

Anwendung

Drehstabfedern werden vornehmlich im Fahrzeugbau bei Achskonstruktionen (Radaufhängung und -federung!) und bei der Lagerung von Heckladetüren eingesetzt. In Bild 7.15 ist die Drehstabfederung eines einachsigen PKW-Anhängers mit mittig eingespanntem Drehstab dargestellt. Die konstruktive Gestaltung der Drehstabeinspannung ist im Detail in Bild 7.16 dargestellt. Ein praktischer Anwendungsfall der Drehstabfeder im Maschinenbau ist der Drehmomentschlüssel zum kontrollierten Anziehen von Schraubenverbindungen.

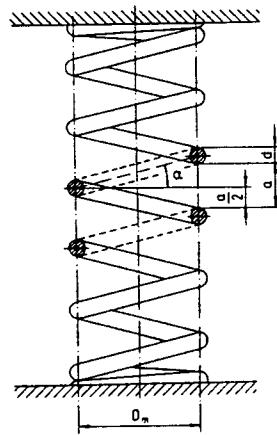
7.4.2.2 Schraubenfedern

Schraubenfedern sind mit einem Steigungswinkel α_w um einen Dorn schraubenförmig gewickelte Drehstabfedern und werden vornehmlich auf Torsion beansprucht. Sie können als Schraubendruckfedern (DIN 2089, T 1) für Druckkräfte oder als Schraubenzugfedern (DIN 2089, T 2) für Zugkräfte verwendet werden.

Werden gemäß Bild 7.17 der Federdrahtdurchmesser mit d , der mittlere Windungsdurchmesser mit D_m und der lichte Abstand mit a bezeichnet, so ist der Steigungswinkel α_w auf dem mittleren Wickelzylinder bei konstanter Steigung durch die Beziehung

$$\tan \alpha_w = \frac{a + d}{\pi \cdot D_m} \quad (7.53)$$

zu ermitteln.



Achsschnitt: $\tan \alpha = \frac{\frac{a}{2} + \frac{d}{2}}{D_m} = \frac{a + d}{2D_m}$

Wickelzylinder: $\tan \alpha_w = \frac{a + d}{\pi D_m}$

Bild 7.17. Steigungswinkel α im Achsschnitt und Steigungswinkel α_w auf dem mittleren Wickelzylinder bei einer Schraubenfeder

Der Steigungswinkel α im Achsschnitt, der für die Berechnung der Federdrahtbeanspruchung von Bedeutung ist, ergibt sich aus

$$\tan \alpha = \frac{a + d}{2 D_m} \quad (7.54)$$

Wird eine Schraubenfeder zentral in Achsrichtung durch eine Kraft F belastet, so ergeben sich für den Federdraht mit dem Durchmesser d im Abstand $D_m/2$ von der Achse folgende Beanspruchungen:

1. Torsionsbeanspruchung durch das Drehmoment

$$T = F \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \cos \alpha \cong F \cdot \frac{D_m}{2} \quad (7.55)$$

2. Biegebeanspruchung durch das Biegemoment

$$M_b = F \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \sin \alpha \quad (\rightarrow 0 \text{ für } \alpha \rightarrow 0!) \quad (7.56)$$

3. Scher- oder Schubbeanspruchung durch die Querkraft

$$F_Q = F \cdot \cos \alpha \cong F \quad (7.57)$$

4. Normalbeanspruchung durch die Längskraft

$$F_L = F \cdot \sin \alpha \quad (\rightarrow 0 \text{ für } \alpha \rightarrow 0!) \quad (7.58)$$

Ist der Steigungswinkel α klein, so können die Biegebeanspruchung und die Normalbeanspruchung gegenüber der Torsions- und der Scherbeanspruchung vernachlässigt werden. Da die Drehstabfeder ein langer oder „schlanker“ Stab ist, können ferner nach den Erkenntnissen der Mechanik [24, 25, 53] die Schubspannungen gegenüber den Torsionsspannungen in erster Näherung vernachlässigt werden.

Für die theoretische maximale Torsionsspannung τ_t oder die ideelle Torsionsspannung τ_i nach DIN 2089, T 1 und T 2 im Federdraht (ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung!) ergibt sich somit folgende Beziehung:

$$\tau_t = \tau_i = \frac{T}{W_t} = \frac{F \cdot \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{8 \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \quad (7.59)$$

Diese theoretische maximale Torsionsspannung ist eine ideelle oder fiktive Spannung und wird gemäß Bild 7.18 an allen Stellen des Federdrahtumfangs als gleich groß angenommen. Die Verteilung der wirklichen Torsionsspannung über den Federdrahtumfang ist aber wegen der Drahtkrümmung und der Schubbeanspruchung ungleichmäßig und an der Drahtinnenseite größer als an der Drahtaußenseite. Berücksichtigt man diese Spannungserhöhung an der Drahtinnenseite durch einen Faktor k nach DIN 2089, T 1 und T 2, so kann für die reale maximale Torsionsspannung $\tau_{t,max}$ oder die größte Torsionsspannung τ_k nach DIN 2089, T 1

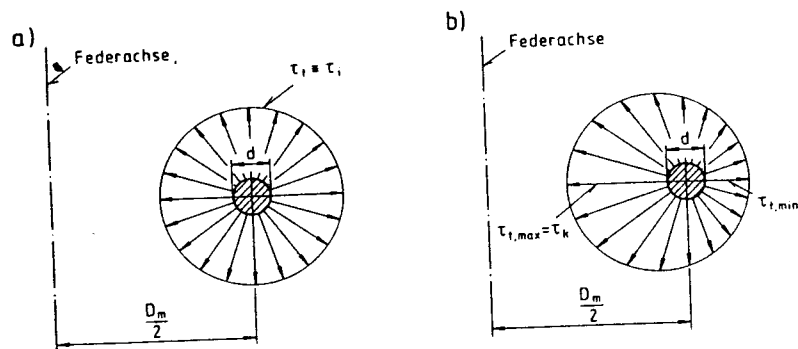


Bild 7.18. Verteilung der Torsionsspannung am Federdrahtumfang bei einer Schraubenfeder; a) theoretische maximale Torsionsspannung (ideelle oder fiktive Spannung, gleichmäßig verteilt!); b) realer Torsionsspannungsverlauf mit Maximalwert an der Drahtinnenseite und Minimalwert an der Drahtaußenseite

und T 2 folgender Wert ermittelt werden:

$$\tau_{t,max} = \tau_k = k \cdot \tau_i = \frac{8 \cdot k \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \quad (7.60)$$

Wahlfaktor → mit $k = 1 + \frac{5}{4} \cdot \frac{1}{w} + \frac{7}{8} \cdot \frac{1}{w^2} + \frac{1}{w^3}$ (7.61)

und $w = \frac{D_m}{d}$ = Wickelverhältnis.

Dieser Korrekturfaktor k liegt für Wickelverhältnisse $w = 5$ bis 13 im Bereich $k = 1,3$ bis $1,1$.

Für eine zulässige Torsionsbeanspruchung $\tau_{t,zul}$ wird bei bekanntem mittlerem Windungsdurchmesser D_m und vorgegebener Belastung F der erforderliche Federdrahtdurchmesser d in folgender Weise ermittelt:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot k \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot \tau_{t,zul}}} \quad (7.62)$$

Der axiale Federweg s wird aus dem Verdrehwinkel φ des gestreckten Federdrahtes vom Durchmesser d und der federnden Länge $L_f = \pi \cdot D_m \cdot i_f$ (i_f = Anzahl der federnden Windungen: L_f = federnde Länge bei Vernachlässigung der Steigung!) in folgender Weise ermittelt:

$$s = \varphi \cdot \frac{D_m}{2} = \frac{T \cdot L_f}{G \cdot I_t} \cdot \frac{D_m}{2} = \frac{F \cdot D_m^2 \cdot L_f}{4 \cdot G \cdot I_t} \quad (7.63)$$

$$s = \frac{F \cdot \pi \cdot i_f \cdot D_m^3}{4 \cdot G \cdot I_t} \quad (7.64)$$

Bei kreisrundem Vollquerschnitt des Federdrahtes (Drahtdurchmesser d und Flächenträgheitsmoment gegen Torsion $I_t = \pi d^4/32$) hat der Federweg s die Größe

$$s = \frac{8 \cdot F \cdot i_f \cdot D_m^3}{G \cdot d^4} \quad (7.65)$$

Da für Schraubenfedern mit konstantem Federdraht- und Windungsdurchmesser die Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes (lineare Federkennlinie!) als gesichert anzusehen ist, ergibt sich aus der Beziehung $F = c \cdot s$ (keine Vorspannung!) für die Federrate c der Wert

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot i_f} \quad (7.66)$$

Die in der belasteten Feder gespeicherte elastische Energie hat die Größe

$$W = \frac{1}{2} F \cdot s = \frac{1}{2} c \cdot s^2 = \eta_A \cdot \frac{\tau_t^2 \cdot V}{2 \cdot G} \quad (7.67)$$

In dieser Gleichung sind:

Nutzungsgrad $\eta_A = \frac{1}{2}$ (bei kreisrundem Vollquerschnitt des Federdrahtes!), (7.68)

Federvolumen $V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \pi \cdot D_m \cdot i_f$, (7.69)

Torsionsspannung $\tau_t = \frac{\tau_{t,max}}{k}$. (7.70)

Die Anzahl der federnden Windungen i_f ist für die nach unterschiedlichen Verfahren hergestellten und an den Endwindungen unterschiedlich ausgeführten Druckfedern und für die Zugfedern mit angebogenen Ösen oder eingeschraubten Laschen bzw. Gewindestopfen bei der Berechnung der Federungseigenschaften in unterschiedlicher Weise aus der Gesamtwindungszahl i_g zu ermitteln.

Zylindrische Schraubendruckfedern

Sie gibt es in der kaltgeformten und der warmgeformten Ausführung.

Die *kaltgeformten Schraubendruckfedern* nach DIN 2095 werden aus gezogenen runden Drähten kalt gewickelt und nach der Kaltformgebung zum Abbau der Eigenspannungen einem Spannungsarmglühen unterzogen. Sie können bis zu Drahtdurchmessern von $d = 17$ mm hergestellt werden. Die Federenden sind so gestaltet, daß bei jeder Federstellung ein möglichst axiales Einfedern erreicht wird (Bild 7.19). Um exakt rechtwinklig zur Federachse stehende Auflageflächen zu gewährleisten, werden die Federenden angelegt und plangeschliffen. In allen übrigen Fällen sind die Federenden nur angelegt (Verringerung der Steigung!) oder unbearbeitet belassen.

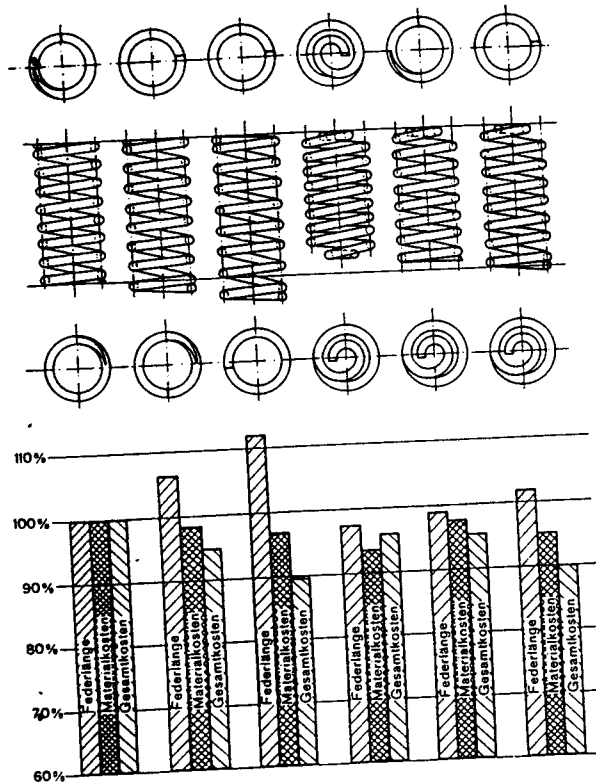


Bild 7.19. Federenden von kaltgeformten Schraubendruckfedern und ihre Auswirkung auf die Federlänge und die Herstellungskosten nach [73]

Bei Drahtdurchmessern $d < 1 \text{ mm}$ oder bei Wickelverhältnissen $w = D_m/d > 15$ wird zur Einsparung von Fertigungskosten fast immer auf das Anschleifen der Federenden verzichtet.

Zur Vermeidung einer einseitigen Belastung der Schraubendruckfedern müssen die Federenden einander gegenüber liegen, d.h. um 180° versetzt sein. Hieraus ergibt sich, daß die Gesamtwindungszahl ein ungerades Vielfaches einer halben Windung sein muß (z.B. $i_g = 5,5; 6,5; 7,5; \dots$).

Ferner ist die Anzahl der federnden Windungen i_f wegen des Anliegens der Anfangs- und der Endwindung am Federkörper um zwei Windungen kleiner als die Gesamtwindungszahl i_g [10]. Es gilt also:

$$i_f = i_g - 2 \quad \text{bzw.} \quad i_g = i_f + 2 \quad (7.71)$$

Die warmgeformten Schraubendruckfedern nach DIN 2096, T 1, werden aus warmgewalzten oder warmgewalzten und geschliffenen Stäben mit $8 \text{ mm} \leq d \leq 60 \text{ mm}$ hergestellt und nach der Warmformgebung vergütet (Bild 7.20). Bei Federdrahtdurchmessern im Bereich $8 \text{ mm} \leq d \leq 14 \text{ mm}$ werden die Federenden meist nur

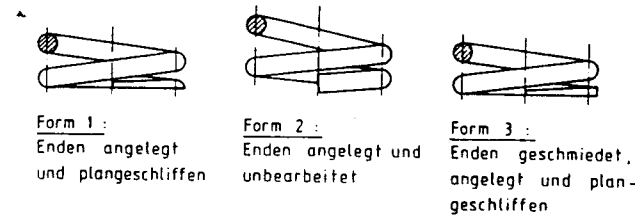


Bild 7.20. Ausführungsformen der Federenden bei warmgeformten Schraubendruckfedern (DIN 2096, T 1)

angelegt und aus dem Vollen geschliffen, und bei Federdrahtdurchmessern $d > 14 \text{ mm}$ werden die Federenden angelegt, geschmiedet und geschliffen. Bei unbearbeiteten Federenden (z.B. in der Großserienfertigung!) müssen zur genauen axialen Einleitung der Federkraft am Anfang und am Ende einer Feder Steigungsteller vorgesehen werden (DIN 2096, T 2).

Die Anzahl der federnden oder wirksamen Windungen i_f ist wegen der Verminderung der Steigung über $3/4$ der Anfangs- und der Endwindung einer Feder, wobei die Stabenden auf $d/4$ spanend abgearbeitet sein müssen, um 1,5 Windungen kleiner als die Gesamtwindungszahl i_g [10]. Es gilt somit die Beziehung

$$i_f = i_g - 1,5 \quad \text{bzw.} \quad i_g = i_f + 1,5. \quad (7.72)$$

Die Berechnung der zylindrischen Schraubendruckfedern ist in der DIN 2089, T 1, für ruhende bzw. selten wechselnde und für schwingende Belastung sehr ausführlich dargestellt. An dieser Stelle soll daher zusätzlich zu den bereits abgeleiteten Gleichungen (7.59) bis (7.72) nur auf das theoretische Druckfederdiagramm und auf das Knicken der Schraubendruckfedern eingegangen werden.

Druckfederdiagramm

Im theoretischen Druckfederdiagramm gemäß Bild 7.21 (DIN 2095 und DIN 2096, T 1) sind die Federkräfte F_i über den unterschiedlichen Federwegen s_i aufgetragen (linearer Zusammenhang!). Parallel zur Ordinate ist gegenläufig zu den Federwegen s_i die Länge L_i der Schraubendruckfeder angegeben. Der Federweg s_i und die Federlänge L_i bei der entsprechenden Federkraft F_i ergänzen sich zur Länge L_0 der unbelasteten Feder ($F = 0$). Die theoretisch maximale Federkraft $F_{c,th}$ ist diejenige Federkraft, die der Federlänge L_c (Blocklänge der Feder!) bei aneinander liegenden Windungen entspricht. Durch sie würde auch die maximale Federung s_c zustandekommen. Die in der Praxis zugelassene größte Federkraft F_n ist diejenige Federkraft, die zwischen den einzelnen Federwindungen noch einen Mindestabstand zuläßt. Die Summe dieser Mindestabstände zwischen den federnden Windungen hat für kaltgeformte Schraubendruckfedern gemäß DIN 2095 die Größe

$$S_n = x \cdot d \cdot i_f = L_n - L_c, \quad (7.73)$$

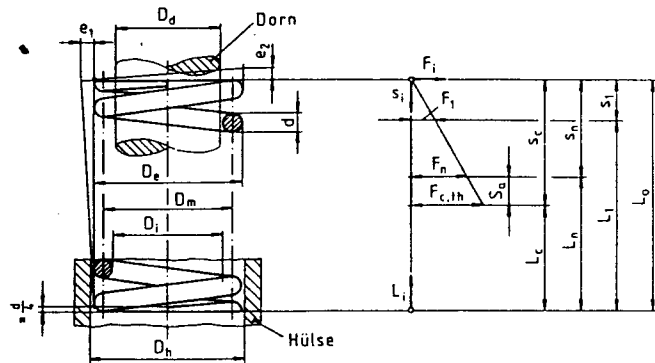
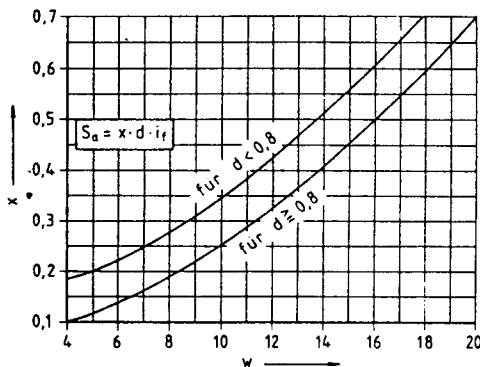


Bild 7.21. Federdiagramm einer Schraubendruckfeder nach DIN 2095 und DIN 2096, T 1

Bild 7.22. Wert x in Abhängigkeit vom Wickelverhältnis $w = \frac{D_m}{d}$ nach DIN 2095

wenn d der Federdrahtdurchmesser, i_f die Zahl der federnden Windungen und x ein Faktor in Abhängigkeit vom Wickelverhältnis w gemäß Bild 7.22 sind.

Für warmgeformte Schraubendruckfedern gemäß DIN 2096, T 1, soll der Mindestsicherheitsabstand der Windungen in der Summe

$$S_s \geq 0,02 \cdot D_e \cdot i_f \quad (7.74)$$

betragen. Hierin ist D_e der äußere Windungsdurchmesser ($D_e = D_m + d$). Der lichte Abstand je Windung soll also mindestens 2% des äußeren Windungsdurchmessers betragen.

Die Blocklänge L_c läßt sich für kaltgeformte Schraubendruckfedern gemäß DIN 2095 in folgender Weise ermitteln bei angelegten und angeschliffenen Federenden:

$$L_c \leq i_g \cdot d_{\max} \quad (7.75)$$

angelegten, aber nicht angeschliffenen Federenden:

$$L_c \leq (i_g + 1) \cdot d_{\max} \quad (7.76)$$

Der Durchmesser d_{\max} ist das Nennmaß N des Federdrahtdurchmessers d , vermehrt um das obere Abmaß A_0 .

Für warmgeformte Schraubendruckfedern gemäß DIN 2096, T 1, hat die Blocklänge L_c folgende Größe bei angelegten und plangeschliffenen sowie geschmiedeten, angelegten und plangeschliffenen Federenden:

$$L_c = (i_g - 0,3) \cdot d_{\max} \quad (7.77)$$

angelegten und unbearbeiteten Federenden:

$$L_c = (i_g + 1,1) \cdot d_{\max} \quad (7.78)$$

Ausknicken von Schraubendruckfedern

Werden Schraubendruckfedern außermittig belastet, und sind sie von einer gewissen Schlankheit, d.h., ist die Federlänge L_0 der unbelasteten Feder im Vergleich zum mittleren Windungsdurchmesser D_m groß, so bewegen sie sich nicht nur in Richtung der Federachse, sondern sie verbiegen sich auch quer dazu, d.h., sie knicken aus. Bei dieser Belastung müssen sie daher so dimensioniert und so geführt oder „eingespannt“ werden, daß sie knicksicher sind. Nach DIN 2089, T 1, sind Schraubendruckfedern, deren Enden sich nur in axialer Richtung bewegen, dann als knicksicher anzusehen, wenn die in Bild 7.23 über dem mit dem Lagerungsbeiwert v gewichteten Schlankheitsfaktor L_0/D_m dargestellte relative Federung, d.h. der auf die Federlänge L_0 der unbelasteten Feder bezogene axiale Federweg s , nicht überschritten wird. Der knicksichere Arbeitsbereich der Federn liegt also unterhalb und der knickgefährdete Arbeitsbereich oberhalb der in Bild 7.23 dargestellten Kurve. Im unteren Teil von Bild 7.23 ist die Zuordnung des Lagerungsbeiwertes v zu der Lagerungsart axial belasteter Schraubendruckfedern angegeben. Groß [26], Niepage [49] und Wahl [68] haben in Anlehnung an die Eulerschen Knickfälle bezüglich der Lagerung und „Einspannung“ der Federenden genauere Untersuchungen durchgeführt und diese durch einen Korrekturfaktor v erfaßt. Nach Wahl [68] kann für Schraubendruckfedern mit kreisrundem Drahtquerschnitt bei statischer Belastung die Knickgefahr durch den kritischen Federweg s_K (Knickfederweg!) abgeschätzt werden, der in der Praxis nicht überschritten werden darf. Dieser läßt sich aus der Geometrie der Feder (mittlerer Windungsdurchmesser D_m , Länge L_0 der unbelasteten Feder!), den werkstoffspezifischen Größen des Federwerkstoffes (Elastizitätsmodul E und Schubmodul G !) und der Art der Lagerung oder „Einspannung“ (Korrekturfaktor v !) nach folgender Beziehung ermitteln:

$$\frac{s_K}{L_0} = \frac{1}{2 \cdot (1 - G/E)} \cdot \left[1 - \sqrt{1 - 2\pi^2 \cdot \frac{1 - G/E}{1 + 2G/E} \cdot \left(\frac{D_m}{v \cdot L_0} \right)^2} \right] \quad (7.79)$$

In Bild 7.24 ist für Schraubendruckfedern aus Stahl diese bezogene kritische

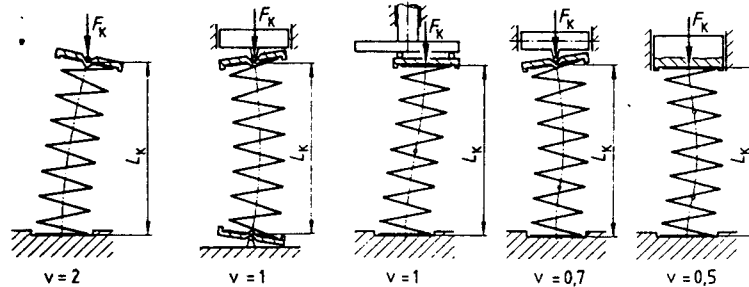
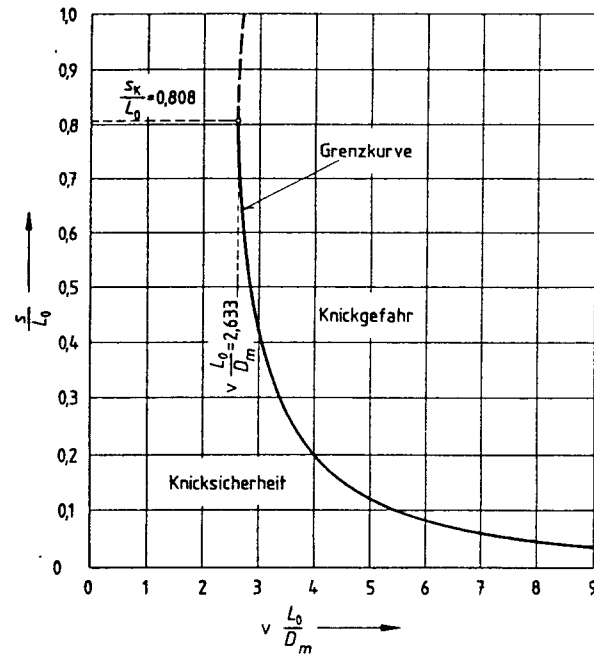


Bild 7.23. Grenzen der Knicksicherheit von Schraubendruckfedern, deren Enden sich nur in axialer Richtung bewegen

Knicksfederung s_k/L_0 über dem Schlankheitsfaktor L_0/D_m für die unterschiedlichen Korrekturfaktoren $v = 0,5; 0,66$ und 1 graphisch dargestellt. In Bild 7.24 ist ferner die Zuordnung zwischen Korrekturfaktor (Lagerungsbeiwert) v und Lagerungsart der Federenden ersichtlich.

Bei nicht knicksicheren Federn kann konstruktiv durch Zwangsführung der Federenden in Hülsen oder über Führungzapfen eine ausreichende Knicksicherheit erreicht werden, die allerdings zu Reibung führt und einen Reibverschleiß bewirkt. Um den Reibverschleiß klein zu halten, werden sehr oft Teilfedern

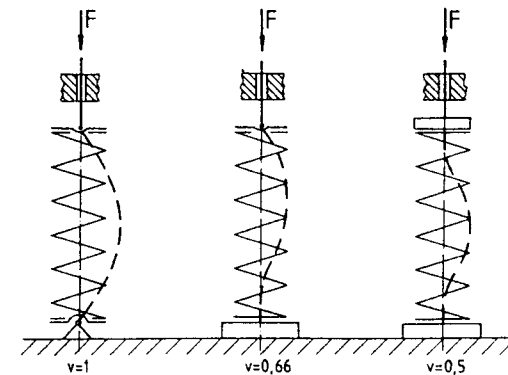
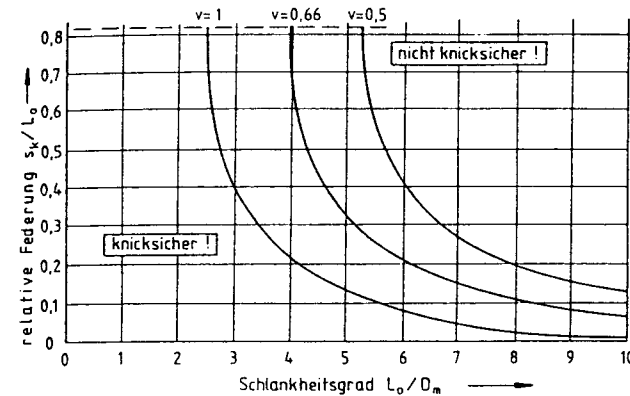


Bild 7.24. Knicksicherheit und Korrekturfaktoren v (Lagerungsbeiwerte) für die unterschiedliche Art der Abstützung der Federenden bei Stahlschraubenfedern und statischer Belastung nach Wahl [68]

(mehrere kürzere Federn in Hintereinanderschaltung!) mit geführten Zwischentellern vorgesehen.

Zylindrische Schraubenzugfedern

Sie gibt es in der kaltgeformten und der warmgeformten Ausführung.

Die kaltgeformten Schraubenzugfedern nach DIN 2097 werden aus patentiert gezogenen bzw. vergüteten Federdrähten bis zu 17 mm Durchmesser kalt gewickelt. Bei ihnen sind im Regelfall die Windungen mit einer gewissen Pressung aneinander gewickelt, so daß die Feder eine innere Vorspannkraft F_0 aufweist. Das Ein- und Ausleiten der Federkraft erfolgt gemäß Bild 7.25 (DIN 2097) über angebogene Ösen, eingerollte Haken oder Gewindebolzen, eingeschraubte Gewindestopfen und eingeschraubte Laschen. Bei den angebogenen Ösen ist die Anzahl der federnden

Anzahl i_f der federnden Windungen gelten die gleichen Beziehungen wie bei den kaltgeformten Schraubenzugfedern.

Zugfederdiagramm

Die Federkennlinie im theoretischen Zugfederdiagramm gemäß Bild 7.26 (DIN 2089, T 2 und DIN 2097) beginnt bei den kaltgeformten Zugfedern an der Ordinate bei der inneren Vorspannkraft F_0 und steigt mit zunehmendem axialem Federweg s linear an. Die Federate c ist somit der Quotient aus der Federkraftdifferenz $F_i - F_0$ und dem zur Federkraft F_i gehörenden Federweg s_i . Die Federlänge L_i setzt sich aus der Länge L_K des unbelasteten Federkörpers mit eingewundener Vorspannung, den beiden Ösenlängen L_H (Abstand der Ösen-Innenkante vom Federkörper!) und dem Federweg s_i zusammen. Es gilt also die Beziehung

$$L_i = L_K + 2 L_H + s_i \quad (7.81)$$

Die Federkörperlänge L_K ist dabei die Länge des unbelasteten Federkörpers mit eingewundener Vorspannung ohne Ösen bei anliegenden Federwindungen. Sie kann aus dem Federdrahtdurchmesser d und der Gesamtanzahl i_g der Federwindungen in folgender Weise ermittelt werden:

$$L_K = (i_g + 1) \cdot d \quad (7.82)$$

Für die Schraubenzugfedern können die bei den Schraubendruckfedern abgeleiteten Beziehungen direkt übernommen werden, wenn anstelle der Federkraft F_i die Differenzfederkraft zur Federvorspannkraft F_0 , d.h. $\Delta F = F_i - F_0$, eingesetzt wird.

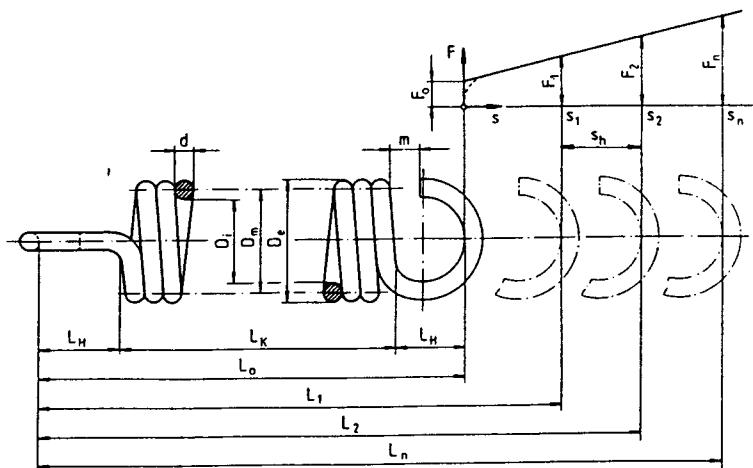


Bild 7.26. Federdiagramm einer Schraubenzugfeder nach DIN 2089, T 2 und DIN 2097

Zulässige Torsionsspannungen

Nach DIN 2089, T 1 und T 2, werden hinsichtlich der Belastungsart ruhende oder stationäre (Lastspielzahl $N \leq 10^6$), selten wechselnde (gelegentliche Laständerungen in größeren Zeitabständen mit einer Lastspielzahl $N < 10000$) und schwingende (Laständerungen mit einer Lastspielzahl $N \geq 10000$) Belastungen unterschieden.

1. Ruhende oder selten wechselnde Belastung

Bei ruhender bzw. selten wechselnder Beanspruchung können folgende theoretische maximale Torsionsspannungen (ohne Berücksichtigung des Faktors k für die Spannungserhöhung an der Drahtinnenseite!) zugelassen werden bei kaltgeformten Schraubendruckfedern:

$$\tau_{t,zul} = \tau_{i,zul} \approx 0,56 \cdot R_m \quad (7.83)$$

kaltgeformten Schraubenzugfedern:

$$\tau_{t,zul} = \tau_{i,zul} \approx 0,45 \cdot R_m \quad (7.84)$$

Für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus patentiert-gezogenem Federstahldraht der Klassen A, B, C und II nach DIN 17223, T 1, aus vergütetem Federstahldraht oder vergütetem Ventildraht nach DIN 17223, T 2, und aus nichtrostendem kaltgezogenem Federstahldraht (z.B. X 12 Cr Ni 18 8 und X 12 Cr Ni 17 7) nach DIN 17224 sind die zulässigen Werte für die theoretische maximale Torsionsspannung $\tau_{t,zul} = \tau_{i,zul}$ gemäß DIN 2089, T 1, in Bild 7.27 in Abhängigkeit vom Federdrahtdurchmesser d graphisch dargestellt.

Bei warmgeformten Schraubendruckfedern aus Qualitätsstahl und aus Edelstahl nach DIN 17221 sind die Werte für $\tau_{t,zul} = \tau_{i,zul}$ aus Bild 7.28 zu entnehmen. Bei kaltgeformten Schraubenzugfedern sind für die gleichen Federwerkstoffe die zulässigen Werte für die theoretische maximale Torsionsspannung im Federdraht gemäß DIN 2089, T 2, in Bild 7.29 zusammengestellt.

Aus diesen Bildern ist ersichtlich, daß die zulässige Beanspruchung mit zunehmendem Federdrahtdurchmesser d sehr stark abnimmt. Bei warmgeformten Schraubenzugfedern wird nach DIN 2089, T 2, empfohlen, bei Vernachlässigung des Faktors k eine zulässige Torsionsspannung von $\tau_{t,zul} = \tau_{i,zul} = 600 \text{ N/mm}^2$ nicht zu überschreiten.

2. Schwingende Belastung

Bei der Dimensionierung von Schraubendruckfedern für schwingende Belastung wird unterschieden zwischen Federn mit unbegrenzter Lebensdauer (Lastspielzahl $N \geq 10^7$; Dauerschwingfestigkeit!) und Federn mit begrenzter Lebensdauer (Lastspielzahl $N < 10^7$; Zeitschwingfestigkeit!). Die schwingende Belastung ist dabei eine Schwellbelastung, z.B. zwischen der Federvorspannkraft (Einbauzustand!) und der maximalen Betriebskraft der Feder oder allgemein zwischen zwei Federkräften F_1 , F_2 , die die Federwege s_1 , s_2 bewirken. Ist $F_2 > F_1$, so wird die Differenz zwischen den vorhandenen Torsionsspannungen $\tau_{t,max,2} = \tau_{k,2}$ und $\tau_{t,max,1} = \tau_{k,1}$ unter Berücksichtigung des Einflusses der Drahtkrümmung als Hubspannung τ_{kh}

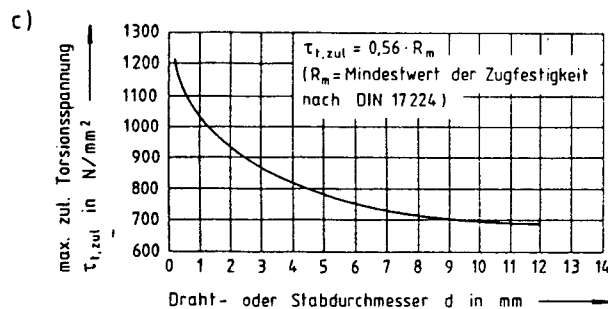
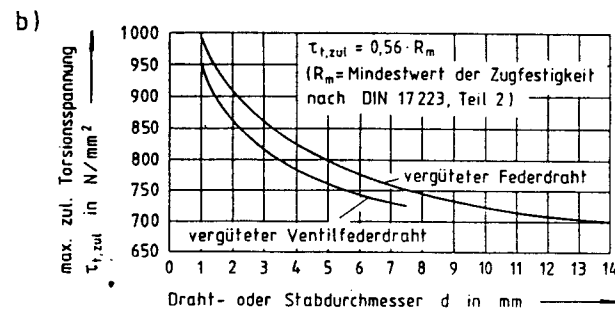
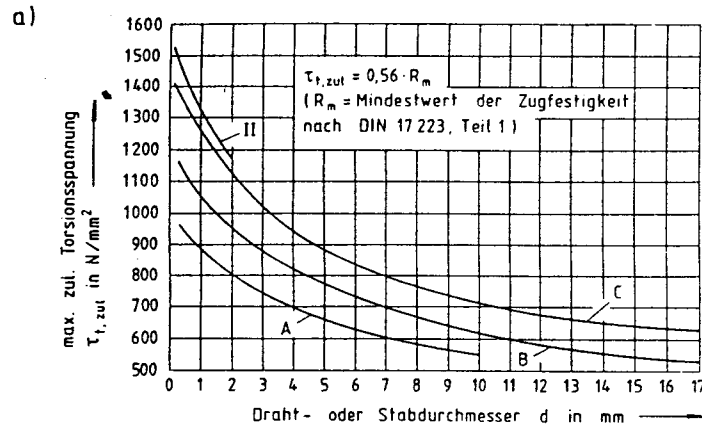


Bild 7.27. Maximal zulässige Torsionsspannung bei Blocklänge für kaltgeformte Schraubendruckfedern nach DIN 2089, T 1; a) aus patentiert-gezogenem Federstahldraht der Klassen A, B, C und II nach DIN 17223, T 1; b) aus vergütetem Federdraht oder vergütetem Ventillfederdraht nach DIN 17223, T 2; c) aus nichtrostendem, kaltgezogenem Federstahldraht nach DIN 17224

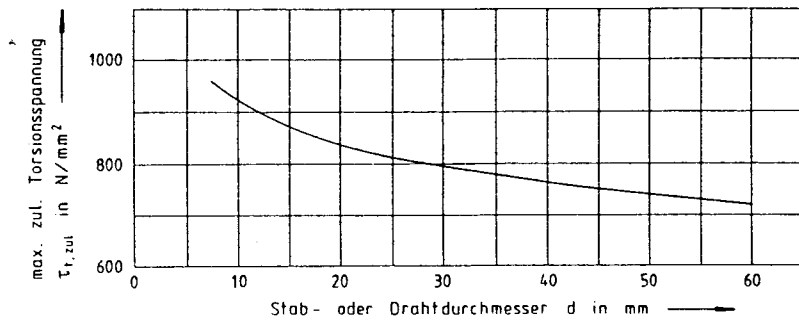


Bild 7.28. Maximal zulässige Torsionsspannung nach DIN 2089, T 1 bei Blocklänge für warmgeformte Schraubendruckfedern aus Edelstahl nach DIN 17221

bezeichnet. Sie hat also die Größe

$$\tau_{kh} = \tau_{t,max,2} - \tau_{t,max,1} = \tau_{k,2} - \tau_{k,1} \leq \tau_{kII} \quad (7.85)$$

und darf die zulässige Dauerhubfestigkeit τ_{kh} nicht überschreiten. Die Werte dieser Dauerhubfestigkeit τ_{kh} sind für die unterschiedlichen Federstähle in DIN 2089, T 1, den Dauerfestigkeitsschaubildern in Abhängigkeit von der Unterspannung τ_{ku} ($\tau_{ku} = \tau_{k,1}$) und für verschiedene Federdrahtdurchmesser d zu entnehmen (Bilder 7.30 und 7.31).

Für die Dimensionierung von Schraubenzugfedern unter schwingender Belastung lassen sich wegen des starken Einflusses der Ösen, Haken und eingeschraubten Gewindestopfen keine genauen Dauerfestigkeitswerte wie bei den Schraubendruckfedern angeben. In DIN 2089, T 2, wird aus diesem Grunde empfohlen, Schraubenzugfedern bei schwingender Belastung nicht einzusetzen.

Sonderformen von Schraubenfedern

Neben den zylindrischen Schraubenfedern aus Federdraht mit kreisrundem Querschnitt gibt es solche aus Federdraht mit quadratischem oder rechteckförmigem Querschnitt. Da sie aus Gründen einer schwierigeren Herstellung und einer schlechteren Werkstoffausnutzung in der Praxis nur selten eingesetzt werden, wird an dieser Stelle auf ihre Berechnung verzichtet. Die dazu erforderlichen Beziehungen sind der Spezialliteratur [12, 26, 29, 39, 45, 56, 65] zu entnehmen.

Sollen mit Schraubenfedern progressive Kennlinien verwirklicht werden, so kann dies auf folgende vier Arten erfolgen:

1. Ineinandersetzen (Parallelschaltung!) von verschiedenen langen zylindrischen Schraubenfedern;
2. Wickeln der Schraubenfeder aus Federdraht konstanten Durchmessers mit unterschiedlicher Steigung, aber konstantem mittlerem Windungsdurchmesser;
3. Wickeln der Schraubenfeder aus Federdraht mit konisch zu den Federenden

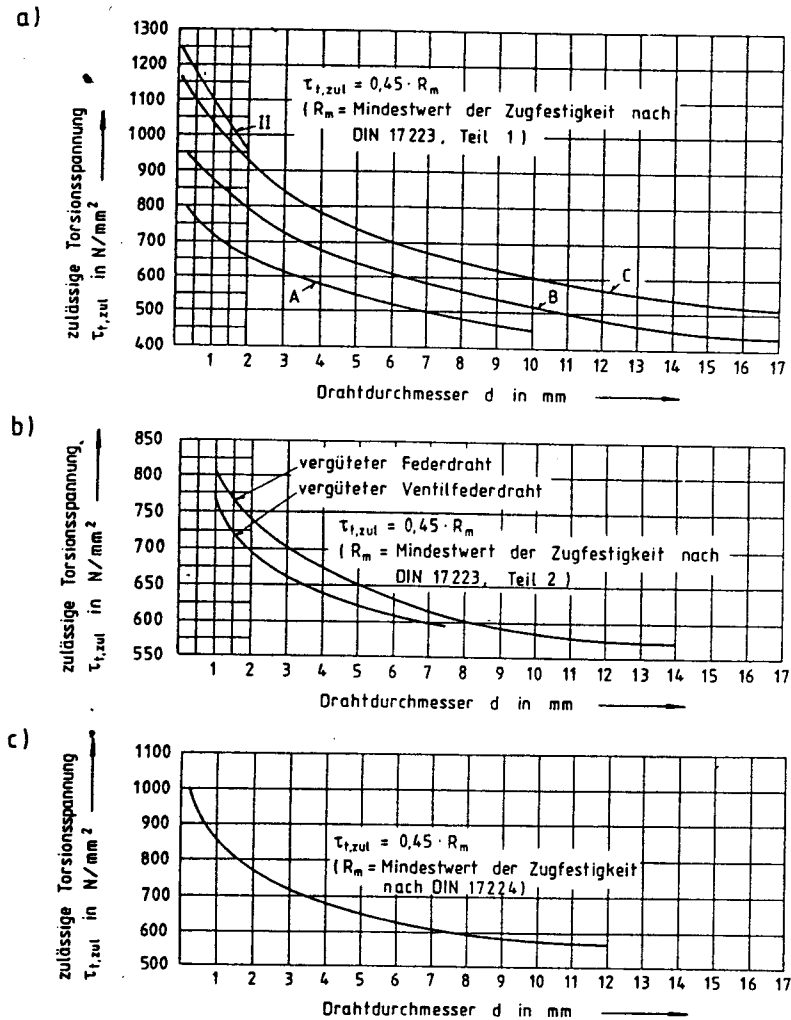


Bild 7.29. Zulässige Torsionsspannung nach DIN 2089, T 2 für kaltgeformte Schraubenzugfedern: a) aus patentiert-gezogenem Federstahldraht der Klassen A, B, C und II nach DIN 17223, T 1; b) aus vergütetem Federdraht oder vergütetem Ventildraht nach DIN 17223, T 2; c) aus nichtrostendem, kaltgezogenem Federstahldraht nach DIN 17224

- sich verjüngendem oder größer werdendem Durchmesser bei konstanter Steigung und konstantem äußerem Windungsdurchmesser;
4. Wickeln der Schraubenfeder aus Federdraht mit konstantem Querschnitt (kreisrund oder rechteckig!) bei konstanter Steigung, aber unterschiedlichem mittlerem Windungsdurchmesser (z.B. kegelige Schraubenfedern!).

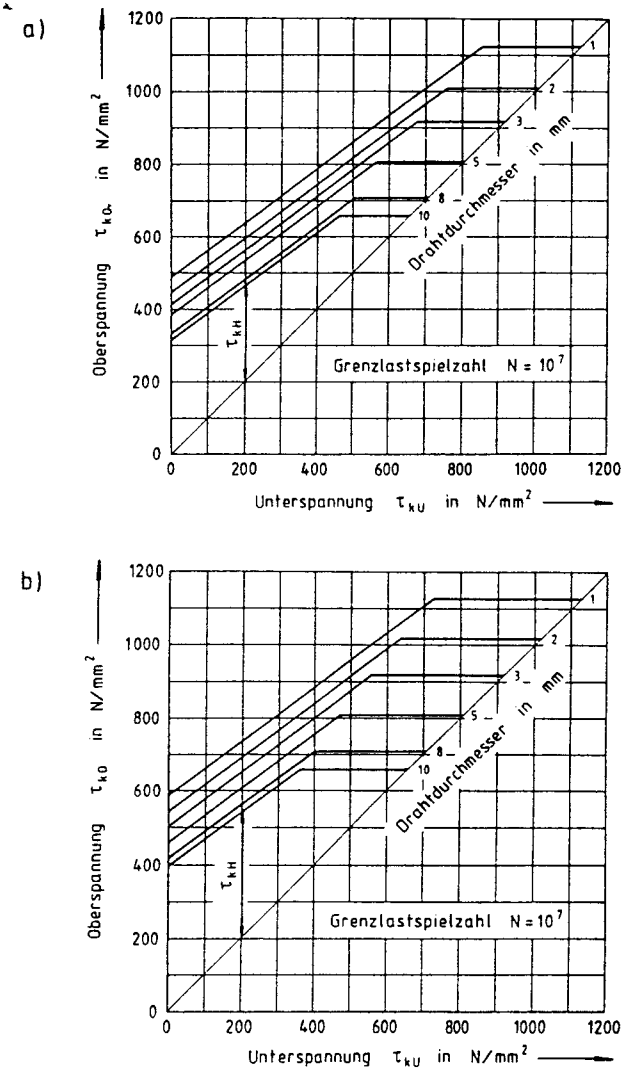
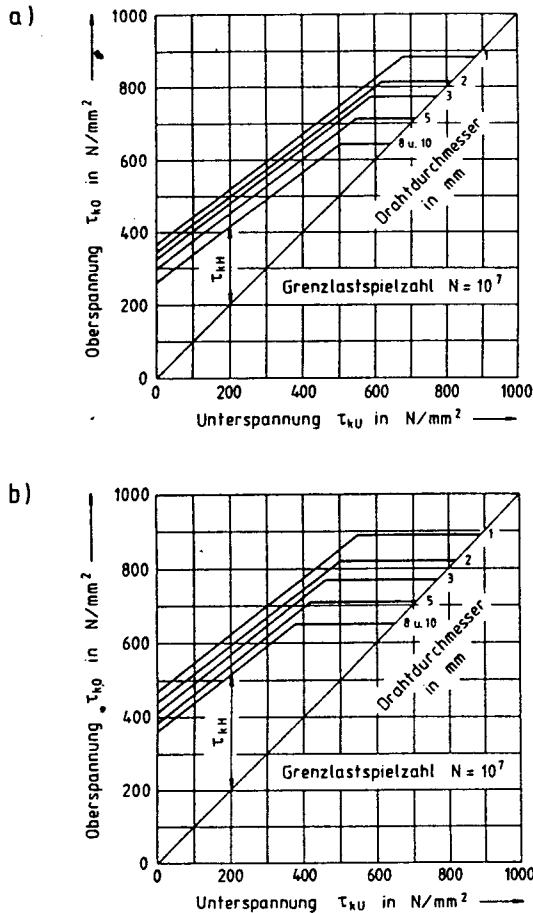


Bild 7.30. Dauerfestigkeitsschaubild nach DIN 2089, T 1 für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus patentiert-gezogenem Federstahldraht der Klassen C und D nach DIN 17223, T 1; a) nicht kugelgestraht; b) kugelgestraht



Bei Schraubenfedern mit nichtkonstantem Federdrahtdurchmesser bzw. mit unterschiedlicher Steigung legen sich die Windungen mit dem kleinsten Federdrahtdurchmesser bzw. mit der kleinsten Steigung zuerst an. Die Anzahl der federnden Windungen wird dadurch laufend kleiner. Die Folge davon ist das Ansteigen der Federrate. Im Prinzip können derartige Federn als Hintereinanderschaltung von einzelnen Federn mit unterschiedlichem Drahtdurchmesser bzw. mit unterschiedlicher Steigung aufgefaßt werden [65].

Auf die Berechnung dieser Federn wird in diesem Rahmen verzichtet. Die dafür erforderlichen Grundlagen sind in [12, 31, 39 45, 65] zusammengestellt.

Anwendung

Ihre vielgestaltigen Formen, große Anpassungsfähigkeit, große Variationsmöglichkeit bei den Bauabmessungen und den Werkstoffen, ihre Verwendung als Zug- und als Druckfedern sowie die Möglichkeit, durch Parallel- und/oder Reihenschaltung jedes Federverhalten, d.h. jede Federcharakteristik zu realisieren, führen dazu, daß die Schraubenfedern die im Maschinen- und Fahrzeugbau am häufigsten verwendeten Federn sind. Schraubenfedern werden als Spannfedern, Rückholfedern bei Backenbremsen und bei Druckzylindern, Achsfedern bei Fahrzeugen, Ventildfedern in Motoren und in Armaturen, in Industriestoßdämpfern, bei elastischen Lagerungen, im Werkzeugmaschinenbau, in der Fördertechnik und in der Feinwerktechnik sowie in vielen anderen Bereichen der Technik vielseitig eingesetzt.

7.4.3 Biegebeanspruchte Federn

Biegebeanspruchte Federn werden als Stäbe, Platten und Scheiben ausgeführt. Die am häufigsten angewendeten Biegefedern sind die Biegestabfedern, die Platten- oder Blattfedern, die Scheibenbiegefedern (z.B. Tellerfedern!) und die gewundenen Biegefedern (z.B. für Uhren, Schenkelfedern für Scharniere oder Klappen!).

7.4.3.1 Einfache und geschichtete Blattfedern

Die einfachen Biegeblattfedern gibt es gemäß Bild 7.32 in unterschiedlicher Lagerung bzw. Einspannung an den Federenden und mit gleichbleibendem oder

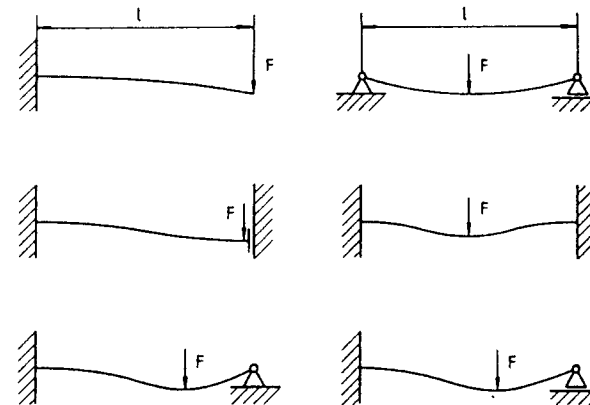


Bild 7.32. Unterschiedliche Lagerungen bzw. Einspannungen von Blattfedern