

823785

570

104

科學圖書大庫

機械原件之設計

(下 冊)

譯者 王大倫



徐氏基金會出版

科學圖書大庫

機械原件之設計

(下 冊)

譯者 王大倫

徐氏基金會出版

徐氏基金會科學圖書編譯委員會

監修人 徐銘信 發行人 王洪鎧

科學圖書大庫

版權所有



不許翻印

中華民國六十八年三月二十日初版

機械原件之設計

(下冊)

基本定價 4.80

譯者 王大倫 金屬工業發展中心副總經理

本書如發現裝訂錯誤或缺頁情形時，敬請「刷掛」寄回調換。謝謝惠顧。

(67)局版臺業字第1810號

出版者 監製人 臺北市徐氏基金會 臺北市郵政信箱53-2號 電話 7813686 號 7815250 號

發行者 監製人 臺北市徐氏基金會 郵政劃撥賬戶第 1 5 7 9 5 號

承印者 大興圖書印製有限公司 三重市三和路四段一五一號 電話 9719739

目 錄

第十章 彈簧·····	1
第十一章 樞與軸·····	57
第十二章 軸與轂之接合·····	102
第十三章 接軸器·····	140
第十四章 軸承·····	178
第十五章 齒輪與齒輪減速機·····	276
第十六章 皮帶傳動·····	443
第十七章 鏈條傳動·····	476
索引·····	500

第十章 彈 簧

10.1 概論

研究彈簧之性質，乃基於全部：彈在受有外力作用時，產生或多或少之彈性變形，而後將所吸收之變形能量，重又向外授出而有彈回之作用，工程上所用之彈簧乃為使用彈性高之材料，並由特殊有利之造型，使其作用更為擴大而予應用，彈簧之材料與造型乃依需要之彈力與彈程而異，但其彈簧本身所佔之位置與重量與運轉溫度等亦為設計之重要因素。

彈簧之應用範圍甚廣，計可分別列出如下：

- (1) 能量之貯存：如為鐘錶上及玩具上應用之發條。
- (2) 振動之消衰：如為車輛上應用之彈簧。
- (3) 回程之發動：如為內燃機閥，剎車器，聯軸器及儀器內應用之彈簧。

(4) 力之量測：如為彈簧秤等之應用。

(5) 力之分配及力之平衡：如在夾具及沖模座上之應用。

(6) 其他應用：如為停駐彈簧，接觸彈簧及夾緊彈簧，彈簧之分類亦可依其材料，（如為金屬彈簧及橡膠彈簧等），造型，（如為片狀彈簧，螺旋形彈簧等），以及其受力之情況，如為彎曲，扭轉彈簧等，等不同而分類。在計算上自可依其受力之種類而分述之為便。

10.2 特性曲綫

每一彈簧由加外力 F 而發生變形，即在其着力點上移動一彈程 f 。此一彈程，在受彎之彈簧上，即稱之為撓度，如以此彈程依力之大小在

方格紙上繪出其相當之曲線，（力，彈程線），即稱之為彈簧之特性曲線，（以下稱特性線）。

10.2.1 綫型關係之特性綫 如彈簧之材料為適用於Hook氏定律者，在無摩擦力之情況下其特性（力，彈程）曲線，即稱為有綫型之關係（直綫型）。彈程 f 與力 F 有正比關係。在加倍施力時可得加倍之彈程，該綫之上昇率愈陡則在相同之加力時，彈程愈小，意即彈簧為愈硬，（圖10.1）。

此一力與彈程之比，即等於其特性綫切綫之仰角 α ，此角在各不同大小之負荷力，均為相同，亦可稱之為彈簧之剛度 c ：

$$c = \tan \alpha = \frac{F_1}{f_1} = \frac{F_2}{f_2} = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} \quad (\text{N/mm}) \quad (10.1)$$

彈簧之剛度一般即指力與彈程之比值。

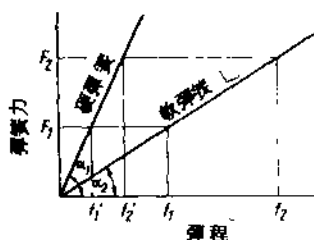


圖10.1 一軟彈簧與一硬彈簧之直綫型特性綫。

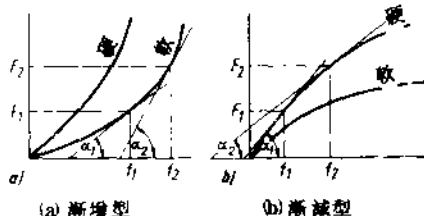


圖10.2 彎曲之特性綫。

特性綫在片狀彈簧及碟狀彈簧（均為受彎曲力者）以及扭轉彈簧及柱狀螺旋彈簧（均為受扭轉力者）等均為直線或近似直線（在可用之彈程範圍內）。

10.2.2 非直綫型之特性綫 在彈簧之有用（工作）範圍內，如其剛度 c 變化不定，則可得彎曲之特性綫。在此又可分別有增強型（向上彎）及減弱型（向下彎）特性綫。增強型之特性綫（圖10.2a）顯示在

增加負荷力時漸漸變硬，由之可避免在受力過大而發生擊透，且在振動時亦可獲得快速之衰振，此在車輛上應用時為有利，增強型特性綫，可由特殊造型之多層式片狀彈簧（參閱 10.6.2）或碟狀彈簧之某種層疊組合（參閱 10.6.5）以及錐形螺旋彈簧等實現。

減弱型特性綫（圖 10.2b）之剛硬度在增加負荷力時反為減弱。此種情況如需在某一負荷力以上，由於發生較大之彈程而祇增加較小之力時為適用以作控制空隙及壓力。此可使用橡膠材料之拉力彈簧或某種碟形彈簧之造型而實現，（參閱 10.6.5）。

10.3 彈程工作量

在彈簧上之着力點，因其負荷力 F 之移動彈程 f 而完成工作之輸入。此在彈簧圖上可由其特性綫下方與橫座標軸所成之面積代表之，在（直）綫型特性綫（圖 10.3）時，可得彈程工作為：

$$W = \frac{F \cdot f}{2} = \frac{c \cdot f^2}{2} \quad (\text{Nmm}) \quad (10.2)$$

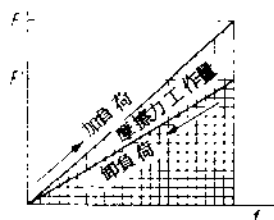


圖 10.3 彈程工作量。

在無摩擦力時，彈程工作在加於彈簧之後，可完全送出原工作量而無損失，此在使用彈簧為能量存貯之目的上，自為有利。但在有摩擦力之彈簧上（實際情況均屬之），其所吸收之一部份工作量化為摩擦工作（發熱）而損失。此在受振動力而作消振或衰振之目的上，亦為有利，可在吸收該振動或撞擊工作之後，祇將其一小部份仍予送出，大部份為其吸收，變為熱能而消失。

10.4 彈簧之材料，性質及應用

選擇彈簧之材料，不但在機械性能上（包括強度及彈性綫之過程）需要顧及，即在其形狀與空間位置，重量以及其他特殊要求方面，均需注意，例如腐蝕性能，磁性及耐熱性能等。有關強度之數值，可參閱表 A 10.1。

10.4.1 彈簧鋼種 鋼料為彈簧中最為常用之材料，因其彈性之性質與其化學成份，加工方法與熱處理之關係極大，自可選擇最適宜之情況以完成之，在DIN17221為熱軋成型之鋼種，DIN17222為冷軋鋼帶，DIN17223為冷拉成型之棒鋼，DIN17224為不銹鋼種，DIN17225為耐熱鋼種，DIN2076, 2077為彈簧鋼綫，DIN1570為有筋扁鋼之為片狀彈簧用者。DIN4620為片狀彈簧用鋼，表10.1列有多種彈簧鋼料及其應用之例。

表 10.1 彈簧鋼

鋼種簡號	DIN	受 力	應 用 舉 例
46 Si 7	17221	中型	鐵路車輛用錐形彈簧，片狀彈簧
65 Si 7	17221	中型	碟形彈簧，環狀彈簧
50 CrV 4	17221	高	車輛用片狀彈簧 > 7mm 厚，螺旋彈簧，碟形或環狀彈簧
71 Si 7	17222	高	車輛用彈簧，螺旋或碟形彈簧，扭桿彈簧至 $\phi 30\text{mm}$
熱處理後，再拉之彈簧鋼綫	2076		受高力之拉力彈簧，鐘錶及發條用
種類 A	17223	低靜態	拉力彈簧，擺臂彈簧，異形彈簧之至 $\phi 10\text{mm}$
B		靜或小量變化	拉力及壓力彈簧，擺臂彈簧
C		高及常變化	拉力及壓力彈簧，擺臂彈簧
H		高及常變化	拉力及壓力彈簧，擺臂彈簧，但至 $\phi 2\text{mm}$
F D		中型經常連續變化	調質彈簧鋼綫可為各種彈簧適用， $\phi 1$ 至 14mm
VD		高及連續變化	調質閥用彈簧鋼綫，為受高力之閥用彈簧， $\phi 1$ 至 7.5mm
X12CrNi 177	17224	高	各種不銹鋼彈簧，溫度可至 300°C
30WCrV179	17225	高	閥用彈簧，在發動機及高溫蒸汽機至 500°C

10.4.2 非鐵金屬彈簧材料 彈簧之由非鐵金屬製成者，主要為受力較小而需防止腐蝕，磁性等特殊需要之場合，例如：

(1) NiBe 2 (96 % Ni , 2 % Be , 及 Fe, Cu 等) , DIN 17741 , 可為高級耐酸及無磁性之鎢鈹發條使用。

(2) CuZn 37 (黃銅料) , DIN 17660 , 特別為電氣工程上之接觸 (通電) 彈簧等應用。

(3) 洋銀料 (CuNi 18 Zn 20) , DIN 17663 , 可為各種耐蝕之彈簧應用。

10.4.3 非金屬彈簧材料 在非金屬之彈簧材料方面，最常見者為：天然及人造橡膠材料，常應用以為受壓及受剪力以及消振，消撞擊及消噪音等彈簧之材料，如為電動機及原動機之支座，彈性聯軸器以及橡膠彈座之車輪（鐵道車輛用），橡膠之硬度可由控制其填充料之配用量，特別以硫磺用量，而調整之，（軟橡膠含硫量約在 10 % 以下）。

特殊之情況下可用木材為彈簧之材料，如為振動篩粉機及農具機上使用木質套管等。此外亦有使用軟木，以及空氣為彈簧材料者，有如在撞擊聯結器等之應用。

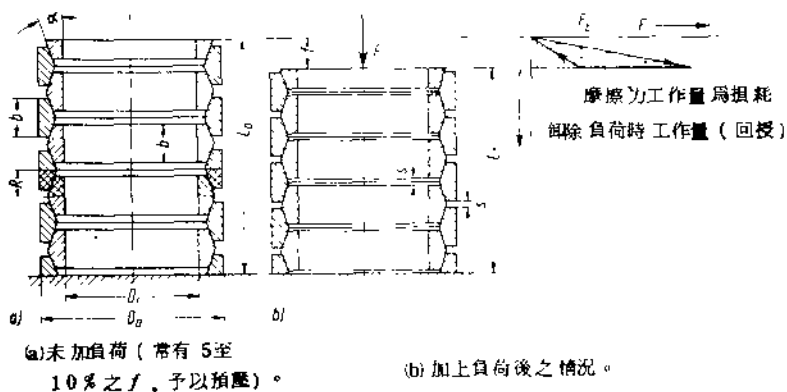


圖 10.4 環狀彈簧柱 由件組成。
(R 視之為一件，即為一個接觸面)

10.5 金屬彈簧之受拉，壓力負荷者

一棒狀金屬之受拉彈簧，如為一鋼綫，其受力在全部各處均為相同，因之在其材料之利用度而言，極為有利，但因其所佔地位為極大，尤其以彈程較大時為甚，故此種應用實際上並無價值，一種較佳而有利之造型，為環狀彈簧，有如圖10.4所示者。

10.5.1 構造及其作用 環狀彈簧為由完整之外環及內環所組成，內外環間具有錐形之接觸面，（圖10.4）。軸向之壓力在錐面上分別使外環受拉，內環受壓，由於彈性之變形，在內外環間可產生移動，由之在受壓之後組成彈簧之柱體變短，在 α 角愈小時短縮量亦愈大。一般之 α 角可為12至15°。為避免在壓力卸除後之自制性（咬死不鬆）應使 $\alpha > \rho$ 。

其特性綫為一直綫，但在卸力時却與受力時者不相重疊（參閱圖10.4），此因其彈回之作用，須在鬆卸至某一程度後方行開始。

$$F_E \approx F/3$$

10.5.2 應用 因其錐面上之摩擦力作用，致使大部份彈程工作化為熱能，依其潤滑之情況，可達70%之多，因之此種環狀彈簧適用以為

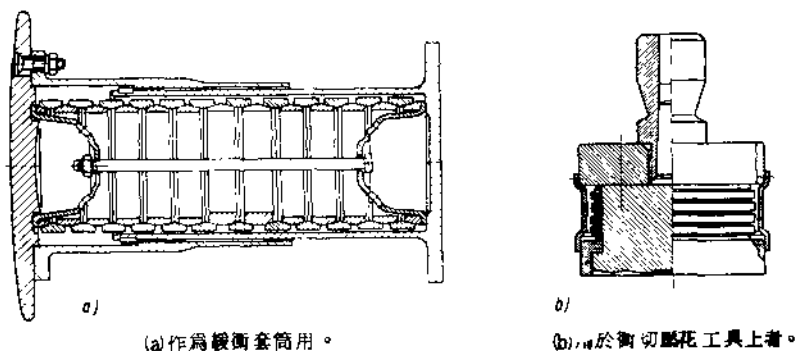


圖10.5 環狀彈簧。

撞擊力之消除，此外亦可作為超負荷彈簧，在重型壓床，鍛機及工具機上應用，特別可在有限之地位間，吸收較大之能量，（圖 10.5），此種彈簧應對潮濕及塵污，特別予以隔絕保護，不使潤滑發生失效之危險。

環狀彈簧之尺寸：其外徑可為 18 至 100 mm

其最大壓力約可為 5 至 1800 kN

其相當之彈程可為 0.4 至 7.6 mm/每件

10.5.3 計算 此種彈簧尚未訂有標準，在應用時可向製造工廠直接索取資料，（如可向 Ringfeder GmbH, Krefeld - Uerdingen）。

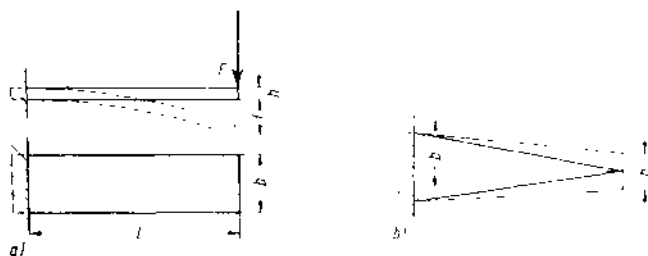
10.6 金屬彈簧之受彎曲力負荷者

10.6.1 長方形及三角形之片狀彈簧

10.6.1 彈簧之作用與應用

簡單之長方形片狀彈簧，可視之為一受負荷力之樑體，其最大之彎曲應力發生於固持處，向外端逐漸減低，由之亦可見祇在固持之一端，就材料之利用度而言，可謂用足，其他部份則因應力較低而未達充分利用之程度，因之祇在受力較小之場合為適用，特別在精密工程上使用之，如為接觸彈簧，停駐彈簧或壓持彈簧等。

三角形片狀彈簧，可相當於一強度為不變之樑體，其斷面之寬度可在



(a) 長方形片彈簧（正面及上視圖）。 (b) 三角（梯）形片彈簧（上視圖）。

圖 10.6 厚度相同之單臂式片彈簧。

應力較低之部份相對減小，使每部份所受之彎曲應力為相同，在受彎時形成一圓弧形之彈性綫（長方形片狀彈簧之彈性綫為拋物綫形），其彈程工作以及其材料之利用度，較之使用長方形片狀彈簧之具有相同體積與相同之應力數值者，可增加三倍之多，但此項優點仍因實用上形狀之限制與不利等，少有採用者，故常以梯形者替代，而對材料之利用度亦作若干之犧牲，有如圖 10-6b 中虛綫所示之形狀，由於上項思考，更發展完成為多層疊置式之片狀彈簧造型，（參閱下文 10.6.2 節）。片狀彈簧之特性綫亦為直綫。

10.6.1.2 計算法

如圖 10.6 所示，由最大彎曲應力之算式可得：

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} < \sigma_{b \text{ zul}} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (10.3)$$

最大之彈簧力可為：

$$F_{\max} = \frac{b \cdot h^2}{6 \cdot l} \cdot \sigma_{b \text{ zul}} \quad (\text{N}) \quad (10.4)$$

由 F 產生之撓度（或稱彈程）可為：

$$f = q_1 \cdot \frac{l^3}{bh^3} \cdot \frac{F}{E} \quad (\text{mm}) \quad (10.5)$$

式中： q_1 為長方形片狀彈簧： $q_1 = 4$

為三角形片狀彈簧： $q_1 = 6$

為梯形片狀彈簧： $q_1 = 4 \cdot \frac{3}{2 + b'/b}$ (b', b 為兩端之寬度)

如以 $F = F_{\max}$ 式 (10.4)，代入式 (10.5) 中則得：

$$f_{\max} = q_2 \cdot \frac{l^2}{h} \cdot \frac{\sigma_{b \text{ zul}}}{E} \quad (\text{mm}) \quad (10.6)$$

式中： q_2 為長方形片狀彈簧： $q_2 = \frac{2}{3}$

三角形片狀彈簧： $q_2 = 1$

梯形片狀彈簧： $q_2 \approx \frac{2}{3} \cdot \frac{3}{2 + b'/b}$

再如在一般彈程工作之算式 $W = Ff/2$ 中，以 $F = F_{max}$ ，式 (10.4)，及 $f = f_{max}$ ，式 (10.6)，代入時，則可得：

$$\text{最大彈程工作量：} W = q_3 \cdot V \cdot \frac{\sigma_{b \text{zul}}^2}{E} \quad (\text{Nmm}) \quad (10.7)$$

式中： q_3 為長方形片狀彈簧： $q_3 = \frac{1}{18}$

三角形片狀彈簧： $q_3 = \frac{1}{6}$

梯形片狀彈簧： $q_3 \approx \frac{1}{9} \cdot \frac{3}{2 + b'/b} \cdot \frac{1}{1 + b'/b}$

V 為彈簧之體積： $V = b \cdot h \cdot l$ 長方形者

$$V = \frac{1}{2} b \cdot h \cdot l \quad \text{三角形者}$$

$$V = \frac{1}{2} (b \cdot h \cdot l) \left(1 + \frac{b'}{b}\right) \quad \text{梯形者}$$

b 為最大之寬度，mm

b' 為梯形之外寬度，mm

h 為彈簧之高（厚）度，mm

l 為彈簧之長度，mm

E 為彈性係數， N/mm^2 ，表 A 10.1

$\sigma_{b \text{zul}}$ 為容許彎曲應力， N/mm^2 ，表 A 10.1

注意：上列各式祇在彈程為較小時適用。

計算步驟：

已知：常為最大彈簧力，最大彈程，以及所佔（可用）之空間（長

度)，由之可依下列步驟施行計算：

- (1) 由式 (10.6) 可求出其彈簧之高 (厚) 度。
- (2) 由式 (10.4) 可求出其彈簧之寬度。
- (3) 所得之尺寸再用式 (10.3) 複算其應力，是否 $< \sigma_{bzul}$ ，(表 A 10.1)。

10.6.2 多層疊置式片狀彈簧

10.6.2.1 發展及應用

多層疊置式片狀彈簧，乃由伸向兩邊之梯形片狀彈簧發展而得，在彈簧受力較大時，其寬度自須增大，此在結構上自將無法容納，因之假如將其裁成多數較狹長之片條，(寬度相同者)，並設法相疊置，(中間不留空隙)，(圖 10.7 a)。其最上面一條將兩端捲出圓孔而使作着力之接頭。相疊後在中間用 U 形夾持器集合，為防止有橫向之滑動，條片上下面附有縱向之筋及槽，(DIN 1570)，相互嵌合，或則使用夾片固定。

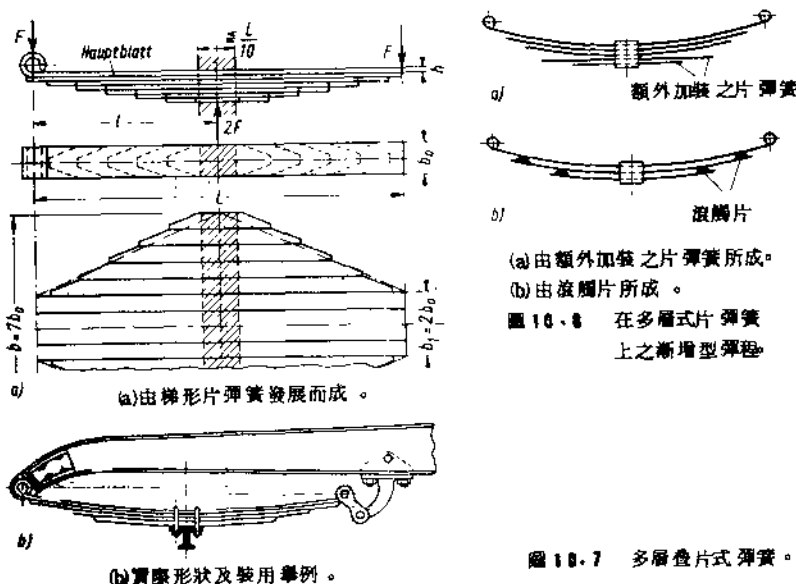


圖 10.7 多層疊片式彈簧。

此種多層疊置之片狀彈簧，特別在機動車輛上，廣為使用，（圖10.7b）。

因在各片相疊接觸面間之摩擦阻力關係，特性線為一近似於直線者，在彈回時之工作量常較所加入者為低小，此可視為有利之衰振作用，在車輛上常希望有增強型之特性線，此可由加裝額外之彈簧片，使在彈程到達某一階段時，開始產生作用，（圖10.8a），或則使用滾板縮短片條之有效長度，（圖10.8b）。

10.6.2.2 計算法

多層疊置式片狀彈簧，依圖10.7a所示之尺寸及受力可用式（10.3）至（10.6）計算之。式中之

$$b = z b_0, q_1 \approx 4 \cdot \frac{3}{2 + z'/z}$$

$$\text{及 } q_2 \approx \frac{2}{3} \cdot \frac{3}{2 + z'/z}$$

代入之即可， z 為總片數， z' 為具有主片長度 L 之片數。

$\sigma_{b \text{ 許用}} \approx 0.4 \text{ 至 } 0.5 \sigma_B (\approx 600 \text{ 至 } 750 \text{ N/mm}^2 \text{ 車輛用者，其 } c = 2F/f \text{ 為較小時可用較小之 } \sigma_B \text{ 值，如為 } 600)$ 。

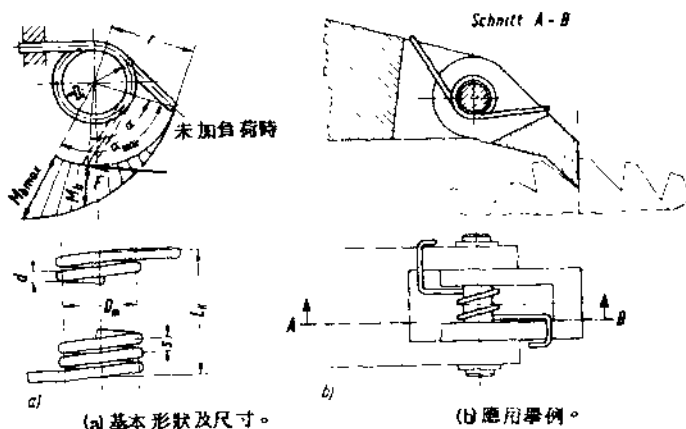


圖10.9 撘臂彈簧。

有關摩擦阻力，因其因素複雜（表面情況，潤滑情況，及受力大小），致計算困難。但可得一般之關係為：

在 z 愈小， h 及 L 愈大時，摩擦力為愈小。
由經驗得知實際之承载力可較計算者高出 2 至 12 %。

10.6.3 旋臂彈簧

10.6.3.1 彈簧作用及應用

旋臂彈簧為用彈簧鋼線在空間繞捲而成之螺旋狀彈簧，而受彎曲力負荷者，在其一端依需用之目的完成為各種形狀之伸臂，（圖 10.9）。如在臂距 r 處加力 F 成為一轉矩送入，則彈簧之直徑，及圈數與伸臂之位置均隨之而變化。彈簧鋼線受一彎應力，其特性線亦為直線。

旋臂彈簧主要應用以有如鉸鏈方式之彈回或緊壓作用，常用於精密機械工程上，如此項彈簧安置於一軸銷上時，則應顧及其直徑縮小時不使與軸銷相緊壓，如 D_1 為最小之彈簧內徑， d_B 為軸銷直徑，則 $d_B \approx 0.8$ 至 $0.9 D_1$ 或 $D_1 \approx 1.1$ 至 $1.25 d_B$ 。

10.6.3.2 計算法

加於彈簧臂上之轉矩 $M_t = Fr$ ，亦即為加於彈簧上之彎曲力矩 M_b ，須以使彈簧之直徑為減縮之方向，因鋼線捲繞成螺旋狀，故有應力昇高之現象，且在彈簧之固定一端亦有若干臂體段之彎曲，故依圖 10.9 a 可得彎曲應力 σ_b 及旋轉角度 α 為：

$$\sigma_b = k \cdot \frac{M_b}{W} \approx k \cdot \frac{F \cdot r}{0.1 d^3} \leq \sigma_{b \text{ zul}} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (10.8)$$

$$\alpha^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_b \cdot l}{E \cdot I} \approx 3700 \cdot \frac{F \cdot r \cdot D_m \cdot i_t}{E \cdot d^4} \quad (10.9)$$

依 DIN 2076（參閱 10.7.2.1）先估出鋼線直徑 d ，應注意者為 $\sigma_{b \text{ zul}}$ 常與 d 有極大之關係，（比較圖 A10.6 b），或如伸臂為較短時，在已知之 D_1 上依 $F = F_{\max}$ 而選出之，（當彈簧內徑 = 軸銷徑時，視為最大之彈簧力）。

$$d \approx k_1 \sqrt[3]{F \cdot r / (1 - k_1)}$$

式中： $k_1 \approx 0.06 \sqrt[3]{F \cdot r / Di}$

d 如小於 5 mm，則 $k_1 \approx 0.22$

$d \geq 5$ 至 12 mm，則 $k_1 \approx 0.24$

未捲繞完成彈簧時之鋼綫長度 l ，如其步距 $s < D_m/4$ 及 $s > D_m/4$ 時，可得：

$$l \approx D_m \pi \cdot i_f \quad (\text{mm})$$

$$\text{及 } l \approx i_f \cdot \sqrt{(D_m \pi)^2 + s^2} \quad (\text{mm}) \quad (10.10)$$

在未加轉矩負荷時之彈簧長度 L_k ，如每圈之鋼綫相為接觸者：

$$L_k \approx (i_f + 1) d \quad (\text{mm}) \quad (10.11a)$$

如每圈間留有空隙而其步距為 s 時則：

$$L_k \approx (i_f \cdot s + d) \quad (\text{mm}) \quad (10.11b)$$

式中： F 為彈簧力，N

r 為 F 之臂距 mm

d 為鋼綫直徑 mm

D_m 為捲繞圈之平均直徑，mm

$i_f \geq 2$ 為圈數

s 為彈簧圈之步距，mm

E 為彈簧鋼綫之彈性係數，N/mm²，表 A 10.1

$\sigma_{b \text{zul}}$ 為容許彎應力，N/mm²，依圖 A 10.3

k 為顧及應力升高之係數

如 $w = D_m/d$ ，依圖 A 10.6 可求出

如 $w \geq 8$ 時，則 k 可以略計之

旋臂彈簧之計算方法已在 DIN 2088 訂有標準。

標準步驟：

已知：常為彈簧力 F ，及其臂距 r 與其旋轉角度 α 。

(1) 由式 (10.8) 計算得鋼綫直徑 d 。

(2) 由式 (10.9) 計算得彈簧之圈數。

D_m 可依安排之地位選定。

或 i_f 由式 (10.11) 計算之，如其 L_k 為選定，然後須依式 (10.9) 計算其 D_m 。