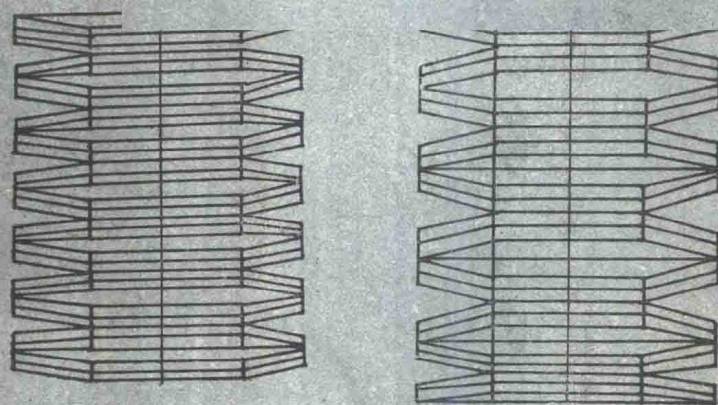


碟形弹簧的计算设计与制造

陆文遂 编著



复旦大学出版社

碟形弹簧的计算、设计与制造

陆文遂 编著

复 旦 大 学 出 版 社

内 容 提 要

本书的主要内容为：碟形弹簧的分类、结构、应力计算、强度计算、设计和制造，并有较多的设计和计算实例。附录收进了我国和世界上若干国家的碟簧标准。本书可供广大工程技术人员和有关院校师生阅读和参考。

碟形弹簧的计算设计与制造

陆文遂 编著

复旦大学出版社出版

(上海国权路 579 号)

新华书店上海发行所发行 江苏海门第四印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 6.875 插页 0 字数 154千

1990年 10 月第 1 版 1990年 10 月第 1 次印刷

印数 1—4900

ISBN7-309-00428-8/T·18 定价：2.80元

编 者 的 话

碟形弹簧由于具有变刚度特性和安装空间紧凑的优点,近三十年来在航空、航天、冶金、机械等方面获得广泛应用。国外碟形弹簧在很大范围内取代了圆柱螺旋弹簧。国内碟形弹簧推广应用起步较晚。近年来在引进、吸收、消化国外机械产品时,常碰到有关碟形弹簧的设计、计算、制造等方面的问题;我国自行设计的机械产品也越来越多地应用碟形弹簧。目前急需编著一本内容较新、资料齐全的碟形弹簧专门著作供广大工程技术人员、有关专业院校师生参考。编者在综合分析了国内外碟形弹簧的文献和生产厂的制造经验的基础上编写了本书。由于时间匆促,本书难免存在不足之处,敬请广大读者指正。在本书编写过程中得到景德镇陶瓷学院和扬州弹簧总厂的支持和帮助,谨借此机会向他们表示感谢。

1988年7月

目 录

第一章 碟形弹簧概述

第一节	碟形弹簧的结构和类型	(1)
第二节	碟形弹簧的特点	(4)
第三节	碟形弹簧的应用	(5)
第四节	碟簧研究的发展过程	(8)

第二章 碟形弹簧负荷应力计算

第一节	无支承面碟簧负荷计算	(10)
第二节	有支承面碟簧负荷计算	(21)
第三节	无支承面碟簧应力计算	(24)
第四节	有支承面碟簧应力计算	(28)

第三章 碟簧强度

第一节	碟簧静强度	(30)
第二节	碟簧疲劳强度	(30)

第四章 碟形弹簧设计

第一节	标准碟簧选择	(42)
第二节	非标准碟簧设计	(44)
第三节	碟簧柱结构设计中的几个问题	(45)

第五章 碟簧材料和制造方法

第一节	碟簧材料	(50)
第二节	碟簧制造工艺	(52)

第六章 带径向槽碟形弹簧设计

第一节	带径向槽碟簧的载荷计算	(55)
第二节	带径向槽碟簧的应力计算与疲劳强度	(59)
第三节	带径向槽碟簧设计	(62)

第七章 梯形截面碟簧和圆板弹簧

第一节 梯形截面碟簧.....	(65)
第二节 圆板弹簧.....	(67)
第三节 锥状梯形截面碟簧.....	(69)

第八章 专门用途碟簧设计

第一节 耐热碟簧设计.....	(71)
第二节 预紧轴承用碟簧设计.....	(73)
第三节 碟形弹簧保险垫圈.....	(74)

主要参考文献

附 录

附录一、中华人民共和国国家标准碟形弹簧GB1972—80.....	(77)
附录二、联邦德国标准碟形弹簧尺寸和质量标准DIN2093(草案)19768.....	(85)
附录三、苏联标准碟形弹簧ГОСТ3057—54.....	(93)
附录四、日本标准碟形弹簧JISB2706尺寸系列.....	(98)
附录五、联邦德国标准碟形弹簧垫圈DIN6796尺寸系列.....	(100)
附录六、联邦德国CB公司轴承预紧用碟簧尺寸系列.....	(101)
附录七、联邦德国Schnorr公司K型轴承预紧用碟簧尺寸系列.....	(104)

第一章 碟形弹簧概述

第一节 碟形弹簧的结构和类型

碟形弹簧简称碟簧，是用金属带材、板材或锻造坯料冲压而成的截锥形薄片弹簧，它的负荷与变形呈非线性关系。

一、结构和类型

根据截面结构形状的不同，碟簧可分三种类型：

(一) 普通碟形弹簧 (图1—1)

其截面为矩形，在承受轴向负荷 P 后，截面的锥底角减小，碟簧产生轴向压缩变形 f 。一般当碟簧厚度 $\delta \leq 3\text{mm}$ 时，因受负荷较小，支承部分为两个圆；当碟簧厚度 $\delta > 3\text{mm}$ 时，因受负荷较大，在内、外缘加工成支承面，支承面宽度为 b ，取 $b/D \approx 1/50$ ， D 为碟簧外径，承载平面是两个宽度为 b 的环形。

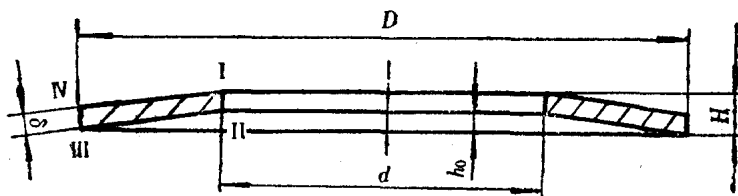


图1—1 无支承面碟簧

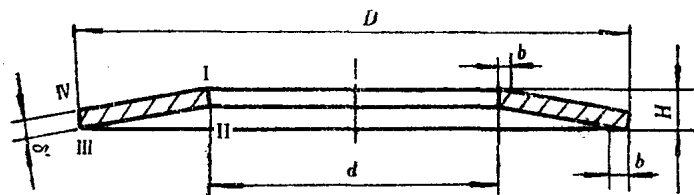


图1—2 有支承面碟簧

(二) 带径向沟槽的碟形弹簧 (图1—3)

在普通碟簧基础上，沿径向开出若干个均匀分布的槽，槽可以由内孔向外圆方向开出，也可以由外圆向内孔方向开出。为减小应力集中，在径向沟槽末端制成圆弧形。

(三) 梯形截面碟形弹簧 (图1—4)

碟簧厚度成线形变化。又分为两种类型：①内缘厚度大于外缘厚度型 (图1—4a)，②内缘厚度小于外缘厚度型 (图1—4b)。

二、碟簧成组型式

由于单片碟形弹簧的变形量和负荷值往往不能满足使用要求，这时可成组使用，组成碟簧组合件（柱）。典型的组合方式为：

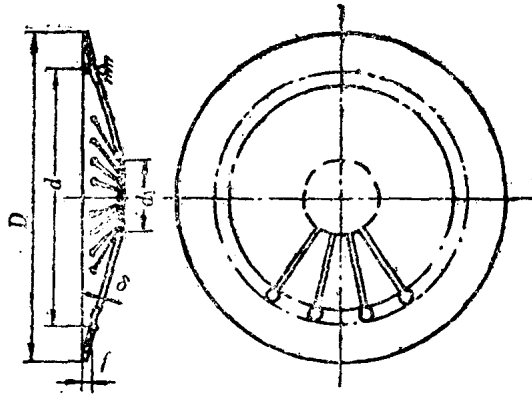


图1—3 带径向槽碟簧

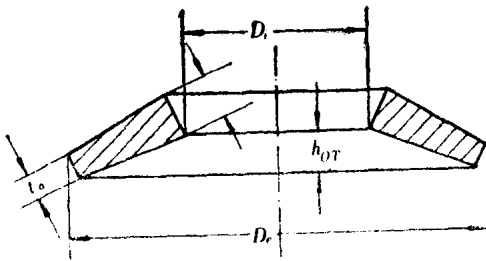


图 (a)



图 (b)

图1—4 梯形截面弹簧

(一) 叠合组合碟簧 (图1—5)

叠合组合件由 n 个同方向同规格的一组碟簧组成, 叠合片数 n 由所要求的负荷值决定。在不计摩擦力时:

$$P_z = np \quad (1-1)$$

$$F_z = F \quad (1-2)$$

$$H_z = H + (n-1)\delta \quad (1-3)$$

式中:

P 为单个碟簧的弹簧负荷,

P_z 为叠合组合碟簧的弹簧负荷,

F 为单个碟簧的变形量,

F_z 为叠合组合碟簧的变形量,

H 为单个碟簧的自由高度,

H_z 为叠合组合碟簧的自由高度。

(二) 对合组合碟簧 (图1—6)

对合组合件由 i 个相向同规格的一组碟簧组成。片数 i 由所要求的总变形量决定。在不计摩擦力时:

$$P_z = P \quad (1-4)$$

$$F_z = iF \quad (1-5)$$

$$H_z = iH \quad (1-6)$$

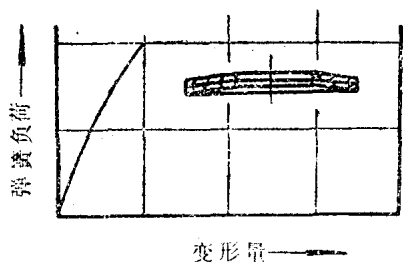


图1—5 叠合组合碟簧

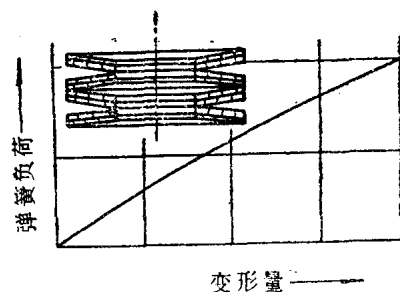


图1—6 对合组合碟簧

(三) 复合组合碟簧 (图1—7)

复合组合件由叠合 (叠合片数 n) 和对合 (对合片数 i) 碟簧复合而成。 n 和 i 值由所要求的负荷值和总变形量决定。在不计摩擦力时:

$$P_z = np \quad (1-7)$$

$$F_z = iF \quad (1-8)$$

$$H_z = i [H + (n-1)\delta] \quad (1-9)$$

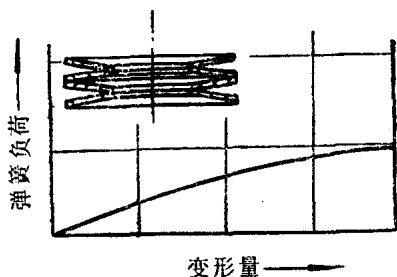


图1—7 复合组合碟簧

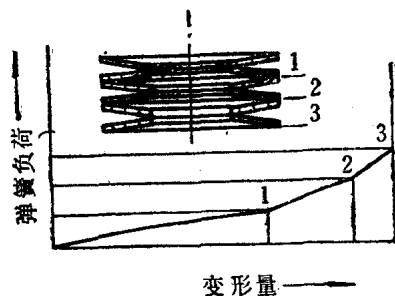


图1—8 厚度不同的碟簧组合

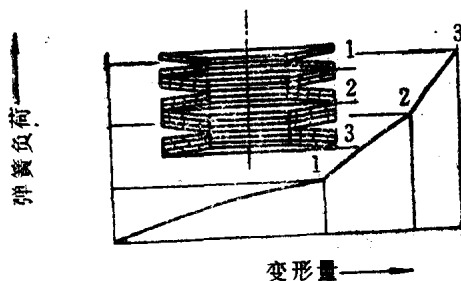


图1—9 同规格碟簧各层叠合片数不同的组合

(四) 其他组合碟簧

为获得特殊的特性曲线, 还可以由内、外径相同但厚度不同的碟簧组成组合碟簧 (图1—8), 或由相同尺寸碟簧各层叠合片数 n_i 逐渐增加的组合形式 (图1—9)。在不计摩擦力时:

$$P_z = n_i p \quad (1-10)$$

$$F_z = \sum F \quad (1-11)$$

$$H_z = \sum [H_i + (n_i - 1)\delta] \quad (1-12)$$

式中:

F_i 为各对合组的变形量

H_i 为各单片碟簧的自由高度

为了防止组合碟簧柱在受载时单片碟簧发生横向位移, 应设置心轴 (图1—10) 或套筒 (图1—11) 定位导向。

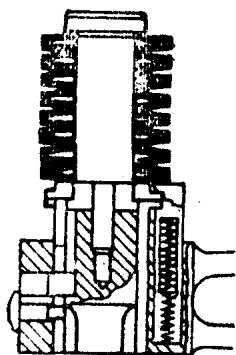


图1—10 导向心轴

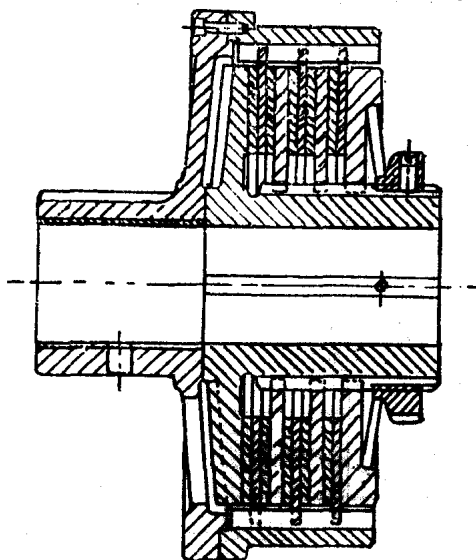


图1—11 导向套筒

第二节 碟形弹簧的特点

与圆柱螺旋弹簧相比, 碟簧有以下特点:

一、负载变形特性曲线呈非线性关系

理论计算和实际测定证明, 碟簧负荷变形特性曲线呈非线性关系。当材料、内径 d 、外径 D 和厚度 δ 一定时, 特性曲线只与 h_0/δ 比值有关, h_0 为极限行程, 等于内锥高。 h_0/δ 值对特性曲线影响很大。 h_0/δ 值在不同数值范围内, 特性曲线特点不同 (图1—12):

- ① $h_0/\delta < 0.5$ 时, 特性曲线近似呈线性变化。
- ② $0.5 < h_0/\delta < \sqrt{2}$ 时, 特性曲线呈非线性变化, 刚度随变形量增加而减小。
- ③ $h_0/\delta = \sqrt{2}$ 时, 若变形量 $F = h_0$, 则碟簧刚度为零, 通常叫做零刚度弹簧。工程上把 h_0/δ 在 $\sqrt{2}$ 左右的碟簧统称之为零刚度碟簧。
- ④ $\sqrt{2} < h_0/\delta < 2\sqrt{2}$ 时, 当负荷增大到一定数值后, 出现负刚度区域, 在此

区域内, 负荷减小而变形却继续增大, 这时碟簧的工作情况将是不稳定的。

⑤ $h_0/\delta > 2\sqrt{2}$ 时, 特性曲线出现更宽的负刚度区域, 当变形量达到某值时, 负载出现最小值, 随后变形再增加, 负荷也再增加, 刚度变为正值, 碟簧的截锥形将突然倒翻过来, 欲恢复原来形状, 须加上方向相反的负荷。

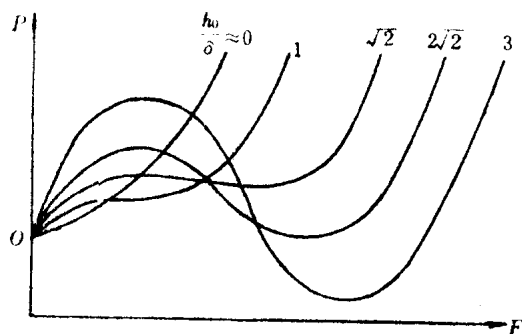


图1—12 碟簧的特性曲线

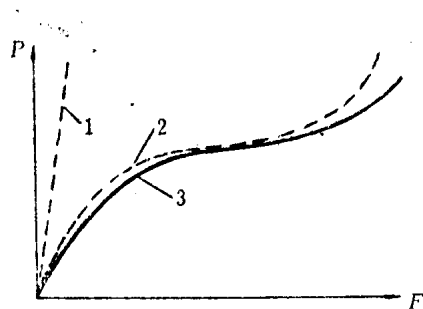


图1—13 带径向槽碟簧特性曲线

由于碟簧固有的特性, 我们可以通过选择合适的 h_0/δ 值来满足各种使用要求, 这是圆柱螺旋弹簧无法做到的。

二、碟形弹簧成薄片形

负荷方向(轴向)尺寸较小, 径向(横向)尺寸较大, 呈扁平型, 而承载能力又较大, 因此薄片形碟簧非常适合于轴向空间紧凑、横向空间较宽而负荷较大的场合。

薄片形很容易按需要组合成各种组合件, 可实行积木式的装配和更换, 因而给维修带来方便。

三、带径向槽碟簧具有零刚度特性

带径向槽碟簧的典型特性曲线如图1—13所示。在很大的变形范围内, 刚度接近于零, 弹簧的负荷变化很小。这种特性可以运用到在某变形范围内要求弹簧力基本保持稳定的场合, 如: 工作中温度变化较大但要求弹簧力基本不变; 工作中磨损较大, 磨损后仍能保持稳定的压紧力等。

四、碟簧吸振性能

碟簧吸振性能不低于圆柱螺旋弹簧, 当采用叠合组合件时, 由于碟簧片之间的摩擦而具有较大的阻尼, 消散冲击能量。如采用4片叠合时, 阻尼功与吸收功之比达20%, 这是一个不小的数字。

第三节 碟形弹簧的应用

我国碟形弹簧国家标准GB1972—80列出了 $h_0/\delta = 0.4$ 、 0.75 和 1.3 三个尺寸系列的普通碟形弹簧供选用^[21]。材料为50CrVA或60Si2MnA。最小碟簧外径D为8mm; 最大碟簧外径D为450mm; 单片碟簧最小工作负荷为39N (4kgf), 最大负荷可达966285N (98500

kgf)。如标准中找不到合适的碟簧尺寸时,可自行设计。

碟形弹簧的应用广泛。为了适应各类机械微型化的设计要求,在国外,碟形弹簧在很大范围内逐步取代圆柱螺旋弹簧。我国近几年引进的设备中广泛地运用了碟形弹簧;我国自行设计的机械产品中也越来越多地使用碟簧。

① 用作重型机器、桥梁、大炮的支承、缓冲、吸振弹性元件(图1—14、图1—15、图1—16)

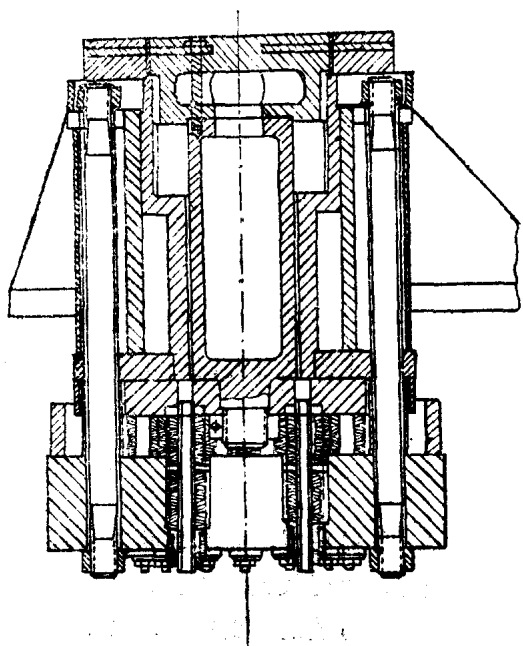


图1—14 大型压力机连接机架缓冲装置

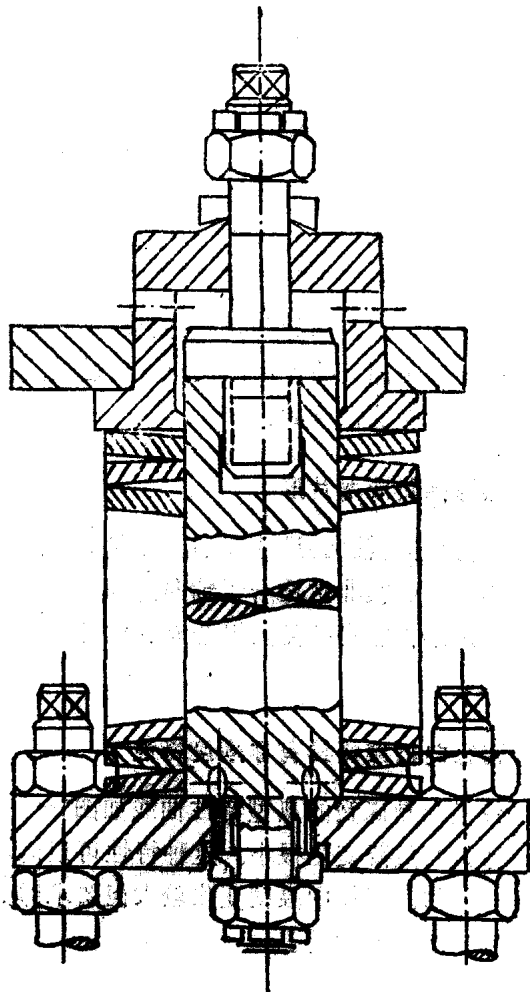


图1—16 管道系统碟簧吊管器

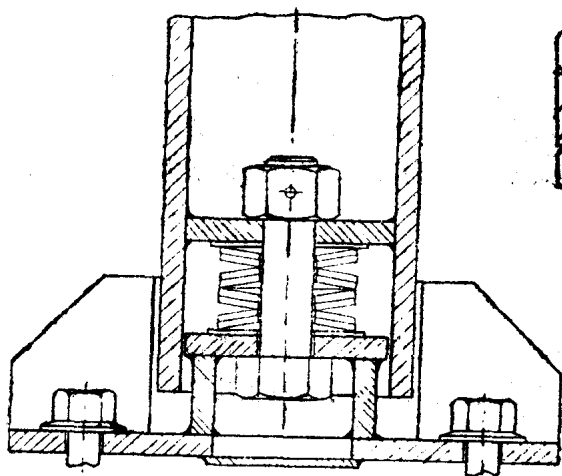


图1—15 钢管桥梁柱

② 大 h_0/δ 的碟形弹簧和带径向槽的碟簧的特性曲线上有一段,其变形范围内负荷基本保持不变,可作为汽车拖拉机以及其他机械中的离合器弹簧(图1—17)、轴承预紧弹簧(1—18)和机床主轴装置中的压紧元件(图1—19)。

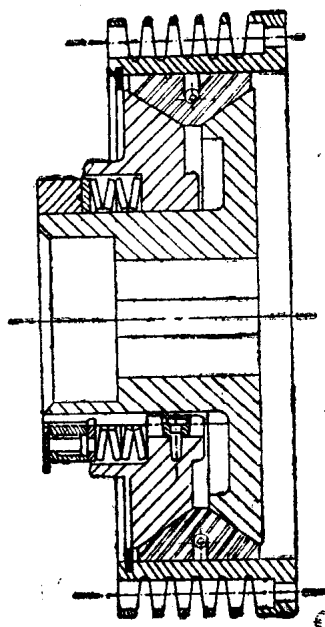


图1—17 离合器用碟簧

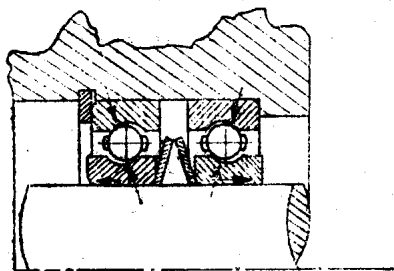
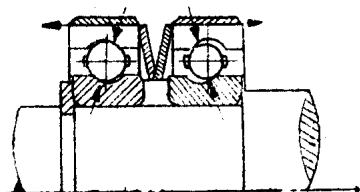


图1—18 轴承预紧碟簧

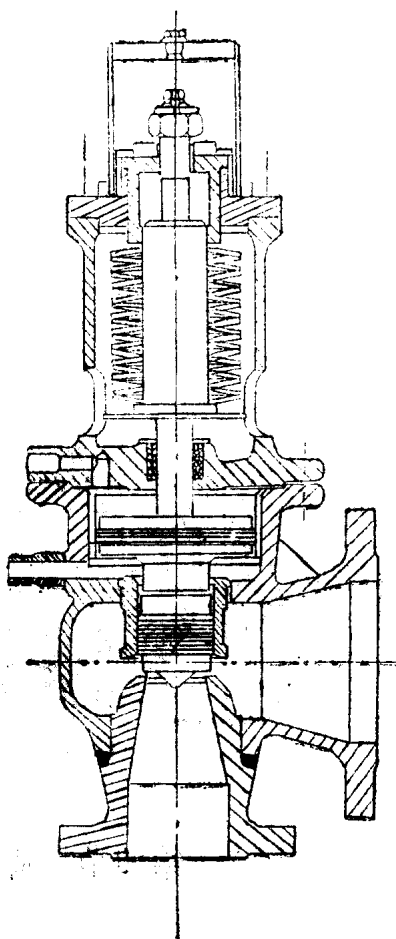


图1—20 安全阀控制碟簧

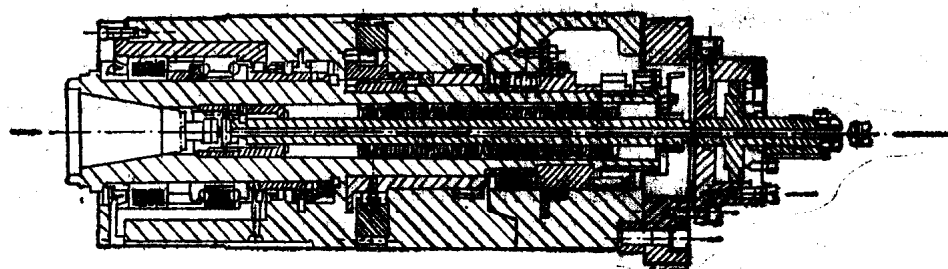


图1—19 机床主轴装置压紧碟簧

3. 安全阀用控制碟簧(图1—20)

4. 蓄能器蓄能碟簧(图1—21)

对合组合的碟簧作为起动器的蓄能元件,碟簧组件通过曲柄和蜗杆传动装置压紧。当放松杆放松碟簧时,通过小齿轮驱动蜗杆而起动其他机械。

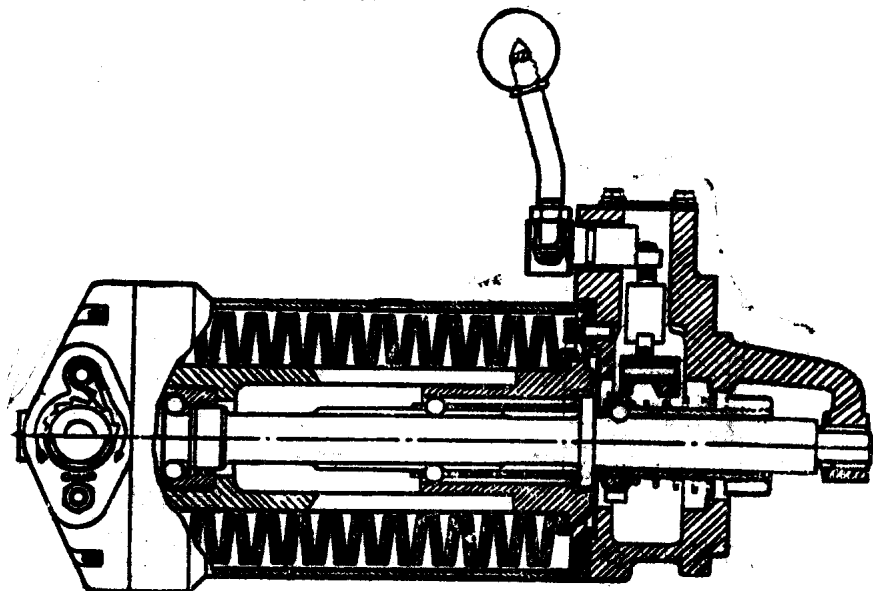


图1—21碟簧机械起动器

第四节 碟簧研究的发展过程^[25]

1860年法国人J.E. Belleville首先设计了碟形弹簧。由于开始时材料选用和制造方法不完善,碟簧在使用中残余变形过大,同时,没有提出实用的设计计算公式,因此其应用受到限制。

1936年美国J.O. Almen和A. Laszlo首次推导了供实际应用的近似计算方法,经实测证明,近似计算公式的计算值与实测结果相当吻合,由此奠定了碟簧的计算基础。

1944年美国Walz报出了简化方法。同时A. M. Wahl也将Almen—Laszlo公式中的参数进行合并,提出了简化计算公式,后被美国工程师协会SAE1950年制定的“碟簧或贝尔维尔弹簧设计工艺手册”所采纳。但对动负荷强度缺少研究。

1959年开始了动负荷强度的研究。德国人K. H. Hertzner和W. Wernitz等人陆续进行了一些研究疲劳强度工作。1965年德国人G. Schremmer对碟簧疲劳强度进行了系统研究,发表了题为“碟形弹簧的动负荷强度”的博士论文。这篇论文是在对3600个各种参数和工艺条件的碟簧进行疲劳试验的基础上写成的,资料丰富,给出了0.3~16mm厚度的碟簧的极限应力曲线,解决了碟簧疲劳强度的计算问题。他的这些数据已被1967、1976年西德碟簧标准DIN所引用,也为我国碟簧标准所引用。

从60年代开始,为了适应愈来愈高的弹簧精确度的要求,碟簧结构上开始出现有支承面的碟簧,这种碟形弹簧在承受载荷以后,由于变形使载荷作用位置改变,弹簧刚度加大。为了解决这种弹簧的载荷变形关系的计算问题,德国的K. H. Muhr和P. Niepage、

P. Bühr提出了计算方法。我国碟簧国家标准中有支承面碟形弹簧的计算采用K. H. Muhr的计算方法。

进入70年代,碟簧研究人员继续研究更准确、更简单的计算方法。1970年美国的J. H. Owens和D. C. Chang发表了“碟形弹簧的简化设计”一文,将Almen—Laszlo公式进行整理和改写,利用曲线去选取要求的几何参数。1971年P. Bühr发表了“碟形弹簧的应力计算”一文。1979年美国的Blackhawk学院的B. J. Erisman又发表了“设计碟形弹簧的捷径”一文,同样试图用新的公式表达形式和利用辅助线图来节省设计碟簧的时间。1979年意大利G. Curti和M. Orlando发表了“碟形弹簧的新计算方法”,改进了Almen—Laszlo公式,使计算值更接近于实验值。西德P. Niepage在1983年发表了计算方法的综合性文章“碟形弹簧各种计算方法的比较”,为各种计算方法作了总结,至此,关于计算方法的研究讨论告一段落。

近年来,优化设计、可靠性设计、有限元等学科的发展使碟簧的研究进入了优化设计为主的新阶段。1978年,美国的G. S. A. Shawki发表了“不同约束条件下均匀截面碟形弹簧的最佳设计”一文,将优化技术引入到碟簧研究领域。1981年G. S. A. Shawki又发表了“梯形截面碟形弹簧的优化设计”一文。在疲劳强度试验中引入了可靠性的处理方法,得到了超寿概率曲线,也为寿命设计提供了更广泛的资料。

当前碟簧研究的趋向有两个:在材料冶炼方面提高原材料的质量,提高材料的疲劳强度;碟簧参数优化。

碟簧的生产国主要有西德、美国、日本和苏联,近几年来我国也实行了碟簧专业化生产。为供设计碟簧参考,在本书附录中列出了西德DIN2093—76,苏联ГОСТ3057—54,日本JIS B2706及我国的GB1972—80等碟簧国家标准。

第二章 碟形弹簧负荷应力计算

碟簧负荷应力的计算方法有两种：精确法和近似法。

苏联费奥道西也夫 (В.И.Феофанов)、美国铁摩森柯 (S. Timoshenko)、西德 (W. Hubner) 分别提出了精确的计算方法，也就是将碟簧看作一个大挠度圆锥面薄壳，用弹性理论的方法进行精确计算。但计算方法相当复杂，而未得到广泛应用。

1936年美国阿尔曼 (J.O.Almen) 和拉兹罗 (A.Laszlo) 采用某些假设以简化计算。由于他们用近似计算方法计算所得结果与实验结果比较吻合，所以一直沿用至今。我国国家标准GB1972—80和西德标准DIN2093提供的计算方法也来源于阿尔曼和拉兹罗的近似计算方法。

第一节 无支承面碟簧负荷计算

一、负荷公式的推导

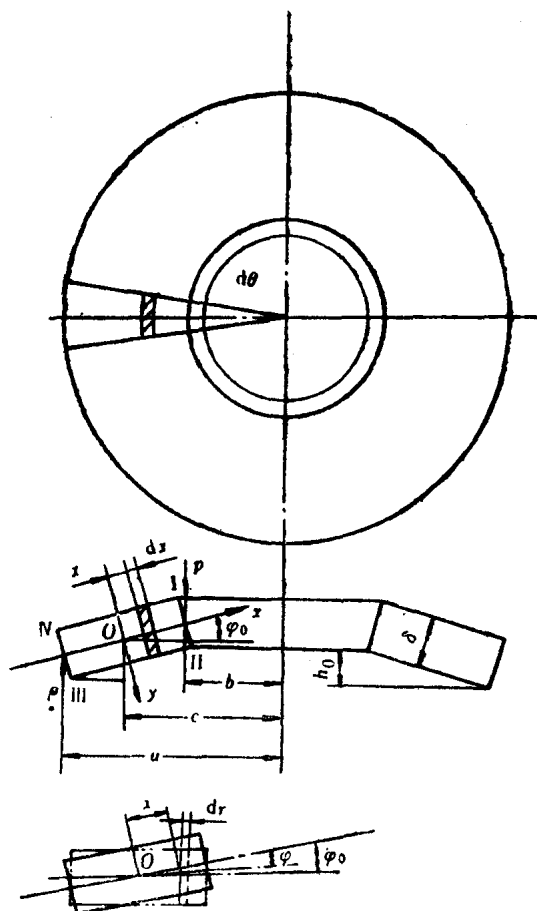


图2—1 碟簧的载荷和变形计算用简图

(一) 假设

阿尔曼和拉兹罗近似算法作了如下五个假设⁽¹⁾。

(1) 碟簧的矩形横截面在承受负荷时不变形，只是绕中性点O转动 (图2—1)，即忽略了径向应力的影响。

定义碟簧圆锥面轴线方向为轴向，圆锥面母线方向为径向，与圆锥面母线垂直的方向为切向。

(2) 碟簧外加负荷和支承面上的反作用力沿内、外圆周均匀分布。

(3) 材料为线弹性体，各向同性。

(4) 忽略摩擦力影响。

(5) 碟簧经淬火、喷丸、强压处理产生的内应力不予考虑。

图2—1中各个符号的定义如下：

- a 碟形弹簧外半径
- b 碟形弹簧内半径
- c 中性点O到碟形弹簧中心线的距离
- δ 碟簧厚度
- C 外半径与内半径的比值

ϕ_0 碟簧原始锥角

ϕ 在负荷 P 作用下碟簧矩形截面的角位移

P 轴向负荷

f 轴向变形

E 弹性模数

μ 泊松比

h_0 内锥高

(二) 切向应变

根据假设①, 图2—1中的碟簧轴向截面在受载时仍保持矩形不变, 只是绕中心锥面上的某一点 O 转动一个角度 ϕ 。

在碟簧中取一块极小的扇形区, 其圆心角为 $d\theta$ 。在此扇形区内, 距中性点 O 为 x 处取一微小宽度 dx 的狭条。轴向截面旋转 ϕ 角后, dx 将移到虚线位置, 微条 dx 发生了切向应变。切向应变由两部分组成:

(1) 微条 dx 距碟簧中心线的距离由 r_1 变到 r_2 , 产生径向位移 dr , dr 产生了切向应变。如果忽略微条 dx 上各点距碟簧中心线的微小差别, 则可认为这个切向应变在沿微条 dx 的整个厚度上是均匀分布的。

(2) 轴向截面旋转 ϕ 角, 使圆锥面的切向曲率发生变化而产生切向弯曲应变。这个应变在中心锥面上为零, 上锥面上为压缩应变, 下锥面上为拉伸应变。

(三) 力矩平衡

由上述切向应变产生的切向应力, 形成一个绕中性点 O 的径向力矩, 这个内力矩与负荷 P 产生的外力矩平衡。

(1) 径向位移 dr 产生的切向应力和径向内力矩

变形前截面内微小宽度 dx 的平均圆弧长度为

$$l_1 = d\theta(c - x \cos \phi_0) \quad (2-1)$$

变形后圆弧长度为

$$l_2 = d\theta [c - x \cos(\phi_0 - \phi)] \quad (2-2)$$

长度改变量为

$$\begin{aligned} l_1 - l_2 &= d\theta [x \cos \phi_0 - x \cos(\phi_0 - \phi)] \\ &= d\theta [x \cos \phi_0 (1 - \cos \phi) + x \sin \phi_0 \sin \phi] \end{aligned}$$

由于 ϕ_0 及 ϕ 角均很小, 可以认为 $\cos \phi_0 \approx 1$, $\sin \phi_0 \approx \phi_0$, $\sin \phi \approx \phi$, $1 - \cos \phi$

$$= 2 \sin^2 \frac{\phi}{2} \approx \frac{\phi^2}{2},$$

代入得

$$l_1 - l_2 = d\theta x \phi \left(\phi_0 - \frac{\phi}{2} \right) \quad (2-3)$$

切向应变为

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - l_2}{l_1} = \frac{x \phi \left(\phi_0 - \frac{\phi}{2} \right)}{c - x} \quad (2-4)$$