^2-3\frac{h_0}{t}\times\frac{s}{t}+\frac{3}{2}\left(\frac{s}{t}\right)^2\right]+1\right\}\quad\cdots\cdots(17)$$

无支承面碟簧刚度按式(18)计算。

$$R=\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}s}=\frac{D-d}{(D-d)-3r}\times\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t^3}{C_1\times D^2}\times\left[\left(\frac{h_0}{t}\right)^2-3\frac{h_0}{t}\times\frac{s}{t}+\frac{3}{2}\left(\frac{s}{t}\right)^2+1\right]\quad\cdots\cdots(18)$$

6.4.5 碟簧变形能

碟簧变形能按式(19)计算。

$$W=\int_0^s F\times\mathrm{d}s=\frac{2E}{1-\nu^2}\times\frac{t^5}{C_1\times D^2}\times C_4{}^2\times\left(\frac{s}{t}\right)^2\times\left[C_4{}^2\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)^2+1\right]\quad\cdots\cdots(19)$$

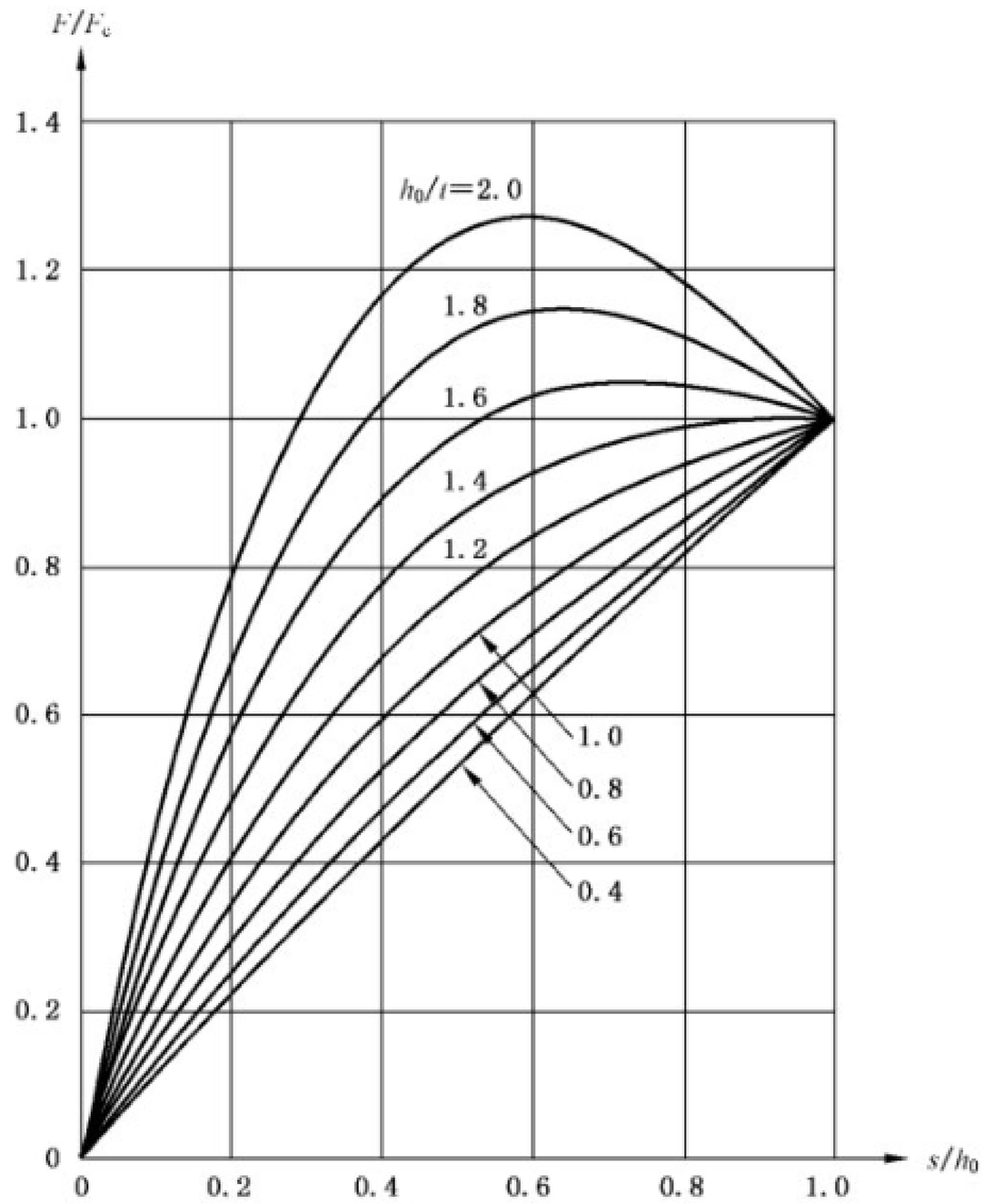
相关示例见附录 A。

7 弹簧特性

7.1 单片碟簧的弹簧特性

7.1.1 负荷-变形图

单片碟簧弹簧特性是非线性特性，它的形状与 h_0/t 的值有关。单片碟簧负荷-变形图与 h_0/t 或 $C_4\times h_{0,\mathrm{f}}/t_{\mathrm{f}}$ 的关系见图 2。



标引符号说明：

F/F_c ——单片碟簧的负荷与单片碟簧在压平位置时的计算负荷的比；

h_0/t ——无支承面碟簧压平时变形量的计算值与厚度的比；

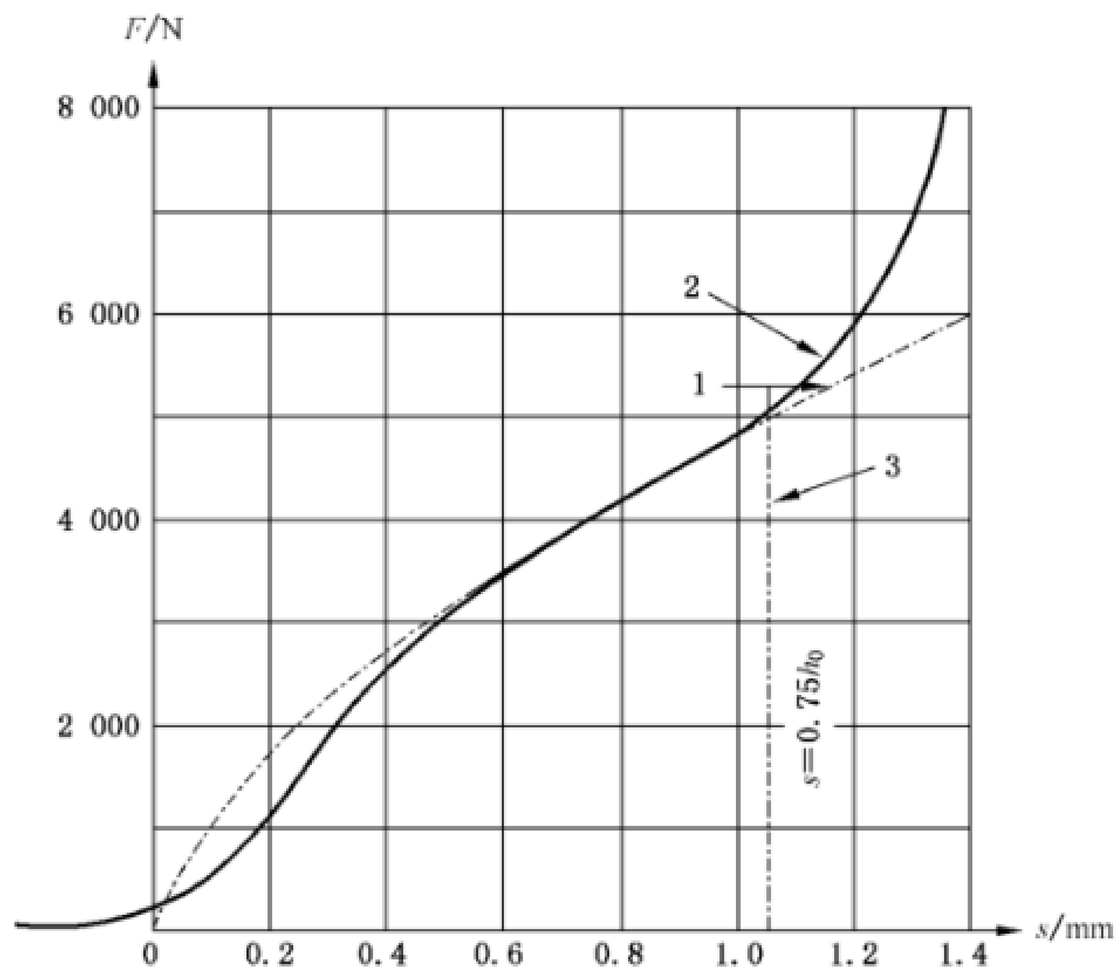
s/h_0 ——单片碟簧的变形量与单片无支承面碟簧压平时变形量的计算值的比。

注：有支承面碟簧，用 $C_4 \times h_{0,f}/t_f$ 代替 h_0/t。

图 2　按不同 h_0/t 计算的碟簧负荷-变形图

7.1.2　碟簧的计算弹簧特性和实测弹簧特性

当 $s/h_0 > 0.75$ 时，由于实际杠杆臂缩短，碟簧的实测值比计算值要大，这部分的实测负荷-变形图与计算负荷-变形图有较大差别，图 3 为外径 50 mm 的Ⅰ级 B 系列碟簧实测和计算负荷-变形图。



标引序号说明：

1 ——计算负荷-变形图；

2 ——实测负荷-变形图；

3 ——$s=0.75h_0$（h_0 为无支承面碟簧压平时变形量的计算值）；

F ——单片碟簧的负荷；

s ——单片碟簧变形量。

图 3　外径 50 mm 的Ⅰ级 B 系列碟簧实测和计算负荷-变形图

7.2　组合碟簧的弹簧特性

7.2.1　概述

组合碟簧不同的组合方式可以获得不同的弹簧特性。组合碟簧应有导向件。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 GB/T 1972.2—2023 中表 B.1 的数值，碟簧的导向优先采用内导向。

组合碟簧分为对合组合碟簧、叠合组合碟簧、复合组合碟簧，其他组合碟簧见附录 B。

不计摩擦力时，对合组合碟簧、叠合组合碟簧和复合组合碟簧用 7.2.2、7.2.3 和 7.2.4 的公式计算；考虑摩擦力对弹簧特性影响的计算方法见附录 C。

对合组合碟簧，当单片碟簧 h_0/t 大于 1.30 时，可能会加重各件碟簧变形不均匀。变形量较大时，可能出现工作状态不稳定现象。

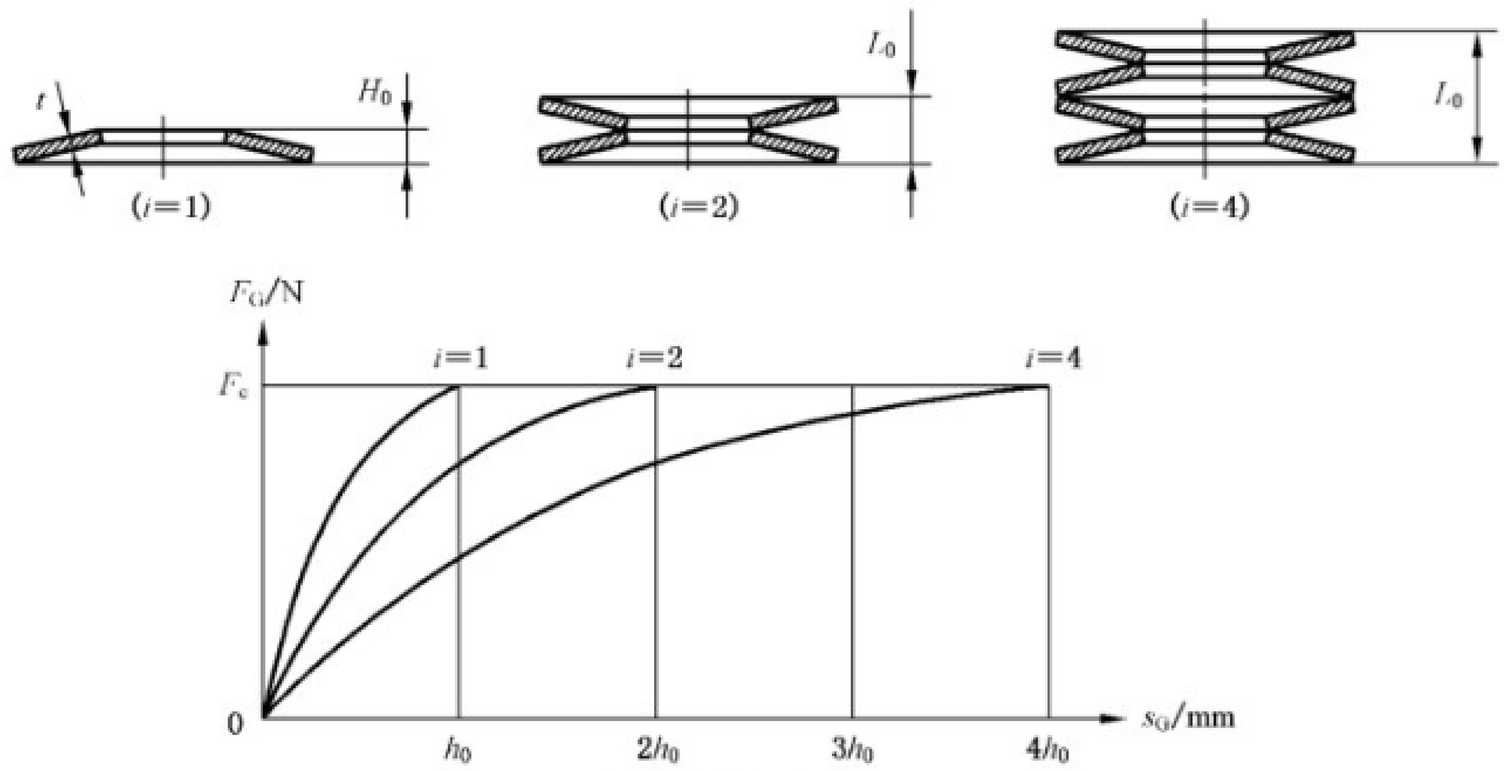
7.2.2　对合组合碟簧

当组合碟簧组合方式为对合组合时，见图 4，组合碟簧变形量与对合片数成正比。不计摩擦力时，对合组合碟簧的负荷、变形量和自由高度按式(20)～式(22)计算。

$$F_G = F \qquad (20)$$

$$s_G = i \times s \qquad (21)$$

$$L_0 = i \times H_0 \qquad (22)$$



标引符号说明：

F_G ——组合碟簧的负荷；

F_c ——单片碟簧在压平位置时的计算负荷；

H_0 ——单片碟簧的自由高度；

h_0 ——无支承面碟簧压平时变形量的计算值；

i ——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；

L_0 ——组合碟簧的自由高度；

s_G ——不考虑摩擦力时组合碟簧的变形量；

t ——厚度。

图 4 对合组合碟簧的负荷-变形图

7.2.3 叠合组合碟簧

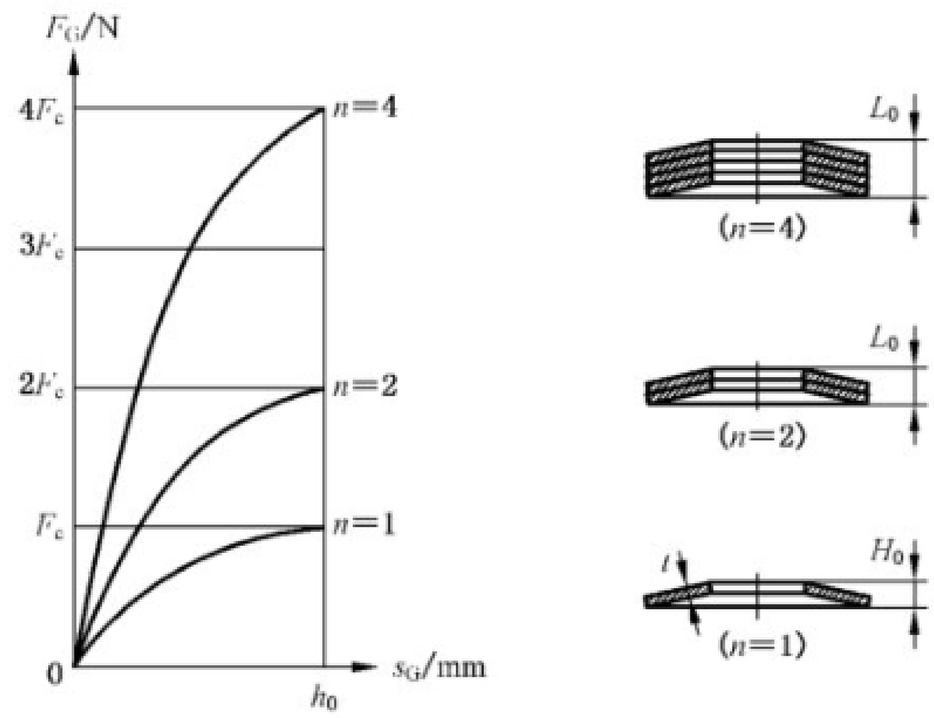
当组合碟簧组合方式为叠合组合时，见图 5，组合碟簧负荷与碟簧叠合片数成正比。不计摩擦力时，叠合组合碟簧的负荷、变形量和自由高度按式(23)～式(25)计算。

$$F_G = n \times F \quad \cdots\cdots (23)$$

$$s_G = s \quad \cdots\cdots (24)$$

$$L_0 = H_0 + (n-1) \times t \quad \cdots\cdots (25)$$

注：有支承面碟簧，用 t_f 代替 t。



标引符号说明：

F_G ——组合碟簧的负荷；

F_c ——单片碟簧在压平位置时的计算负荷；

H_0 ——单片碟簧的自由高度；

h_0 ——无支承面碟簧压平时变形量的计算值；

L_0 ——组合碟簧的自由高度；

n ——叠合组合碟簧的叠合片数；

s_G ——不考虑摩擦力时组合碟簧的变形量；

t ——厚度。

图 5 叠合组合碟簧的负荷-变形图

7.2.4 复合组合碟簧

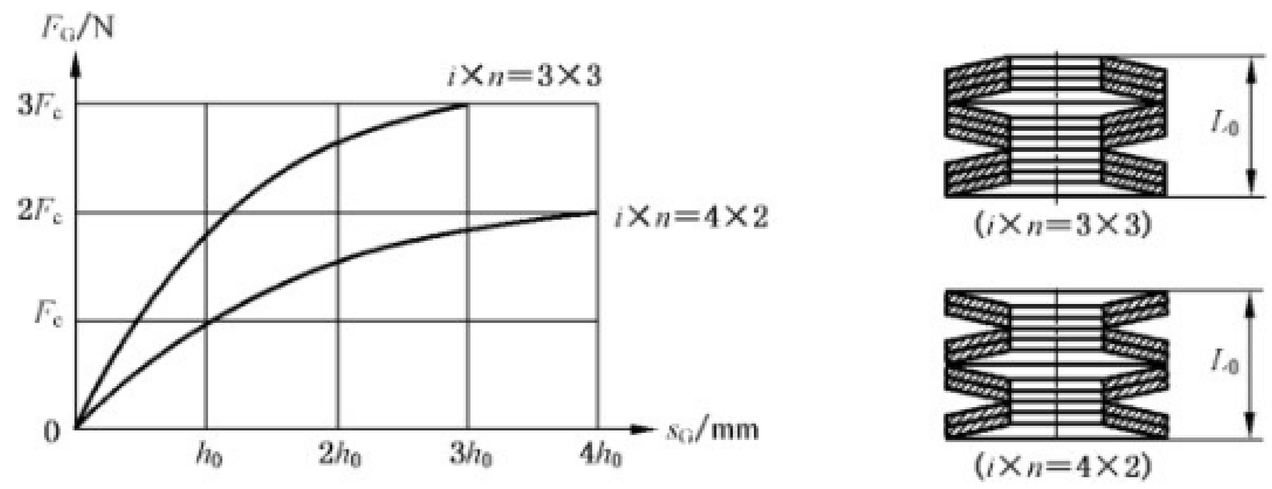
当组合碟簧组合方式为复合组合时，如图 6，不计摩擦力时，复合组合碟簧的负荷、变形量和自由高度按式(26)～式(28)计算。相关示例见附录 A。

$$F_G = n \times F \quad \cdots\cdots (26)$$

$$s_G = i \times s \quad \cdots\cdots (27)$$

$$L_0 = [H_0 + (n-1) \times t] \times i \quad \cdots\cdots (28)$$

注：有支承面碟簧，用 t_f 替换 t。



标引符号说明：

F_G ——组合碟簧的负荷；

F_c ——单片碟簧在压平位置时的计算负荷；

h_0 ——无支承面碟簧压平时变形量的计算值；

i ——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；

n ——叠合组合碟簧的叠合片数；

$i\times n$ ——复合组合碟簧的组合方式：叠合碟簧组数为 i，叠合片数为 n；

L_0 ——组合碟簧的自由高度；

s_G ——不考虑摩擦力时组合碟簧的变形量。

图 6 复合组合碟簧的负荷-变形图

8 负荷分类、许用应力

8.1 负荷分类

负荷分为静负荷和动负荷，具体要求如下。

——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 1×10^4 次。

——动负荷：作用在碟簧上的负荷在预加负荷和工作负荷之间循环变化，在规定寿命内变化次数大于或等于 1×10^4 次。

动负荷作用下碟簧的使用寿命可分为：

——有限疲劳寿命，可以承受 1×10^4～2×10^6 有限的循环次数；

——高疲劳寿命，可以承受大于 2×10^6 或更多循环次数。

8.2 静负荷时的许用应力

由于碟簧在生产制造后，会有残余应力，故按式(12)～式(16)计算的应力为计算应力，不是实际应力。本文件所涉及的应力除特别说明，均为计算应力。

静负荷作用下的碟簧，应通过校验 σ_{OM} 或 σ_{I} 来保证自由高度 H_0 的稳定。对于牌号为 50CrV、51CrMnV、60Si2Mn 的材料，其化学成分应符合 GB/T 1222 的规定，压并时 σ_{OM} 的绝对值小于或接近 1 600 MPa，或 σ_{I} 的绝对值小于或接近 3 000 MPa，如超过此范围由供需双方协商；在 H_t 时，σ_{II} 和 σ_{III} 的计算应力宜不大于 1 600 MPa；满足 σ_{I}、σ_{II} 和 σ_{III}，自然满足 σ_{IV}。其他材料参考相关资料。碟簧常用材料见附录 D。

8.3 动负荷时的许用应力的范围

8.3.1 预变形量和最大工作变形量

为避免在位置Ⅰ处开裂，受动负荷的碟簧在安装时应有预变形量 s_p，s_p 约为 $0.15h_0$～$0.20h_0$，即

$H_1 = H_0 - s_p$。

因变形量大于 $0.75h_0$ 时，实测负荷-变形图将逐渐的偏离计算负荷-变形图，故最大工作变形量 s_2 推荐不大于 $0.75h_0$，即 $H_2 = H_0 - s_2$。

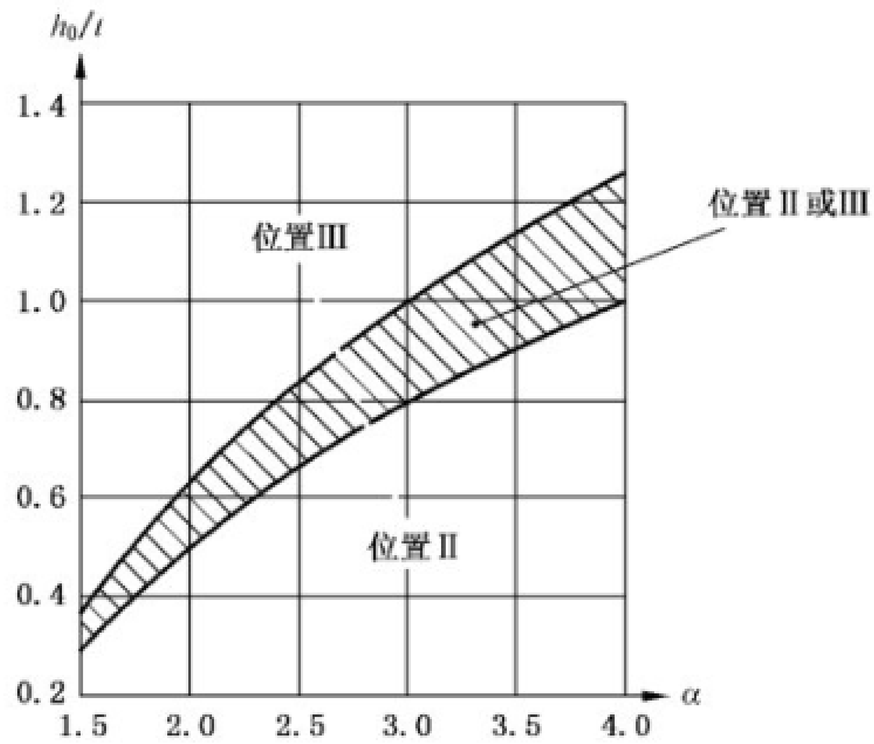
8.3.2 最容易疲劳失效的位置

承受动负荷的碟簧，疲劳破坏一般发生在碟簧下表面的内径处位置Ⅱ或碟簧下表面的外径处位置Ⅲ。是位置Ⅱ还是位置Ⅲ，由 $D/d=\alpha$、h_0/t 和 s/h_0 的值决定，见图 1 和图 7；也可用式(14)和式(15)进行校验，疲劳破坏关键位置是应力较大的位置，同时得到变负荷作用时计算下限应力 σ_{min} 和变负荷作用时计算上限应力 σ_{max}。

图 7 阴影部分区域，疲劳破坏关键位置可能在位置Ⅱ，也可能在位置Ⅲ，因此需要根据 s/h_0 用式(14)和式(15)进行校验，取应力较大的位置。

图 7 所示的情况，对于有支承面碟簧和无支承面碟簧都适用。

疲劳寿命的校核见 GB/T 1972.2—2023 的 6.9.2。



标引符号说明：

h_0/t ——无支承面碟簧压平时变形量的计算值与厚度的比；

α ——外径与内径之比。

注：有支承面碟簧，用 $C_4 \times h_{0,f}/t_f$ 来替换 h_0/t。

图 7 碟簧疲劳破坏关键位置

示例 1：规格为碟簧 A 31.5-Ⅰ GB/T 1972.2，$D=31.5$ mm，$d=16.3$ mm，$t=1.75$ mm，$h_0=2.45-1.75=0.7$ mm，$D/d=\alpha=31.5/16.3\approx1.93$，$h_0/t=0.7/1.75=0.4$，从图 7 判断，位置Ⅱ是疲劳破坏关键位置。

示例 2：规格为碟簧 C 31.5-Ⅱ GB/T 1972.2，$D=31.5$ mm，$d=16.3$ mm，$t=0.80$ mm，$h_0=1.85-0.8=1.05$ mm，$D/d=\alpha=31.5/16.3\approx1.93$，$h_0/t=1.05/0.80\approx1.31$，从图 7 判断，位置Ⅲ是疲劳破坏关键位置。

示例 3：规格为碟簧 A 180-Ⅱ GB/T 1972.2，$D=180$ mm，$d=92$ mm，$t_f=9.4$ mm，$h_{0,f}=14-9.4=4.6$ mm，$s=3$ mm，$D/d=\alpha=180/92\approx1.96$，$C_4\times h_{0,f}/t_f=1.076\times4.6/9.4\approx0.527$，从图 7 不能判断疲劳破坏关键位置。按式(14)和式(15)计算，$\sigma_{Ⅱ}=1\ 153$ MPa，$\sigma_{Ⅲ}=1\ 200$ MPa，$\sigma_{Ⅲ}$ 大于 $\sigma_{Ⅱ}$，位置Ⅲ是疲劳破坏关键位置。

附 录 A
（资料性）
计算举例

A.1 概述

GB/T 1972.2—2023 附录 A 的碟簧（被称为标准件）的计算示例见 A.2.1 和 A.2.2；边缘倒圆无支承面碟簧计算示例见 A.2.3；支承面碟簧计算示例见 A.3。

对合组合碟簧计算示例见 A.2.2 方案一，复合组合碟簧计算示例见 A.2.2 方案二。

受静负荷碟簧的校核是碟簧计算的基础，故所有示例都包含受静负荷碟簧的校核内容。受动负荷碟簧的计算示例见 A.3。

宜采用计算机辅助计算方法，该方法将极大地提高计算效率，且适用于非标准件碟簧的计算，为了在开发计算机辅助计算程序时有供调试、验证的数据，计算示例列举了详细的计算过程。A.2.2、A.2.3 和 A.3 的示例都基于采用计算机辅助计算；A.2.2 的方案一采用手工计算方案。为了减少计算量，在计算时需要查图 2，该方案计算精度较低，且计算范围受图 2 的限制，不推荐采用手工计算方法。

A.2 受静负荷的碟簧

A.2.1 单片标准碟簧的计算

受静负荷的 GB/T 1972.2—2023 附录 A 的碟簧采用 50CrV、51CrMnV 和 60Si2Mn 材料时一般不必校验强度，采用其他材料时需要校验强度。碟簧负荷、变形量、碟簧刚度、碟簧变形能等均可由本文件给出的公式进行计算。

A.2.2 组合碟簧计算

例：设计一组碟簧，承受静负荷为 9 000 N 时的变形量要求约为 4.5 mm～5.0 mm，导杆的最大直径为 25 mm。

解：按导杆直径条件，在 GB/T 1972.2—2023 附录 A 中，选取内径 $d=25.4$ mm 的碟簧 3 种，尺寸如表 A.1 所示。

表 A.1 选取的碟簧参数

碟簧	D mm	d mm	t mm	h_0 mm	H_0 mm	F_t N	H_t mm	$\sigma_{Ⅱ}$ MPa	σ_{OM} MPa
碟簧 A 50-Ⅰ GB/T 1972.2—2023	50	25.4	3	1.1	4.10	11 976	3.27	1 418	−1 659
碟簧 B 50-Ⅰ GB/T 1972.2—2023	50	25.4	2	1.4	3.4	4762	2.35	1 140	−1 408
碟簧 C 50-Ⅰ GB/T 1972.2—2023	50	25.4	1.25	1.6	2.85	1 550	1.65	1 035	−1 006

按表 A.1 所示，采用单片碟簧不能满足要求。采用组合碟簧时，有两种方案，一种为采用碟簧 A 50-Ⅰ GB/T 1972.2—2023 组成对合组合碟簧（见图 4），一种为采用碟簧 B 50-Ⅰ GB/T 1972.2—2023 组成复合组合碟簧（见图 6）。

方案一：选用碟簧 A 50-Ⅰ GB/T 1972.2—2023 对合组合碟簧，由式(9)，

$$F_c=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{h_0t^3}{C_1\times D^2}\times C_4{}^2$$

式中：$E=206\ 000$ MPa，$\nu=0.3$，无支承面碟簧 $C_4=1$，由式(2)，$C_1=0.69$，所以，

$$F_c=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{1.1\times 3^3}{0.69\times 50^2}\times 1^2=15\ 590\ \text{N}$$

$$\frac{F}{F_c}=\frac{9\ 000}{15\ 590}=0.577$$

由图 2，A 系列的 $h_0/t\approx 0.4$，根据 $F/F_c=0.577$ 查出 $s/h_0=0.55$，变形量 $s=h_0\times(s/h_0)=1.1\times 0.55=0.61$ mm。

计算变形量 s 的另一种方法为采用计算机辅助计算，在确定除变形量 s 以外的参数后，重复运算式(10)(边缘倒圆半径 $r=0$)，试探满足单片碟簧受负荷 $F=9\ 000$ N 时对应的变形量 $s\approx 0.61$ mm。

因此为满足总变形量为 5 mm，所需对合碟簧片数为：

$$i=\frac{s_G}{s}=\frac{5}{0.61}=8.19$$

取 $i=8$，则组合碟簧未受负荷时的自由高度 $L_0=i\times H_0=8\times 4.10=32.8$ mm。受负荷 $F=9\ 000$ N 时的变形量 $s_G=i\times s=8\times 0.61=4.88$ mm。

方案二：选用碟簧 B 50-Ⅰ GB/T 1972.2—2023 复合组合碟簧。叠合片数 $n=2$，单片碟簧的负荷为：

$$F=\frac{F_G}{n}=\frac{9\ 000}{2}=4\ 500\ \text{N}$$

采用计算机辅助计算，在确定除变形量 s 外的参数后，重复运算式(10)，试探满足单片碟簧受负荷 $F=4\ 500$ N 时对应的变形量 $s\approx 0.97$ mm。

所需叠合碟簧组数为：

$$i=\frac{s_G}{s}=\frac{5}{0.97}=5.15$$

取 $i=5$，则组合碟簧的自由高度 $L_0=[H_0+(n-1)\times t]\times i=[3.4+(2-1)\times 2]\times 5=27$ mm。受负荷 $F=9\ 000$ N 时的变形量 $s_G=i\times s=5\times 0.97=4.85$ mm。

A.2.3 边缘倒圆无支承面碟簧的计算

例：一无支承面边缘倒圆组合碟簧，叠合片数 n 为 2 片，叠合碟簧组数 i 为 3 组。单片碟簧外径 D 为 90mm，内径 d 为 46 mm，厚度 t 为 5 mm，单片碟簧的自由高度 H_0 为 7 mm，边缘倒圆 r 为 0.5 mm，材质为 60Si2Mn，弹性模量 E 为 206 000 MPa，泊松比 ν 为 0.3；用作静负荷。校验单片碟簧是否满足静负荷的设计要求并计算 F_t、σ_{OM}、$\sigma_{Ⅰ}$、$\sigma_{Ⅱ}$、$\sigma_{Ⅲ}$、$\sigma_{Ⅳ}$、R 和 W；计算组合碟簧的自由高度 L_0，变形量 s_G 为 $0.75ih_0$ 时对应的负荷 F_G。

解：无支承面碟簧压平时变形量的计算值：

$$h_0=H_0-t=7-5=2\ \text{mm}$$

即得单片碟簧的变形量：

$$s=0.75\times h_0=0.75\times 2=1.5\ \text{mm}$$

由式(1)～式(4)计算系数为：

$$\alpha=\frac{D}{d}=\frac{90}{46}\approx 1.957$$

$$C_1=\frac{1}{\pi}\times\frac{\left(\frac{\alpha-1}{\alpha}\right)^2}{\frac{\alpha+1}{\alpha-1}-\frac{\alpha}{\ln\alpha}}=\frac{1}{\pi}\times\frac{\left(\frac{1.957-1}{1.957}\right)^2}{\frac{1.957+1}{1.957-1}-\frac{2}{\ln 1.957}}\approx 0.685\ 3$$

$$C_2=\frac{1}{\pi}\times\frac{6}{\ln\alpha}\times\left(\frac{\alpha-1}{\ln\alpha}-1\right)=\frac{1}{\pi}\times\frac{6}{\ln 1.957}\times\left(\frac{1.957-1}{\ln 1.957}-1\right)\approx 1.210$$

$$C_3=\frac{3}{\pi}\times\frac{\alpha-1}{\ln\alpha}=\frac{3}{\pi}\times\frac{1.957-1}{\ln 1.957}\approx 1.361$$

无支承面碟簧，$C_4=1$。

按式(10)计算边缘倒圆无支承面碟簧的负荷：

$$F=\frac{D-d}{(D-d)-3r}\times\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t^3}{C_1\times D^2}\times s\times\left[\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{t}\right)\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)+1\right]$$

$$=\frac{90-46}{(90-46)-3\times 0.5}\times\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5^3}{0.685\ 3\times 90^2}\times 1.5\times\left[\left(\frac{2}{5}-\frac{1.5}{5}\right)\times\left(\frac{2}{5}-\frac{1.5}{2\times 5}\right)+1\right]$$

$=32\ 456$ N

按式(12)计算应力 σ_{OM}。

校验静负荷时 $s=h_0=2$ mm 。

$$\sigma_{OM}=-\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\frac{3}{\pi}$$

$$=-\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5}{0.685\ 3\times 90^2}\times 1\times 2\times\frac{3}{\pi}$$

$\approx -1\ 558$ MPa

$$\sigma_{I}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[-C_4\times C_2\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)-C_3\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5}{0.685\ 3\times 90^2}\times 1\times 2\times\left[-1\times 1.210\times\left(\frac{2}{5}-\frac{2}{2\times 5}\right)-1.361\right]$$

$\approx -2\ 615$ MPa

$s=0.75h_0=1.5$ mm，按式(14)～式(16)计算应力 σ_{II}、σ_{III} 和 σ_{IV}：

$$\sigma_{II}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[-C_4\times C_2\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)+C_3\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5}{0.685\ 3\times 90^2}\times 1\times 1.5\times\left[-1\times 1.210\times\left(\frac{2}{5}-\frac{1.5}{2\times 5}\right)+1.361\right]$$

$\approx 1\ 295$ MPa

$$\sigma_{III}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{\alpha\times C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[C_4\times(2C_3-C_2)\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)+C_3\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5}{1.957\times 0.685\ 3\times 90^2}\times 1\times 1.5\times\left[1\times(2\times 1.361-1.210)\times\left(\frac{2}{5}-\frac{1.5}{2\times 5}\right)+1.361\right]$$

$\approx 1\ 087$ MPa

$$\sigma_{IV}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t}{\alpha\times C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[C_4\times(2C_3-C_2)\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)-C_3\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5}{1.957\times 0.685\ 3\times 90^2}\times 1\times 1.5\times\left[1\times(2\times 1.361-1.210)\times\left(\frac{2}{5}-\frac{1.5}{2\times 5}\right)-1.361\right]$$

≈ -615 MPa

按式(18)计算单片碟簧刚度：

$$R=\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}s}=\frac{D-d}{(D-d)-3r}\times\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t^3}{C_1\times D^2}\times\left[\left(\frac{h_0}{t}\right)^2-3\frac{h_0}{t}\times\frac{s}{t}+\frac{3}{2}\left(\frac{s}{t}\right)^2+1\right]$$

$$=\frac{90-46}{(90-46)-3\times 0.5}\times\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5^3}{0.685\ 3\times 90^2}\times\left[\left(\frac{2}{5}\right)^2-3\times\frac{2}{5}\times\frac{1.5}{5}+\frac{3}{2}\times\left(\frac{1.5}{5}\right)^2+1\right]$$

$\approx 19\ 738$ N/mm

按式(19)计算单片碟簧变形能：

$$W=\int_0^s F\times \mathrm{d}s=\frac{2E}{1-\nu^2}\times\frac{t^5}{C_1\times D^2}\times C_4{}^2\times\left(\frac{s}{t}\right)^2\times\left[C_4{}^2\times\left(\frac{h_0}{t}-\frac{s}{2t}\right)^2+1\right]$$

$$=\frac{2\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{5^5}{0.685\ 3\times 90^2}\times 1^2\times\left(\frac{1.5}{5}\right)^2\times\left[1^2\times\left(\frac{2}{5}-\frac{1.5}{2\times 5}\right)^2+1\right]$$

$$\approx 24\ 372\ \mathrm{N\cdot mm}$$

按式(26)计算组合碟簧的负荷 F_G：

$$F_G=n\times F=2\times 32\ 456=64\ 912\ \mathrm{N}$$

按式(27)计算组合碟簧的变形量 s_G：

$$s_G=i\times s=3\times 1.5=4.5\ \mathrm{mm}$$

按式(28)计算组合碟簧的自由高度 L_0：

$$L_0=[H_0+(n-1)\times t]\times i$$

$$=[7+(2-1)\times 5]\times 3$$

$$=36\ \mathrm{mm}$$

校验结果：$\sigma_{OM}=-1\ 558$ MPa，其绝对值满足接近 1 600 MPa；$\sigma_{I}=-2\ 615$ MPa，绝对值小于 3 000 MPa。同时 $\sigma_{II}=1\ 295$ MPa，$\sigma_{III}=1\ 087$ MPa，均小于 1 600 MPa。故满足静负荷时的设计要求。

单片碟簧在检测负荷对应的高度 H_1 时，检测负荷 F_1 为 32 456 N；即时刚度为 19 738 N/mm，变形能为 24 372 N·mm。

组合碟簧的自由高度 L_0 为 36 mm；在变形量 S_G 为 4.5 mm 时，对应的负荷 F_G 为 64 912 N。

A.3 动负荷支承面碟簧计算举例

一承受动负荷的支承面碟簧，碟簧外径 D 为 250 mm，内径 d 为 127 mm，厚度 t 为 13 mm，减薄后厚度 t_f 为 12.22 mm，单片碟簧的自由高度 H_0 为 18.6 mm，材质为 50CrV，在 s_p 为 1.68 mm 和 s_2 为 2.24 mm 之间循环。校验静态稳定性；分别计算变形量 s_p 和 s_2 时的应力 σ_{II1}、σ_{II2}，σ_{III1}、σ_{III2}，负荷 F_1、F_2，刚度 R_1、R_2 和变形能 W_1、W_2；分析疲劳破坏关键位置，校验疲劳寿命。

解：无支承面碟簧压平时变形量的计算值和有支承面碟簧压平时变形量的计算值：

$$h_0=H_0-t=18.6-13=5.6\ \mathrm{mm}$$

$$h_{0,f}=H_0-t_f=18.6-12.22=6.38\ \mathrm{mm}$$

即得碟簧的变形量：

$$s=0.75\times h_0=0.75\times 5.6=4.2\ \mathrm{mm}$$

由式(1)～式(7)计算系数为：

$$\alpha=\frac{D}{d}=\frac{250}{127}\approx 1.968$$

$$C_1=\frac{1}{\pi}\times\frac{\left(\frac{\alpha-1}{\alpha}\right)^2}{\frac{\alpha+1}{\alpha-1}-\frac{\alpha}{\ln\alpha}}=\frac{1}{\pi}\times\frac{\left(\frac{1.968-1}{1.968}\right)^2}{\frac{1.968+1}{1.968-1}-\frac{2}{\ln 1.968}}\approx 0.687\ 8$$

$$C_2=\frac{1}{\pi}\times\frac{6}{\ln\alpha}\times\left(\frac{\alpha-1}{\ln\alpha}-1\right)=\frac{1}{\pi}\times\frac{6}{\ln 1.968}\times\left(\frac{1.968-1}{\ln 1.968}-1\right)\approx 1.212$$

$$C_3=\frac{3}{\pi}\times\frac{\alpha-1}{\ln\alpha}=\frac{3}{\pi}\times\frac{1.968-1}{\ln 1.968}\approx 1.366$$

$$k_1=\frac{\left(\frac{t_f}{t}\right)^2}{\left(\frac{1}{4}\times\frac{H_0}{t}-\frac{t_f}{t}+\frac{3}{4}\right)\left(\frac{5}{8}\times\frac{H_0}{t}-\frac{t_f}{t}+\frac{3}{8}\right)}$$

$$=\frac{\left(\frac{12.22}{13}\right)^2}{\left(\frac{1}{4}\times\frac{18.6}{13}-\frac{12.22}{13}+\frac{3}{4}\right)\left(\frac{5}{8}\times\frac{18.6}{13}-\frac{12.22}{13}+\frac{3}{8}\right)}\approx 16.00$$

$$k_2=\frac{k_1}{\left(\frac{t_f}{t}\right)^3}\left[\frac{5}{32}\left(\frac{H_0}{t}-1\right)^2+1\right]=\frac{16.00}{\left(\frac{12.22}{13}\right)^3}\left[\frac{5}{32}\left(\frac{18.6}{13}-1\right)^2+1\right]\approx 19.83$$

$$C_4=\sqrt{-\frac{k_1}{2}+\sqrt{\left(\frac{k_1}{2}\right)^2+k_2}}=\sqrt{-\frac{16.00}{2}+\sqrt{\left(\frac{16.00}{2}\right)^2+19.83}}\approx 1.075$$

将式(8)中的 h_0 替换为 $h_{0,f}$，t 替换为 t_f，计算有支承面碟簧 s 为 4.2 mm 时的负荷：

$$F=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t_f^4}{C_1\times D^2}\times C_4^2\times\frac{s}{t_f}\times\left[C_4^2\times\left(\frac{h_{0,f}}{t_f}-\frac{s}{t_f}\right)\times\left(\frac{h_{0,f}}{t_f}-\frac{s}{2t_f}\right)+1\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{12.22^4}{0.687\ 8\times 250^2}\times 1.075^2\times\frac{4.2}{12.22}\times$$

$$\left[1.075^2\times\left(\frac{6.38}{12.22}-\frac{4.2}{12.22}\right)\times\left(\frac{6.38}{12.22}-\frac{4.2}{2\times 12.22}\right)+1\right]$$

$$\approx 200\ 000\ \text{N}$$

将式(12)中的 h_0 替换为 $h_{0,f}$，t 替换为 t_f，计算有支承面碟簧计算应力 σ_{OM}。

校验静负荷时 $s=h_0=5.6$ mm 。

$$\sigma_{OM}=-\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t_f}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\frac{3}{\pi}$$

$$=-\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{12.22}{0.687\ 8\times 250^2}\times 1.075\times 5.6\times\frac{3}{\pi}$$

$$\approx -1\ 480\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{I}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t_f}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[-C_4\times C_2\times\left(\frac{h_{0,f}}{t_f}-\frac{s}{2t_f}\right)-C_3\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{12.22}{0.687\ 8\times 250^2}\times 1.075\times 5.6\times$$

$$\left[-1.075\times 1.213\times\left(\frac{6.38}{12.22}-\frac{5.6}{2\times 12.22}\right)-1.366\right]$$

$$\approx -2\ 708\ \text{MPa}$$

将式(14)～式(16)中的 h_0 替换为 $h_{0,f}$，t 替换为 t_f，计算 s 为 4.2 mm 时的应力 σ_{II}、σ_{III} 和 σ_{IV}：

$$\sigma_{II}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t_f}{C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[-C_4\times C_2\times\left(\frac{h_{0,f}}{t_f}-\frac{s}{2t_f}\right)+C_3\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{12.22}{0.687\ 8\times 250^2}\times 1.075\times 4.2\times$$

$$\left[-1.075\times 1.213\times\left(\frac{6.38}{12.22}-\frac{4.2}{2\times 12.22}\right)+1.366\right]$$

$$\approx 1\ 056\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{III}=\frac{4E}{1-\nu^2}\times\frac{t_f}{\alpha\times C_1\times D^2}\times C_4\times s\times\left[C_4\times(2C_3-C_2)\times\left(\frac{h_{0,f}}{t_f}-\frac{s}{2t_f}\right)+C_3\right]$$

$$=\frac{4\times 206\ 000}{1-0.3^2}\times\frac{12.22}{1.969\times 0.687\ 8\times 250^2}\times 1.075\times 4.2\times$$

$$\left[1.075\times(2\times 1.366-1.213)\times\left(\frac{6.38}{12.22}-\frac{4.2}{2\times 12.22}\right)+1.366\right]$$

$$\approx 1\ 144\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{Ⅲ}} = \frac{4E}{1-\nu^2} \times \frac{t_f}{\alpha \times C_1 \times D^2} \times C_4 \times s \times \left[C_4 \times (2C_3 - C_2) \times \left(\frac{h_{0,f}}{t_f} - \frac{s}{2t_f}\right) - C_3\right]$$

$$= \frac{4 \times 206\ 000}{1-0.3^2} \times \frac{12.22}{1.969 \times 0.687\ 8 \times 250^2} \times 1.075 \times 4.2 \times$$

$$\left[1.075 \times (2 \times 1.366 - 1.213) \times \left(\frac{6.38}{12.22} - \frac{4.2}{2 \times 12.22}\right) - 1.366\right]$$

$$\approx -469\ \text{MPa}$$

将式(17)中的 h_0 替换为 $h_{0,f}$，t 替换为 t_f，计算 s 为 4.2 mm 时的刚度：

$$R = \frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}s} = \frac{4E}{1-\nu^2} \times \frac{t_f^{\ 3}}{C_1 \times D^2} \times C_4^{\ 2} \times \left\{C_4^{\ 2} \times \left[\left(\frac{h_{0,f}}{t_f}\right)^2 - 3\frac{h_{0,f}}{t_f} \times \frac{s}{t_f} + \frac{3}{2}\left(\frac{s}{t_f}\right)^2\right] + 1\right\}$$

$$= \frac{4 \times 206\ 000}{1-0.3^2} \times \frac{12.22^3}{0.687\ 8 \times 250^2} \times 1.075^2 \times$$

$$\left\{1.075^2 \times \left[\left(\frac{6.38}{12.22}\right)^2 - 3\frac{6.38}{12.22} \times \frac{4.2}{12.22} + \frac{3}{2}\left(\frac{4.2}{12.22}\right)^2\right] + 1\right\}$$

$$\approx 39\ 869\ \text{N/mm}$$

将式(19)中的 h_0 替换为 $h_{0,f}$，t 替换为 t_f，计算 s 为 4.2 mm 时的变形能：

$$W = \int_0^s F \times \mathrm{d}s = \frac{2E}{1-\nu^2} \times \frac{t_f^{\ 5}}{C_1 \times D^2} \times C_4^{\ 2} \times \left(\frac{s}{t_f}\right)^2 \times \left[C_4^{\ 2} \times \left(\frac{h_{0,f}}{t_f} - \frac{s}{2t_f}\right)^2 + 1\right]$$

$$= \frac{2 \times 206\ 000}{1-0.3^2} \times \frac{12.22^5}{0.687\ 8 \times 250^2} \times 1.075^2 \times \left(\frac{4.2}{12.22}\right)^2 \times \left[1.075^2 \times \left(\frac{6.38}{12.22} - \frac{4.2}{2 \times 12.22}\right)^2 + 1\right]$$

$$\approx 447\ 242\ \text{N} \cdot \text{mm}$$

s_p 为 1.68 mm 和 s_2 为 2.24 mm，对应的应力 $\sigma_{\text{Ⅱ}}$、$\sigma_{\text{Ⅲ}}$、负荷 F、刚度 R 和变形能 W 见表 A.2。

表 A.2　应力、负荷、刚度和变形能表

编号	变形量 mm	$\sigma_{\text{Ⅱ}}$ MPa	$\sigma_{\text{Ⅲ}}$ MPa	F N	R N/mm	W N·mm
s_p	1.68	360	497	89 647	48 806	77 560
s_2	2.24	499	651	116 248	46 254	135 277

计算：

$$C_4 \times h_{0,f}/t_f = 1.074\ 92 \times 6.38/12.22 = 0.56$$

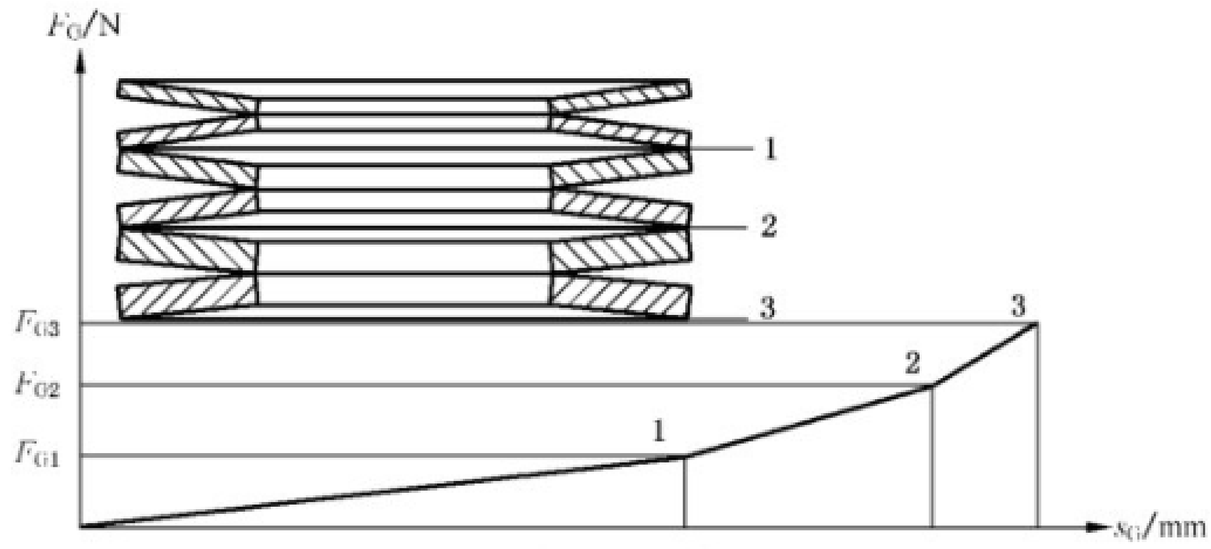
校验结果：结合 $\alpha = 1.968\ 5$，查图 7 可得疲劳破坏关键位置处于阴影部分区域，不能确定疲劳破坏关键位置。通过表 A.2 可得，$\sigma_{\text{Ⅱ}} < \sigma_{\text{Ⅲ}}$，可确定位置Ⅲ是疲劳破坏关键位置，故 $\sigma_{min} = 497$ MPa，$\sigma_{max} = 651$ MPa。用 GB/T 1972.2—2023 图 5 校核厚度 t 为 13 mm 的碟簧疲劳寿命，可得循环次数 N 为 2×10^6。

碟簧 $\sigma_{OM} = -1\ 480$ MPa，绝对值满足小于 1 600 MPa；$\sigma_{\text{Ⅰ}} = -2\ 708$ MPa，绝对值小于 3 000 MPa；同时 $0.75h_0$ 时，$\sigma_{\text{Ⅱ}} = 1\ 056$ MPa，$\sigma_{\text{Ⅲ}} = 1\ 144$ MPa，均小于 1 600 MPa，满足静负荷时的设计要求。检测负荷 F_t 为 200 000 N；刚度为 39 869 N/mm；变形能为 447 242 N·mm。

在 s_p 为 1.68 mm 和 s_2 为 2.24 mm 之间承受动负荷时，位置Ⅲ是疲劳破坏关键位置；在 s_p 处，负荷为 89 647 N，刚度为 48 806 N/mm，变形能为 77 560 N·mm；在 s_2 处，负荷为 116 248 N，刚度为 46 254 N/mm，变形能 135 277 N·mm。

附 录 B
（资料性）
其他组合碟簧

为获得弹簧刚度逐渐增加的弹簧特性，可以由不同厚度的碟簧组成组合碟簧（见图 B.1），或由尺寸相同但各叠合片数逐渐增加的组合碟簧（见图 B.2）实现。



标引序号说明：

1 ——其他组合碟簧 1 以上部分压并时对应负荷-变形图中的拐点 1，组合碟簧的负荷为 F_{G1}；

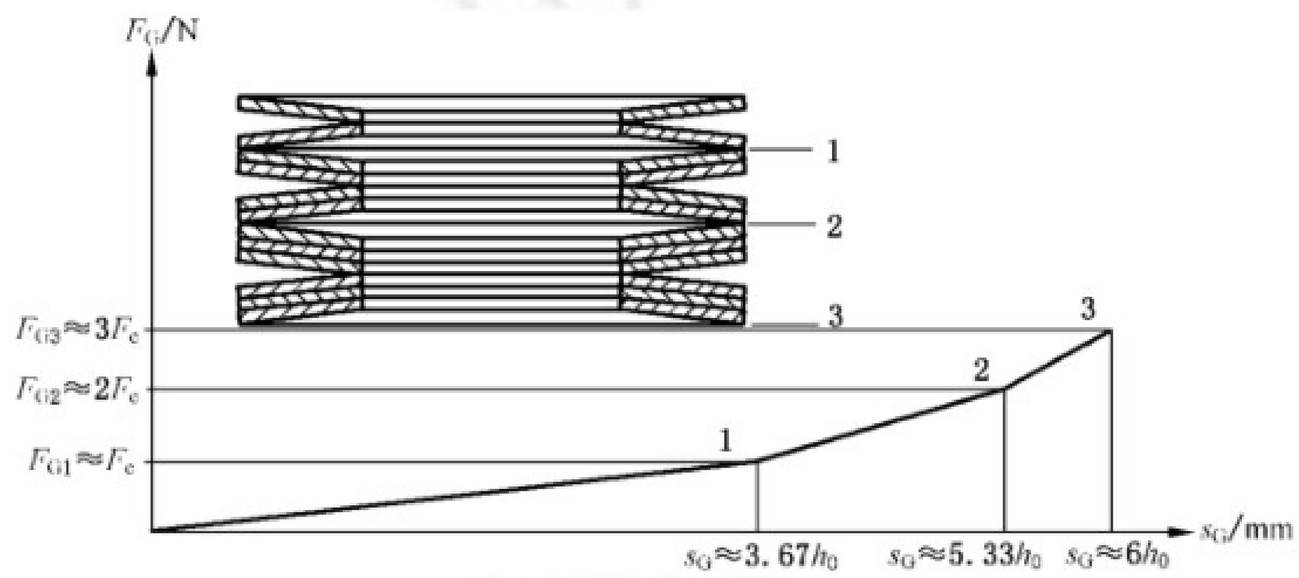
2 ——其他组合碟簧 2 以上部分压并时对应负荷-变形图中的拐点 2，组合碟簧的负荷为 F_{G2}；

3 ——其他组合碟簧 3 以上部分压并时对应负荷-变形图中的拐点 3，组合碟簧的负荷为 F_{G3}；

s_G ——不考虑摩擦力时组合碟簧的变形量；

F_G——组合碟簧的负荷。

图 B.1 不同厚度的对合组合碟簧



标引序号说明：

1 ——其他组合碟簧 1 以上部分压并时对应负荷-变形图中的拐点 1，此时组合碟簧的变形量约为 $3.67h_0$，负荷约为 F_c；

2 ——其他组合碟簧 2 以上部分压并时对应负荷-变形图中的拐点 2，此时组合碟簧的变形量约为 $5.33h_0$，负荷约为 $2F_c$；

3 ——其他组合碟簧 3 以上部分压并时对应负荷-变形图中的拐点 3，此时组合碟簧的变形量约为 $6h_0$，负荷约为 $3F_c$；

s_G ——不考虑摩擦力时组合碟簧的变形量；

F_G——组合碟簧的负荷。

图 B.2 不同叠合片数的复合组合碟簧

附 录 C
（资料性）
摩擦力对弹簧特性的影响

C.1 概况

在碟簧应用中，必要时需要考虑摩擦力对负荷-变形的影响。摩擦力与组合碟簧组合方式、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，叠合组合碟簧比不考虑摩擦力时增加了刚度，对合组合碟簧各片的变形量依次递减。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太多。

C.2 对合组合碟簧的影响

对合组合碟簧（见图 4）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 时卸载负荷应达到相应加载负荷的最小百分比见表 C.1。

表 C.1 对合组合碟簧卸载负荷与加载负荷的比

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

C.3 叠合组合碟簧的影响

叠合组合碟簧（见图 5）摩擦力存在于碟簧接触锥面和支承处，加载时使负荷增大，卸载时则使碟簧负荷减小。考虑摩擦力影响时的组合碟簧负荷，按式（C.1）计算。

$$F_G = F \times \frac{n}{1 \pm f_M(n-1) \pm f_R} \quad \cdots\cdots (C.1)$$

式中：

f_M ——碟簧锥面间的摩擦系数（见表 C.2）；

f_R ——碟簧承载边缘处的摩擦系数（见表 C.2）。

式（C.1）用于加载时取－号，卸载时取＋号。

表 C.2 摩擦系数

系列	f_M	f_R
A	0.005～0.03	0.03～0.05
B	0.003～0.02	0.02～0.04
C	0.002～0.015	0.01～0.03
注：单片碟簧的摩擦，也可用式（C.1）计算，以 $n=1$ 代入即可。		

C.4 复合组合碟簧的影响

复合组合碟簧(见图 6),仅考虑叠合表面间的摩擦时,按式(C.2)计算。

$$F_G = F \times \frac{n}{1 \pm f_M(n-1)} \qquad \cdots\cdots(C.2)$$

式中:

f_M——碟簧锥面间的摩擦系数(见表 C.2)。

式(C.2)用于加载时取－号,卸载时取＋号。

附 录 D
（资料性）
碟簧常用材料

D.1 概况

碟簧材料的选择应综合考虑碟簧工作环境，如温度、介质、磁场。

碟簧在高温时，蠕变比较严重，推荐选用耐高温材料；低温时，应避免采用具有低温脆性的材料。

碟簧工作于腐蚀介质，如大气、海洋、酸、碱、氧化，当表面处理防腐不能满足防腐要求时，应选用对应的耐腐蚀材料。如防腐不当，将发生应力腐蚀，导致碟簧断裂。点蚀是碟簧应力腐蚀的一种常见形式。

D.2 碟簧常用材料牌号

碟簧常用材料牌号见表 D.1。

表 D.1 碟簧常用材料牌号

序号	材料牌号	执行文件
1	50CrV	GB/T 1222 YB/T 5058 GB/T 3279
2	51CrMnV	GB/T 1222
3	60Si2Mn	GB/T 1222 YB/T 5058 GB/T 3279 YB/T 5063
4	07Cr17Ni7Al	YB/T 5310
5	12Cr17Ni7	

D.3 碟簧常用材料的常温性能

碟簧常用材料常温时泊松比和弹性模量见表 D.2。

表 D.2 碟簧常用材料常温时泊松比和弹性模量

序号	常用材料牌号	泊松比	弹性模量 MPa
1	60Si2Mn	0.3	206 000
2	50CrV	0.3	206 000
3	51CrMnV	0.3	206 000
4	07Cr17Ni7Al	0.3	195 000
5	12Cr17Ni7	0.3	190 000

D.4 50CrV、51CrMnV 和 60Si2Mn 材料抗拉强度-洛氏硬度转换关系

经淬火回火处理后的 50CrV、51CrMnV 或 60Si2Mn 碟簧材料，抗拉强度与洛氏硬度的转换关系见 GB/T 23934—2015 的附录 B，按以下方式获得：

1） 采用抗拉强度与洛氏硬度的关系的模拟曲线的方程式计算，具体方程式为：

$$y=(-7.16\times10^{-6})x^{2}+0.042x-0.056 \qquad \cdots\cdots(D.1)$$

式中：

y ——洛氏硬度，单位为 HRC；

x ——抗拉强度，单位为兆帕(MPa)。

2） 直接查表获得，见表 D.3。

表 D.3 抗拉强度与洛氏硬度转换表

抗拉强度 R_m MPa	洛氏硬度 HRC	抗拉强度 R_m MPa	洛氏硬度 HRC
1 280	42.0	1 540	47.6
1 300	42.4	1 560	48.0
1 320	42.9	1 580	48.4
1 340	43.4	1 600	48.8
1 360	43.8	1 620	49.2
1 380	44.3	1 640	49.6
1 400	44.7	1 660	49.9
1 420	45.1	1 680	50.3
1 440	45.6	1 700	50.7
1 460	46.0	1 720	51.0
1 480	46.4	1 740	51.3
1 500	46.8	1 760	51.7
1 520	47.2	1 780	52.0

3） 曲线见图 D.1。

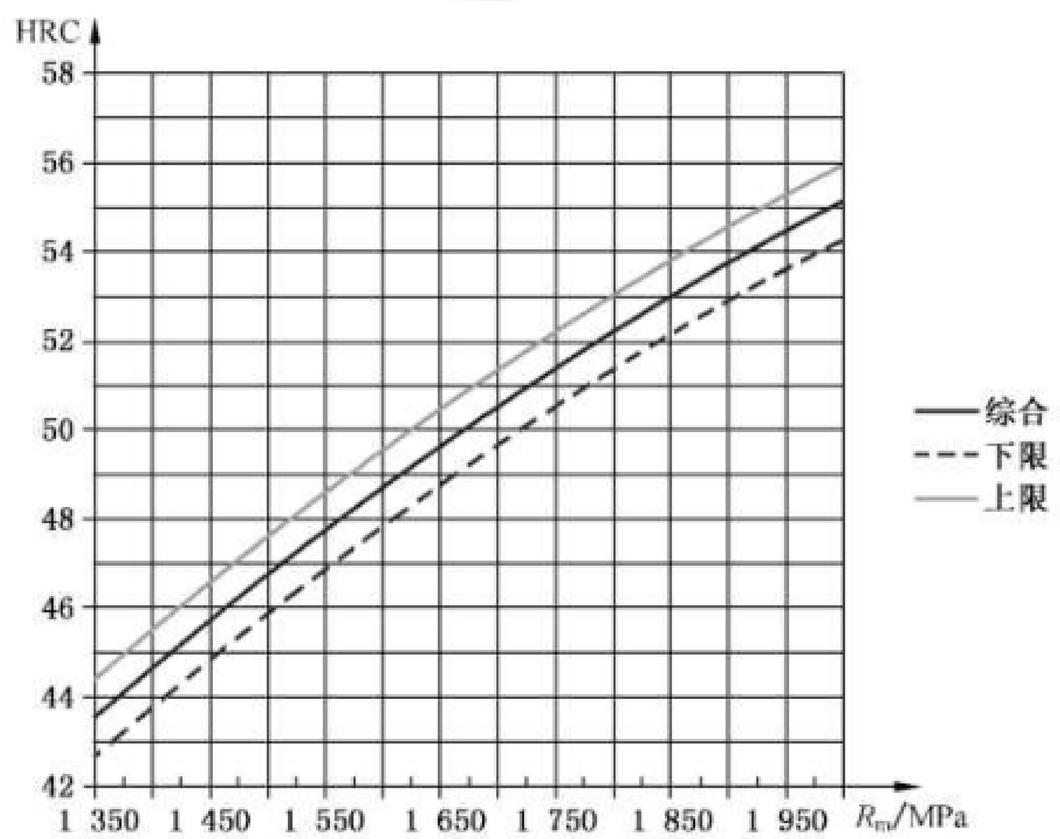


图 D.1 抗拉强度-洛氏硬度对应关系

参 考 文 献

[1] GB/T 1972.2—2023 碟形弹簧 第2部分:技术条件
[2] GB/T 3279 弹簧钢热轧钢板
[3] GB/T 23934—2015 热卷圆柱螺旋压缩弹簧 技术条件
[4] YB/T 5058 弹簧钢、工具钢冷轧钢带
[5] YB/T 5063 热处理弹簧钢带
[6] YB/T 5310 弹簧用不锈钢冷轧钢带