

# 机械强度与刚度计算

下 册

黄 钟 程 源 编著

北京化工学院

# 目 录

## 第九章 弹簧计算

|                   |       |
|-------------------|-------|
| 9.1 弹簧选择的简化方法     | (223) |
| 9.2 管簧的设计与计算      | (230) |
| 9.3 螺旋弹簧的计算       | (237) |
| 9.4 螺旋弹簧的近似计算     | (239) |
| 9.5 密螺圈弹簧的图解计算    | (242) |
| 9.6 最小体积弹簧设计      | (246) |
| 9.7 “无限寿命”的弹簧设计   | (248) |
| 9.8 弹簧夹的挠度和应力计算   | (251) |
| 9.9 常用弹簧计算公式及其数表  | (255) |
| 9.10 常用弹簧材料及系许用应力 | (259) |

## 第十章 疲劳计算

|                  |       |
|------------------|-------|
| 10.1 确定疲劳强度的快速方法 | (262) |
| 10.2 疲劳断裂的表面形式   | (264) |
| 10.3 影响疲劳强度的主要因素 | (265) |
| 10.4 应力集中的理论与计算  | (276) |
| 10.5 疲劳强度的折减系数   | (294) |
| 10.6 疲劳安全系数      | (298) |
| 10.7 疲劳设计        | (301) |
| 10.8 疲劳设计应用举例    | (305) |

## 第十一章 动应力计算

|                    |       |
|--------------------|-------|
| 11.1 动应力计算方法和典型公式  | (313) |
| 11.2 冲击应力计算        | (320) |
| 11.3 简单弹性系统振动的自然频率 | (324) |
| 11.4 转动零件的临界转速     | (327) |
| 11.5 悬臂轴临界转速的图算法   | (340) |
| 11.6 双外伸轴临界转速的近似计算 | (343) |
| 11.7 管轴和辊子的临界转速    | (346) |
| 11.8 密螺圈弹簧的振动分析    | (353) |
| 11.9 圆环的振动计算       | (356) |
| 11.10 盘板的振动计算      | (359) |

## 第十二章 热应力计算

|                      |       |
|----------------------|-------|
| 12.1 热应力概念.....      | (364) |
| 12.2 几种简单的热应力问题..... | (367) |
| 12.3 圆板中热应力的图算法..... | (378) |
| 12.4 环板中热应力的计算.....  | (385) |
| 12.5 夹心筒的热应力计算.....  | (393) |

## 附录部分

|                           |       |
|---------------------------|-------|
| 表1 典型梁的剪力、弯矩和挠度公式.....    | (400) |
| 表2 非圆截面杆的扭转刚度和应力计算公式..... | (422) |
| 表3 长度单位换算表.....           | (429) |
| 表4 力值单位换算表.....           | (430) |
| 表5 应力或压力单位换算表.....        | (430) |
| 表6 功率单位换算表.....           | (431) |
| 表7 截面的几何及力学特性.....        | (432) |
| 表8 非标准截面的惯性矩.....         | (439) |
| 表9 常用材料的弹性模量与泊松比.....     | (441) |

# 第九章 弹 簧 计 算

## 9.1 弹簧选择的简化方法

通常，弹簧的选择与计算，是比较麻烦的。这里介绍一种工程上快速而又简便的近似计算方法。它是根据一组公式和算图，计算结果与实验对比，在弹簧的通常使用范围内，还是足够准确的。

其简化的出发点是：凡是被弯曲（扭转、拉伸或压缩）的材料，由于其弹性变形，可以产生弹性力，对于弹簧来说，是贮存了能量。随着变形材料的弹性恢复，弹簧能量将释放出来。

近似简化计算，可当做梁的扭转问题加以处理，这里，没有考虑弹簧曲率的变化，以及中性轴的偏移或塑性流动。

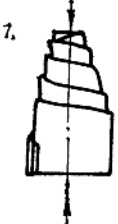
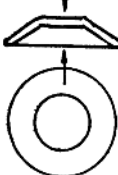
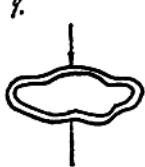
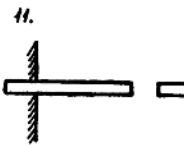
在大多数弹簧制造过程中，材料的冷缩变形往往留下相当大的残余应力，这种应力既有利又有害。这种应力在这节的公式中，予以适当的考虑。但某些情况，不一定考虑得十分周到。因为设计应力不仅依赖于弹簧的类型，还与其使用情况有关，后者，难于精确计算，目前，还没有更为精确的考虑方法和计算公式。

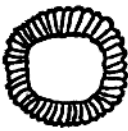
下边，以表格形式，给出各种弹簧的设计公式及其数据。

表 9 — 1 弹簧设计公式

| 类 型                                                                                                     | 作用形式                   | 载荷—挠度                                                                                                                                                                                                                                      | 载荷—应力                           |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|
| ① 圆截面密<br>螺旋压缩弹簧<br> | 推。大或小变形，载荷范围相当大，劲度为常数。 | $P = \frac{fGd^4}{8D^3N}$                                                                                                                                                                                                                  | $S = \frac{8PD}{\pi d^3} (K_w)$ |
| ② 同①图、但簧丝截面为方形或矩形。                                                                                      | 同 上                    | $P = \frac{fGbt^3}{D^3N} (K_2)$ <div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="margin-right: 10px;"> <math>b</math> — 较大的尺寸<br/> <math>t</math> — 较小的尺寸 </div> <div style="font-size: 2em;">}</div> <div>对簧丝断面</div> </div> | $S = \frac{PD}{bt^2} (K_1 K_w)$ |

|                                                                                                           |                                       |                                                                                                                       |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>③ 密螺圈拉伸弹簧</p>         | <p>拉。</p> <p>大或小变形，载荷范围相当大。</p>       | <p>公式同上，但要考虑原始拉力。</p> <p>有时钩上的应力集中应当考虑为设计因素。</p>                                                                      |
| <p>④ 锥形弹簧</p> <p>4.</p>  | <p>推。</p> <p>劲度增加，如果节距均匀，也能做为常劲度。</p> | <p>按压缩弹簧公式计算，用平均中径。</p> <p>如果锥比均匀，与圆柱弹簧结果相近。当底盘薄弱时，前面公式不能用。此情况及锥比不均匀时，应按一圈接一圈的逐圈计算，即前面公式中，取圈数 <math>N = 1</math>。</p> |
| <p>⑤</p>                | <p>拉。</p> <p>用于循环操作，簧钩容易失效。</p>       | <p>按③、④组合进行计算。</p>                                                                                                    |
| <p>⑥</p>               | <p>拉，</p> <p>按固定劲度拉伸。</p>             | <p>按压缩弹簧计算。</p>                                                                                                       |

|                                                                                                         |                                 |                                                                                                                                                                                                                                          |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>⑦</p>               | <p>推。<br/>以迅速增长的<br/>劲度压缩。</p>  | <p>粗略计算，可按矩形截面簧丝的螺旋<br/>弹簧计算，但应逐圈计算之。</p>                                                                                                                                                                                                |
| <p>⑧</p>               | <p>推。<br/>高载、低挠曲<br/>、变劲度。</p>  | $P = \frac{4Ef}{(1-\mu^2)mD_0^3} \left[ (h - \frac{f}{2}) (h-f)t + t^3 \right]$ $S = \frac{4Ef}{(1-\mu^2)mD_0^3} [C_1(h - \frac{f}{2}) + C_2t]$                                                                                          |
| <p>⑨<br/>波型垫圈</p>      | <p>推。<br/>高载、低挠曲</p>            | $P = \frac{fEbt^3N^4}{1.94D^3} \quad S = \frac{3\pi PD}{4bt^2N^2}$ <p>如果比值 <math>D/b \leq 4</math>，载荷大约比计算值高<br/>20%；在 <math>D/b = 6</math> 时，则比计算值高10%。</p>                                                                             |
| <p>⑩<br/>常力弹簧</p>     | <p>拉。<br/>常载荷、低劲<br/>度、大变形。</p> | $P = \frac{Ebt^3}{6.6D^2} \quad S = \frac{Et}{D}$                                                                                                                                                                                        |
| <p>⑪<br/>悬臂梁矩形截面</p>  | <p>推或拉。<br/>轻载或重载低<br/>挠曲。</p>  | $P = \frac{fEbt^3}{4L^3} \quad S = \frac{6PL}{bt^2}$ <p>对于有锥比的截面，应力公式并不改变，但<br/>是每单位载荷下的挠度，增加量为锥比截面<br/>的50%；当 <math>b/t</math> 较大时，弹簧劲度将比计算<br/>值大10%；当 <math>b/t &gt; 45</math>，应在载荷—挠度公<br/>式，用分母乘以因子 <math>(1-\mu^2)</math> 来修正。</p> |

|                                                                                                              |                    |                                                                                                                                                                                  |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>⑫</p> <p>同⑪圆截面</p>                                                                                        | 同上                 | $P = \frac{3\pi f E d^4}{64 L^3} \quad S = \frac{32 PL}{\pi d^3}$                                                                                                                |
| <p>⑬ 椭圆形平弹簧</p> <p>13.</p>  | 推或拉。               | $P = \frac{4f E b t^3}{L^3} \quad S = \frac{3 PL}{2 b t^2}$ <p>按中心固定的悬臂梁(弹簧)的特殊情况处理。当 <math>b/t &gt; 45</math>, 应在载荷—挠度公式的分母上乘以修正因子 <math>(1-\mu^2)</math>。</p>                  |
| <p>⑭ 开口弹簧环</p> <p>14.</p>   | 径向压力。在轴的周线上承受径向压力。 | $P = \frac{f E d^4}{4 D^3} \quad S \text{ (见图 9—2) (圆截面)}$ $P = \frac{f E b t^3}{2.36 D^3} \quad \text{(矩形截面)}$ <p><math>t</math> 为径向尺寸。</p>                                     |
| <p>⑮</p> <p>15.</p>        | 径向压力。内周和周线上承受均匀压力。 | $P_{gc} = 2\pi k - \frac{2\pi D_1 k}{D_2} + \frac{2i}{D_2}$ $P_{gc} = \frac{2\pi D_1 k}{D_2} - 2\pi k$ <p>应力计算按简单拉、压弹簧计算。</p>                                                    |
| <p>⑯ 扭杆</p> <p>16.</p>    | 转动。由直杆扭转储存能量。      | $M = \frac{\pi^2 d^4 G T}{16 L} \quad S = \frac{16 M}{\pi d^3} \quad \text{(圆截面)}$ $M = \frac{\pi^2 G T b t^3}{2 L} (K_2) \quad S = \frac{2 M}{b t^2} (K_1) \quad \text{(矩形截面)}$ |

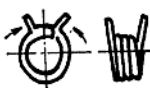
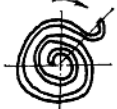
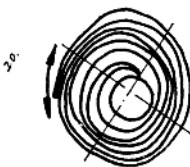
|                                                                                                             |                                    |                                                                                                                                                                                                                                                                            |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>⑪ 扭簧</p> <p>17.</p>      | <p>转动、常劲度。</p>                     | $M = \frac{Ed^4T}{10.2DN} \quad (\text{圆截面}) \quad S = \frac{32M}{\pi d^3}$ $M = \frac{Ebt^3T}{6DN} \quad (\text{矩形截面}) \quad S = \frac{6M}{bt^2}$ <p>(在末端轮廓上需校核变形和应力集中)</p>                                                                                               |
| <p>⑫ 螺线型</p> <p>18.</p>    | <p>转动或推拉。承受扭矩正比于角位移。轴向空间占位很小。</p>  | $P = \frac{\pi Ebt^3T}{6RL} \quad S = \frac{6M}{bt^2}$ <p>通常在末端出现应力集中。</p>                                                                                                                                                                                                 |
| <p>⑬</p> <p>19</p>         | <p>转动。<br/>承受扭矩正比于角位移，轴向空间占位小。</p> | $M = \frac{\pi Ebt^3T}{6L} \quad S = \frac{6M}{bt^2}$ $S_{max} = S(1 + \frac{t}{D_b})$                                                                                                                                                                                     |
| <p>⑭ 钟簧</p> <p>20.</p>     | <p>转动。承受扭矩是通过许多圈的角位移。非等劲度。</p>     | <p>作为螺线弹簧的特例，它的圈与圈是接触的。</p> $S = \frac{6M}{bt^2}$ <p>比值 <math>L/t = 3000 \sim 9000</math>, <math>D_a = (15 \sim 25)t</math></p> $t = \frac{\pi}{8L} (D_d^4 - D_s^4)$ $T = \frac{[2(D_d^2 + D_s^2)]^{0.85} - (D_a + D_d)}{2.55t}$                                           |
| <p>⑮ 弹簧马达</p> <p>21.</p>  | <p>转动。<br/>可转许多转，接近常扭矩。</p>        | $M = \frac{Ebt^3D_2}{12} \left( \frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right)^2, S = Et \left( \frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right)$ <p>取 <math>b/t = 15 \sim 200</math>, <math>D_1</math> 和 <math>D_2</math> 为有效空间。<br/><math>D_2 = 1.5D_1</math>。如果扭矩太低，可增加 <math>b</math>。</p> |

表 9—1 (续)

表中符号说明:

A—面积;

b—宽度;

c—弹簧指数,  $c = \frac{D}{d}$ ;

$C_1, C_2$ —对于锥形环的垫圈常数, 见图 9—1;

D—弹簧中径,  $D = D_o - d$ ;

d—簧丝直径;

$D_o$ —外径;

$D_i$ —内径;

$D_c$ —心轴直径;

$D_e$ —转折部直径;

$D_1$ —原始直径;

$D_2$ —受载后直径;

E—弹性模量;

f—挠度 (变形量);

g—32.2ft/sec<sup>2</sup> (重力常数);

G—剪切模量;

h—弹簧的自由高度;

I—惯性矩;

i—初始拉力;

$K_w$ —常数 (曲度系数), 圆截面:  $K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ ;

k—弹簧刚性常数, lb/in

L—长度;

M—扭矩;

m—垫圈常数, 见图 9—1;

N—工作圈数

P—载荷;

$P_{gc}$ —⑮类弹簧载荷 (受压缩时);

$P_{gt}$ —⑮类弹簧载荷 (受拉伸时);

p—节距;

R—半径;

S—应力;

T—弹簧缠绕圈数;

t—厚度或径向尺寸;

$\mu$ —泊桑比, 钢和镍合金,  $\mu = 0.3$

铜合金,  $\mu = 0.33$

表 9 - 2 圆形和矩形截面簧丝的弹簧常数

| 比 $b/t$  | $K_1$ | $K_2$ |
|----------|-------|-------|
| 1        | 2.41  | 0.180 |
| 1.5      | 2.16  | 0.250 |
| 1.75     | 2.09  | 0.272 |
| 2        | 2.04  | 0.292 |
| 2.5      | 1.94  | 0.317 |
| 3        | 1.87  | 0.335 |
| 4        | 1.77  | 0.358 |
| 6        | 1.67  | 0.381 |
| 8        | 1.63  | 0.391 |
| 10       | 1.60  | 0.399 |
| $\infty$ | 1.50  | 0.424 |

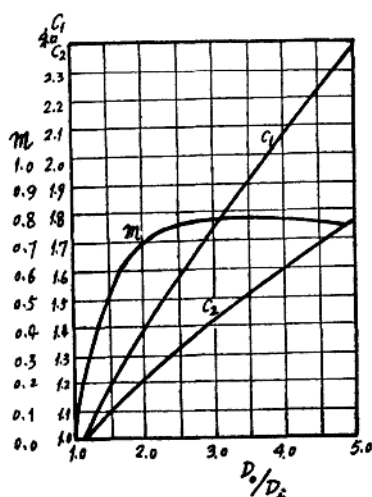
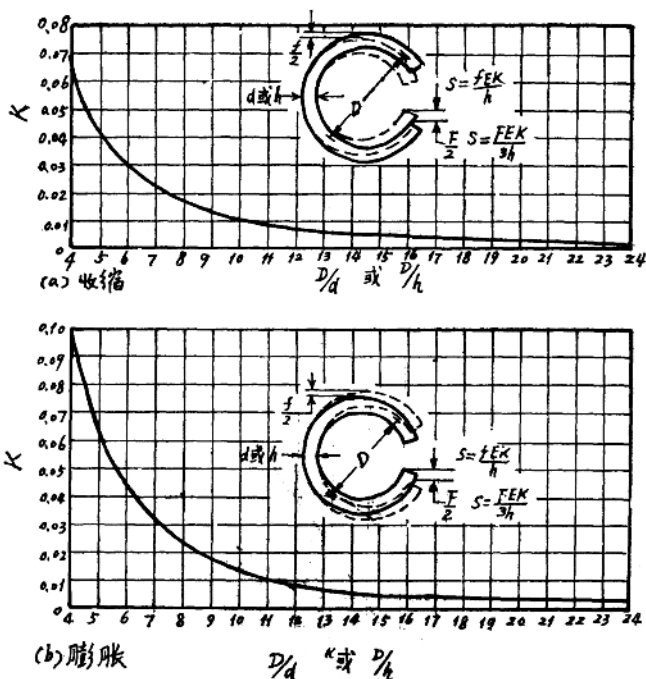


图 9 - 1 垫圈应力常数和挠度常数

表 9—3 曲度系数  $K_w$  值

|       |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| C     | 4    | 4.1  | 4.2  | 4.3  | 4.4  | 4.5  | 4.6  | 4.7  | 4.8  | 4.9  | 5.0  | 5.2  | 5.4  |
| $K_w$ | 1.4  | 1.39 | 1.38 | 1.37 | 1.36 | 1.35 | 1.34 | 1.33 | 1.32 | 1.32 | 1.31 | 1.30 | 1.28 |
| C     | 6.5  | 6.6  | 6.8  | 7    | 7.2  | 7.4  | 7.5  | 7.6  | 7.8  | 8    | 8.5  | 9    | 9.5  |
| $K_w$ | 1.23 | 1.23 | 1.22 | 1.21 | 1.21 | 1.2  | 1.2  | 1.19 | 1.19 | 1.18 | 1.17 | 1.16 | 1.15 |
| C     | 5.5  | 5.6  | 5.8  | 6    | 6.2  | 6.4  | 10   | 11   | 12   | 14   | 16   | 18   |      |
| $K_w$ | 1.28 | 1.27 | 1.26 | 1.25 | 1.24 | 1.24 | 1.14 | 1.13 | 1.12 | 1.10 | 1.09 | 1.08 |      |

图 9—2 ⑩类弹簧的  $S$ - $f$  关系

## 9.2 管簧的设计与计算

最近, 工程上应用了一种新型弹簧, 它用圆管代替实心的弹簧, 见图 9—3, 称之为

管簧。这里，提供的管簧的设计公式和图表，供设计这种弹簧之用。同时，也对比的讨论了这种弹簧与其他弹簧的关系。

其实，早在1884年就有人建议采用管簧，当时，主要是为了降低弹簧的重量和价格，但直到最近，才开始在轻型结构及高温和必须润滑的机器中，得以大量的应用。

早在上一世纪，密螺圈弹簧的冶金学和制造工艺就已取得了很大的进展，设计技术也比较成熟。但由于保守的思想做怪，这样一种通用的机械零件，在其结构及尺寸设计方面，却很少有所改进。传统的设计方法，是把密螺圈弹簧取为实心圆或实心的矩形截面。

由于管的特点是重量轻，因而，使用于轻量结构中，具有很大的优越性。

管簧可以制成压缩弹簧型和扭簧型。由于压缩弹簧应用最广，故这里只介绍这种类型。

与实心截面的弹簧相比，管簧具有下列五大优点：

- ①重量轻（对于相同的载荷容量、弹簧常数或能量储存相比较）；
- ②回弹速度快；
- ③自然频率高；
- ④在高温场合应用时，内部可通水冷却；
- ⑤在需要润滑的场合，内部可通润滑油。

下边，讨论管簧的设计计算方法：

一、管簧的应力计算

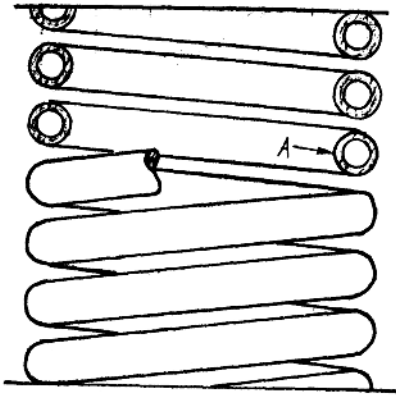


图 9—3 管簧

管簧的应力分析需用弹性理论，并要用实验来验证。图 9—4 给出两种极端情形，

即：令  $B = \frac{\text{管内径}}{\text{管外径}}$  当  $B = 0$ ，即实心情况；和当  $B = 1$  表示薄壁管。

图 9—4 表示剪应力因子  $K$  作为弹簧指数  $C = \frac{D}{d}$  的函数曲线， $D$  为簧圈中径， $d$  为管

截面的外径，最大剪应力点发生于图 9—3 中的 A 处。

$$S_{max} = K S_{nom}$$

管簧的名义剪应力为：

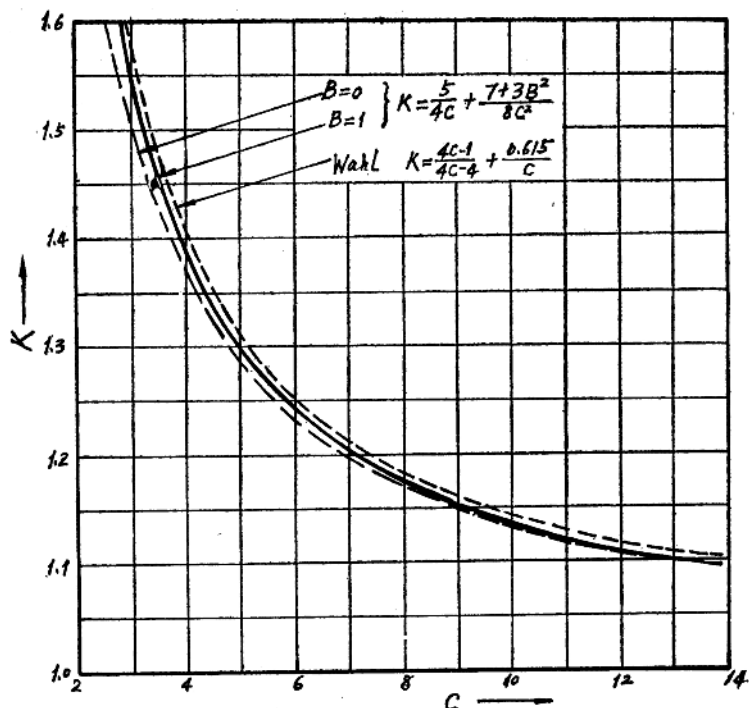


图 9—4 管簧的剪应力因子

$$S_{nom} = \frac{8PD}{\pi d^3(1-B^4)} \quad (9-1)$$

由图 9—4 可以发现， $B=0$  和  $B=1$  这两条曲线的差别是非常小的。这个结果意味着：簧圈的曲度效应与开孔（空心截面）的相互干涉作用很小，为了相互比较，图 9—4 中也画出了熟知的曲度系数，它广泛地使用于实心弹簧的设计中。由图中还可见：曲度系数曲线紧靠  $B=1$  的曲线，其紧靠程度更甚于  $B=0$  的曲线。这说明，如果将通常的曲度系数用于管簧的设计计算，所产生的误差不会太大，而且，结果是偏于安全的，因为曲度系数曲线在  $B=1$  曲线之上。

对于所有的轴向载荷，不管截面是空心还是实心，在估计弹簧强度时，以下两个因素

都应加以考虑：①载荷偏心对剪应力的影响；②弹簧的节距（螺旋升角）对最大剪应力的影响。

考虑偏心度的影响，可以将剪应力的计算值乘上一个因子 $(1 + e)$ ，其中 $e$ 表示载荷偏心距对簧圈中半径的比值。对于实际的大多数压缩弹簧，这个偏心比 $e$ 可以高达0.15。

考虑弹簧节距的影响，主要是在簧圈内侧A点（参见图9-3）上引起一个不大的压缩弯应力，该处的剪应力将达到最大。如果按照通常的方法，应将该处的剪应力和弯应力进行组合，我们会发现：对应于最大组合剪应力的剪应力因子，要比未经组合的剪应力因子增大 $\phi^2/2$ 倍。这理， $\phi$ 表示升角的正切，可见，当升角很小的情况下，这个修正可以不考虑。

例如：一个弹簧指数 $C$ 为“3”的压缩弹簧，而最小簧圈间隙为截面直径的20%，在此情况下，节距效应仅仅增加剪应力因子0.8%左右，对于小间隙和大的弹簧指数，节距效应更微小，是可忽略不计。

综合上述，管簧的最大组合剪应力，可以写成下面的形式：

$$S_{max} = \left[ K(1 + e) + \frac{\phi^2}{2} \right] \frac{8PD}{\pi d^3(1 - B^4)} \quad (9-2)$$

## 二、变形计算

根据理论分析和实验研究指出：管簧的轴向变形量，在计入节距效应之后，可以表示成：

$$\text{总的轴向变形 } F = \frac{8K_F PD^3 N}{Gd^4(1 - B^4)} \quad (9-3)$$

其中， $K_F$ —变形因子，当材料泊桑比 $\mu = 0.3$ 时，

$$K_F = 1 - \frac{3}{16C^2} + \frac{3B^2}{8C^2} + 1.27\phi^2 \quad (9-4)$$

$G$ —材料的剪切模量；

$N$ —管簧的工作圈数

在实心截面弹簧设计中，习惯上取挠度因子 $K_F = 1$ 。

方程9-4表明，管簧( $B > 0$ )的挠度因子总是大于实心弹簧( $B = 0$ )的挠度因子。

（这理，指的是两者具有相同的弹簧指数和节距。

## 三、临界屈曲载荷

压缩管簧的临界屈曲载荷，相当于使压杆失稳的临界屈曲载荷，可由下式计算：

$$P_{cr} = \left( \frac{P}{F} \right) \left( \frac{F_{cr}}{H} \right) H \quad (9-5)$$

其中， $F_{cr}$ —临界屈曲挠度值；

$H$ —弹簧的自由高度；

$F$ —如前所述一样，为弹簧的总轴向变形，

$P/F$ —弹簧的刚性系数。

从(9—3)式中, 令 $K_p = 1$ , 可得:

$$P/F = \frac{Gd^4(1-B^4)}{8D^3N} \quad (9-6)$$

图9—5给出 $F_{cr}/H$ 与 $mH/D$ 的曲线关系。

其中,  $m$ —称为弹簧末端固定因子, 它依赖于末端支承形式, 其典型值可列于表9—4。

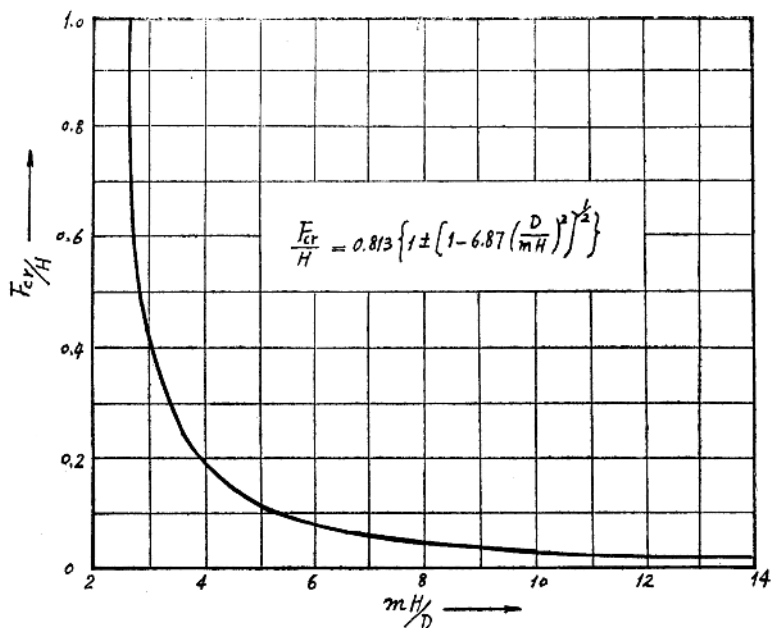


图9—5 管簧的临界屈曲挠度

表9—4  $m$ 的典型值

| 情形标号 | 末端支承条件       | $m$ |
|------|--------------|-----|
| ①    | 两端悬挂         | 1   |
| ②    | 两平行末端, 无横向约束 | 1   |
| ③    | 末端都夹紧        | 1/2 |
| ④    | 一端夹紧, 另一端自由  | 2   |

通常，在实际应用中，都考虑为第③种情形，但严格说来，应当规定末端彼此平行。末端不平行，将允许部分地倾斜或转动，类似于情形①和④，而附加的端力矩还要降低实际的屈曲载荷的量值，使其小于情形③的计算值，所以为了安全起见，对于实际的压缩弹簧装置，常按情形①来设计。

#### 四、局部屈曲

若管簧壁厚相对于管外径之比太小时，将会出现几种类型的局部屈曲或弹性失稳现象。

第一种类型是挠性波状皱缩，如果簧圈加工没有采取适当预防措施，这种局部屈曲是很容易发生的。预防措施是在弹簧成圈之前，管内填满低熔点合金，当弹簧挠成之后，便可用加热的方法，使合金溶化倒出。

若管壁太薄，还会出现另一种类型的局部屈曲，通常称为扭剪皱缩。

出现扭转皱缩时的名义剪应力为：

$$S_c = 0.715 \frac{E}{K} \left( \frac{t}{d} \right)^{-\frac{3}{2}} \quad (9-7)$$

与此应力相对应的载荷P可以通过解方程(9-1)来确定，只要在(9-1)或中令  $S_{nom} = S_c$ ，即可求介。

#### 五、能量储存容量

对于管簧来说，每个单位重量内的能量储存为：

$$U = \frac{S_{nom}^2}{4\gamma G} (1 + B^2) \quad (9-8)$$

其中， $\gamma$ —弹簧材料的比重，lb/in<sup>3</sup>

#### 六、释放速度

管簧被压缩到名义剪力为  $S_{nom}$  时所具有的释放速度（即在该位置突然释放，所具有的运动初速度），可以表示为：

$$V_r = S_{nom} \left[ \frac{g}{2\gamma G} (1 + B^2) \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (9-9)$$

对于薄壁管簧， $B = 1$ ，而对于实心截面， $B = 0$ 。故管簧的最大释放速度，可以超过实心情况的释放速度的41%左右。通常在适用当中，总是希望有较高的释放速度的。

#### 七、振动的自然频率

当弹簧在周期性的扰力作用下，若该扰力的频率接近于弹簧的自然频率，就要发生共振。对于弹簧阀等弹簧元件，自然频率应当高于其最大的操作频率，以避免共振的发生。

管簧的自然频率为：

$$f = \frac{1}{2\pi c} \left[ \frac{Gg}{2\gamma} (1 + B^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9-10)$$

由上式可见，在同样材料和相同弹簧指数情况下，管簧比实心弹簧的自然频率高41%

左右。

#### 八、设计比较综

上分析,我们可得:

$$\frac{\text{弹簧重}}{\text{最大载荷}} = 2 \left( \frac{\gamma G}{S_{n,m}^2} \right) \frac{F_{m,x}}{1+B^2} \quad (9-11)$$

$$\frac{\text{弹簧重}}{\text{弹簧刚性系数}} = 2 \left( \frac{\gamma G}{S_{n,m}^2} \right) \frac{F_{m,x}^2}{1+B^2} \quad (9-12)$$

$$\frac{\text{弹簧重}}{\text{能量储存容量}} = 4 \left( \frac{\gamma G}{S_{n,m}^2} \right) \left( \frac{1}{1+B^2} \right) \quad (9-13)$$

这样,只要某些量保持相同,如 $G$ 、 $\rho$ 、 $F_{m,x}$ 、 $S_{n,m}$ 及弹簧指数和材料,或最大载荷、刚性系数及能量储存量三者之一保持相同,则管簧与实心簧的重量比就等于  $\frac{1}{1+B^2}$ 。

对于许多弹簧构件,尺寸设计都要求达到最优化,以满足某种特定的需要。诸如:初始载荷或最大载荷力求增加到最大限度;或初始载荷对弹簧重量的比,以及最大载荷对弹簧重量的比,都力求增加到最大限度。

由于最佳弹簧指数并不受空心或实心的影响,因此,适用于实心簧的一整套最佳设计方法,对于管簧的设计,也完全实用。

为了说明管簧的优越性,可以用表9-5的数据,来做定量的比较。

表中,是用一根管簧来代替实心的双簧之后,二者占有空间基本相同,承受相同的操作变形,但管簧使用后,可以减轻重量36%,而在同样的时间内,最大载荷容量还增加了8%。

当然,空心管簧也有其三个缺点,限制了它的普遍应用。①占有较大空间(对于相同载荷容量、弹簧常数或能量储存而言),

表9-5 用管簧代替实心双簧

|            | 实心双簧装置 |        | 单个管簧( $B=0.509$ ) |
|------------|--------|--------|-------------------|
| 基 本 参 数    | 外 簧    | 内 簧    |                   |
| d(in)      | 0.500  | 0.075  | 0.570             |
| D(in)      | 4.15   | 3.10   | 4.05              |
| C          | 8.30   | 8.27   | 7.10              |
| 总圈数        | 13     | 14     | 11                |
| H(in)      | 15.75  | 13.06  | 14.12             |
| $KS_{n,m}$ | 109000 | 109000 | 120000            |
| 最大载荷时(Psi) |        |        |                   |