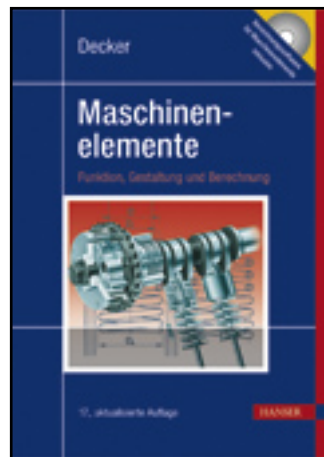


HANSER



Vorwort

Karl-Heinz Decker, Karlheinz Kabus

Decker Maschinenelemente

Funktion, Gestaltung und Berechnung

Überarbeitet von Frank Rieg, Gerhard Engelken, Frank Weidemann,
Reinhard Hackenschmidt

ISBN: 978-3-446-41759-5

Weitere Informationen oder Bestellungen unter

<http://www.hanser.de/978-3-446-41759-5>

sowie im Buchhandel.

Vorwort

Von dem nun in der 17. Auflage vorliegenden Lehrbuch **Decker Maschinenelemente** wurde die 1. Auflage 1963 von Karl-Heinz Decker verfasst und hat seitdem Generationen von Ingenieuren und Technikern während des Studiums und im Berufsleben begleitet. Es ist für den Unterrichts- und Vorlesungsgebrauch an Fachschulen, Fachhochschulen und Universitäten gedacht, aber auch für das Selbststudium und für die Konstruktionspraxis geeignet. Die wichtigsten Maschinenelemente sind in einer knappen und übersichtlichen Form dargestellt. Dabei ist jede Maschinenelementgruppe in sich geschlossen behandelt, damit der Lehrstoff wahlweise und von anderen Elementen unabhängig durchgearbeitet werden kann.

Das Fachgebiet Maschinenelemente ist sehr umfangreich und erweitert sich durch neue Entwicklungen und Forschungsergebnisse ständig. Davon können im Rahmen der Ausbildung zum Ingenieur oder Techniker nur die wesentlichen Hauptgebiete behandelt werden. Die Vertiefung dieser Kenntnisse muss sich dann durch die Beschäftigung mit Konstruktionsproblemen in der Praxis ergeben.

Zum besseren Verständnis sind weit über hundert Berechnungsbeispiele jeweils im Anschluss an den behandelten Stoff eingefügt und zur Unterscheidung vom übrigen Inhalt farbig unterlegt. Auf die Herleitung der Berechnungsgleichungen wurde in dieser Auflage besonderer Wert gelegt; trägt dies doch zum tieferen Verständnis bei. Mit den zahlreichen Tabellen und Diagrammen, die im beiliegenden Tabellenband zusammengefasst wurden, werden dem Leser die Unterlagen in die Hand gegeben, die er zum Berechnen der Maschinenelemente braucht. Im Lehrbuch sind nur die tabellarisch geordneten Angaben und Diagramme vorhanden, die zum Verständnis des Textes notwendig sind. Der Tabellenband kann auch unabhängig vom Lehrbuch benutzt werden, vorzugsweise in Verbindung mit der Formelsammlung **Decker Maschinenelemente – Formeln**.

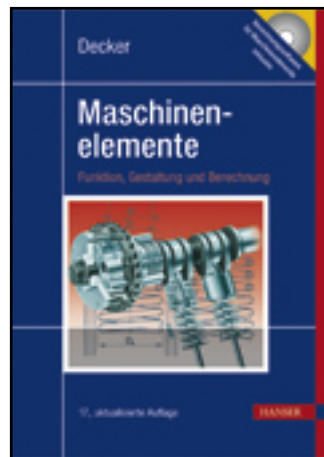
Die in den letzten Jahren erfolgte Herausgabe neuer Normen machte eine Überarbeitung bzw. Neubearbeitung mehrerer Kapitel erforderlich. Dabei wurden auch die neuen umfangreichen Berechnungsverfahren berücksichtigt. In diese Auflage neu aufgenommen sind die FKM-Richtlinie 183, die Wellenberechnung nach DIN 743, das Übertragungsverfahren und die Finite-Elemente-Analyse. Dafür wurde das leistungsfähige OpenSource Programm Z88[®] der Buch-CD beigefügt, und damit ist der Leser in der Lage, auch komplizierte statische Berechnungen auf einem PC auszuführen.

Auf der beigefügten CD-ROM befinden sich zudem Excel-Arbeitsblätter für PCs sowie Taschenrechner- und PC-Programme zur Berechnung von Maschinenelementen, mit denen die Berechnungsarbeit wesentlich erleichtert wird. Ferner kann man damit eine Vielzahl von Aufgaben aus dem im gleichen Verlag erschienenen zugehörigen Aufgabenbuch **Decker Maschinenelemente – Aufgaben** vollständig oder teilweise lösen. Dessen 13., Auflage ist umfassend auf die vorliegende 17., Auflage dieses Lehrbuches abgestimmt.

Allen Kolleginnen und Kollegen von Fach- und Hochschulen und aus der Industrie, die durch Kritik und Anregungen zur Verbesserung und Erweiterung des Buches beigetragen haben, sei herzlich gedankt, ebenso den vielen Firmen, die Unterlagen zur Verfügung stellten. Unser Dank gilt Frau Dipl.-Ing. *Bettina Baumgart*, Herrn Dipl.-Ing. *Bernd Kretschmer* und Herrn Dr.-Ing. *Peter Möhler* für die Ausarbeitung der Excel-Arbeitsblätter. Frau Prof. Dr.-Ing. *Petra Wieland* danken wir für die Unterstützung bei der Bearbeitung des Kapitels Zahnradpaare mit sich kreuzenden Achsen, Frau *Reymann*, Frau Dipl.-Ing. *Sonja Bergmann* und Herrn Dipl.-Ing. *Jens-Uwe Goering* für die Unterstützung bei der Zeichnungserstellung. Herrn *Jochen Horn* vom Carl Hanser Verlag danken wir für die gute Zusammenarbeit. Verlag und Bearbeiter hoffen, dass dieses Buch wie bisher den Ingenieuren und Technikern während des Studiums und in der Praxis ein nützlicher Helfer sein wird.

*Karlheinz Kabus
Frank Rieg, Frank Weidermann,
Gerhard Engelken, Reinhard Hackenschmidt*

HANSER



Leseprobe

Karl-Heinz Decker, Karlheinz Kabus

Decker Maschinenelemente

Funktion, Gestaltung und Berechnung

Überarbeitet von Frank Rieg, Gerhard Engelken, Frank Weidermann,
Reinhard Hackenschmidt

ISBN: 978-3-446-41759-5

Weitere Informationen oder Bestellungen unter

<http://www.hanser.de/978-3-446-41759-5>

sowie im Buchhandel.

14 Federn

Federn dienen als elastische Verbindungselemente beispielsweise zur Rückführung von Ventiltellern oder Steuergestängen, zum Antrieb von Wickeltrommeln, als Stoßdämpfer, zur Kraftbegrenzung, zur Kraftmessung u. dgl. Ihrer Form nach kennt man **Schrauben-, Teller-, Blatt-, Stabfedern** usw., ihrer Verformung nach **Druck-, Zug-, Biege- und Drehfedern**.

14.1 Kennlinien, Federarbeit

Die Eigenschaften der Federn werden nach ihrer **Kennlinie** beurteilt. Die **Kennlinien** in Bild 14.1 sind progressiv, linear und degressiv. Viele technische Federn haben lineare Kennlinien.

Man definiert die **Federsteifigkeit** als Verhältnis von Federkraft F zu Federweg s bzw. als Verhältnis von Federdrehmoment M_t zum Drehwinkel φ bei Drehfedern.

Lineare Kennlinie:

Federsteifigkeit bei
Zug-, Druck- und Biegefedern
$$c = \frac{F}{s} \tag{14.1}$$

Federsteifigkeit bei Drehfedern
$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} \tag{14.2}$$

c in N/mm,
 c_t in Nmm/rad,
 s in mm,
 M_t in Nmm,
 φ in rad

Die Benennung der Federrate ist uneinheitlich. In manchen Federnormen heißt sie R , in anderen, z. B. DIN 2095, jedoch c . Da sind im allgemeinen technisch-physikalischen Gebrauch der Buchstabe c durchgesetzt hat, wird hier c bzw. c_t verwendet (wie auch in DIN 740). Es sei aber ausdrücklich darauf hingewiesen, dass in manchen DIN-Normen auch R bzw. R_t benutzt wird.

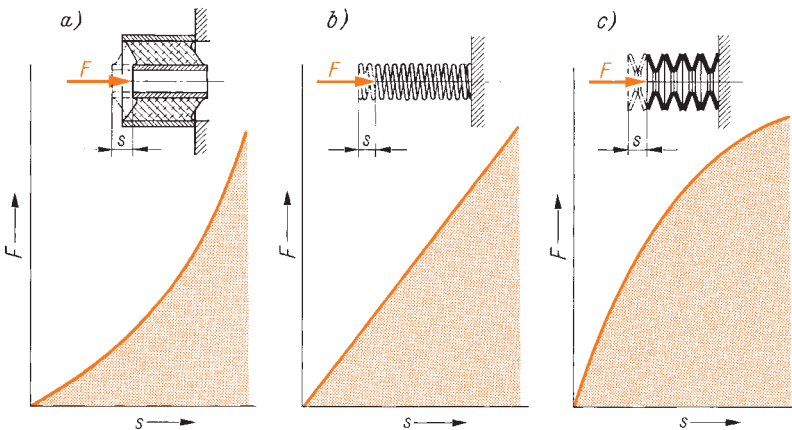


Bild 14.1 Federkennlinien

a) progressive einer Gummifeder, b) gerade einer zylindrischen Schraubenfeder, c) degressive einer Tellerfedersäule

Bei nichtlinearen Federkennlinien gilt:

$$c = \frac{dF}{ds}, \quad c_t = \frac{dM_t}{d\varphi}$$

Ggf. wird die Federkennlinie abschnittsweise berechnet. Der Kehrwert der Federsteifigkeit heißt **Federnachgiebigkeit** δ . Es gilt:

$$\delta = \frac{1}{c} \quad \text{bzw.} \quad \delta_t = \frac{1}{c_t} \tag{14.1a} \tag{14.2a}$$

Eine Feder muss so dimensioniert werden, dass die gewünschte Federsteifigkeit erreicht und die zulässige Beanspruchung nicht überschritten wird. Hierzu sind oftmals mehrere Berechnungen und wiederholte Abmessungsannahmen notwendig, um beide Forderungen zu erfüllen. Ohne diese Angleichung ist eine optimale Gestaltung nicht möglich.

Beim Spannen einer Feder wird Arbeit verrichtet, die die Feder, abgesehen von inneren oder äußeren Reibungsverlusten, beim Entspannen wieder abgibt. Da die Arbeit das Produkt von Kraft und Weg ist, kennzeichnet die in Bild 14.1 farbige angelegte Fläche die **Federarbeit**. Es gilt:

$$W = \int_0^{s_{\max}} F \cdot ds \quad \text{bzw.} \quad W_t = \int_0^{\varphi_{\max}} M_t \cdot d\varphi$$

Bei gerader Kennlinie ist sie das Produkt aus der durchschnittlichen Federkraft $F/2$ und dem zurückgelegten Weg s bzw. aus dem durchschnittlichen Federdrehmoment $M_t/2$ und dem zurückgelegten Winkel φ :

<i>Federarbeit von Zug-, Druck- und Biegefedern</i>	$W = \frac{F}{2} s$	(14.3)
<i>Federarbeit von Drehfedern</i>	$W_t = \frac{M_t}{2} \varphi$	(14.4)

W, W _t	in Nmm	Federarbeit,	M _t	in Nmm	Federdrehmoment,
F	in N	Federkraft,	φ	in rad	Federdrehwinkel.
s	in mm	Federweg,			

14.2 Schwingverhalten

Eine mit einer Feder beweglich verbundene Masse gerät bei einem Kraftanstoß in gedämpfte Eigenschwingungen (Bild 14.2). Mitunter wird von derartigen Schwingssystemen eine be-

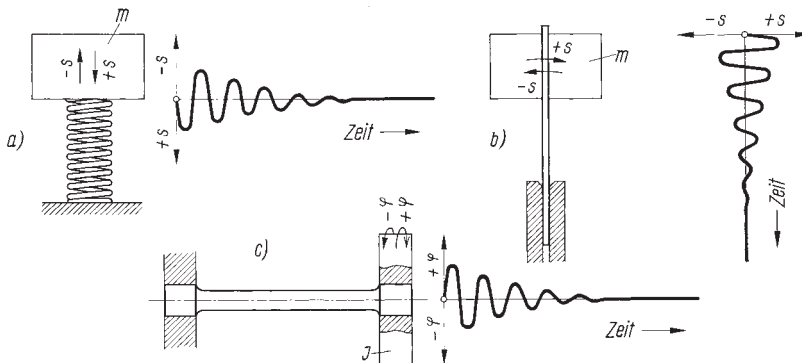


Bild 14.2 Feder-Schwingensysteme, gedämpfte Schwingung
 a) mit einer Druckfeder, b) mit einer Biegefeder, c) mit einer Drehfeder

stimmte Eigenfrequenz gefordert, wie z. B. von Schwingsieben, Schüttelrutschen, Schwingtischen, Rüttlern, Waggon- und Kraftwagenfedern.

$$\text{Eigenfrequenz eines Schwingsystems mit Zug-, Druck- oder Biegefeder} \quad f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (14.5)$$

f_e in $s^{-1} = \text{Hz}$ Eigenfrequenz des Federschwingsystems (Hz = Hertz),
 c in N/m Federsteifigkeit,
 m in kg abgefederte Masse.

Bei Drehfedern (Bild 14.2c) tritt an die Stelle der Masse m die Drehmasse J als Summe der Produkte aller Massenteilchen und dem Quadrat ihres Radius zur Drehachse. Man kann sich nämlich die Drehmasse J als eine Masse am Radius 1 und den Drehwinkel φ als Bogen mit dem Radius 1 vorstellen, sodass sich eine prinzipiell zur Gl. (14.5) identische Gleichung ergibt:

$$\text{Eigenfrequenz eines Schwingsystems mit Drehfeder} \quad f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_t}{J}} \quad (14.6)$$

c_t in Nm/rad Federrate = Federkonstante,
 J in $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ Drehmasse oder Trägheitsmoment der abgefederten Masse zur Drehachse.

In den Gln. (14.5) und (14.6) ist die Eigenmasse der Feder, die ja mitschwingt, nicht berücksichtigt. Auch ohne abgefederte Masse besitzen die elastischen Federn eine Eigenfrequenz.

14.3 Zusammenwirken mehrerer Federn

Aus konstruktiven Gründen müssen mitunter mehrere Federn zur Aufnahme von Kräften und Ausführung von Bewegungen dienen. Man unterscheidet:

1. Parallelschaltung von Federn (Bild 14.3a)

Die Federn werden so eingebaut, dass sich die äußere Belastung F anteilmäßig auf die einzelnen Federn aufteilt, aber der Weg der einzelnen Federn gleich groß ist. Somit wird $F = c_1 \cdot s + c_2 \cdot s + c_3 \cdot s = (c_1 + c_2 + c_3) s$. Daraus folgt die

$$\text{Gesamtfedersteifigkeit} \quad c_{\text{ges}} = c_1 + c_2 + c_3 + \dots \quad (14.7)$$

Es addieren sich also die Federsteifigkeiten.

2. Hintereinanderschaltung von Federn (Bild 14.3b)

Die Federn werden so miteinander gekoppelt, dass die äußere Belastung F an jeder einzelnen Feder angreift und die einzelnen Federwege s_i und Federsteifigkeiten c_i verschieden groß sind. Somit ist $s_{\text{ges}} = s_1 + s_2 + s_3$ oder $F \cdot \delta_{\text{ges}} = F \cdot \delta_1 + F \cdot \delta_2 + F \cdot \delta_3 = F(\delta_1 + \delta_2 + \delta_3)$. Daraus folgt die

$$\text{Gesamtfedernachgiebigkeit} \quad \delta_{\text{ges}} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \dots \quad (14.8)$$

Es addieren sich also die Federnachgiebigkeiten.

3. Mischschaltung von Federn (Bild 14.3c)

Es werden mehrere Federn parallel und hintereinander geschaltet. Aus dem Bild ist zu ersehen, dass für den dargestellten Fall gilt:

a) Federsteifigkeit c_{12} der Federn 1 und 2 = Parallelschaltung

$$c_{12} = c_1 + c_2, \quad \delta_{12} = \frac{1}{c_{12}} = \frac{1}{c_1 + c_2}$$

b) Federsteifigkeit c_{34} der Federn 3 und 4 = Parallelschaltung

$$c_{34} = c_3 + c_4, \quad \delta_{34} = \frac{1}{c_{34}} = \frac{1}{c_3 + c_4}$$

c) die „Federn“ 12 und 34 sind hintereinandergeschaltet:

$$\delta_{\text{ges}} = \delta_{12} + \delta_{34}, \quad c_{\text{ges}} = \frac{1}{\delta_{\text{ges}}}$$

$$c_{\text{ges}} = \frac{1}{\frac{1}{c_1 + c_2} + \frac{1}{c_3 + c_4}} \tag{14.9}$$

Entsprechend diesem Vorgehen werden Mischschaltungen in Parallel- und Hintereinanderschaltungen gedanklich zerlegt und Schritt für Schritt berechnet.

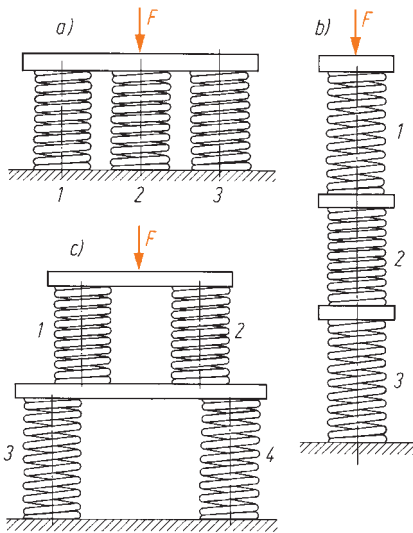


Bild 14.3 Zusammenwirken mehrerer Federn
 a) Parallelschaltung
 b) Hintereinanderschaltung
 c) Mischschaltung

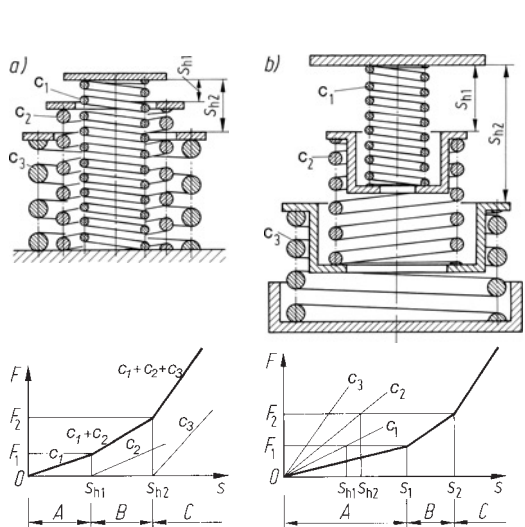


Bild 14.4 Zusammenwirken mehrerer Federn mit Anschlagbegrenzung (aus [14.7])
 a) Parallelschaltung,
 b) Hintereinanderschaltung

4. Schaltung von Federn mit Anschlagbegrenzung (Bild 14.4)

Bei dem in Bild 14.4a gezeigten System mit drei parallelgeschalteten Federn ist im Bereich A die Gesamtfedersteifigkeit $c_{\text{ges}} = c_1$, im Bereich B ist $c_{\text{ges}} = c_1 + c_2$, und im Bereich C ist $c_{\text{ges}} = c_1 + c_2 + c_3$. Damit ergibt sich eine geknickte Kennlinie.

Bei dem in Bild 14.4b gezeigten System mit hintereinandergeschalteten Federn ist im Bereich A bis zum Anschlag der Feder 1: $1/c_{\text{ges}} = 1/c_1 + 1/c_2 + 1/c_3$, im Bereich B bis zum Anschlag der Feder 2 ist $1/c_{\text{ges}} = 1/c_2 + 1/c_3$, und im Bereich C ist bis zum Anschlag der Feder 3: $1/c_{\text{ges}} = 1/c_3$, d. h. $c_{\text{ges}} = c_3$. Damit ergibt sich ebenfalls eine geknickte Kennlinie.

14.4 Werkstoffe, Halbzeuge

Übliche Federwerkstoffe sind: härtbare Kohlenstoffstähle, Chrom-, Silicium-, Silicium-Mangan-, Chrom-Vanadium- und nichtrostende Stähle. Hinzu kommen die Nichteisenmetalle Messing, verschiedene Bronzen, Neusilber u. a.

Die hohe Festigkeit erhalten die Federstähle durch Härten und ggf. anschließendes Anlassen oder anschließende Sonderbehandlungen. Dünne Drähte zeigen eine hohe Streckgrenze, wenn sie niedrig angelassen werden. Hohe Anlasstemperaturen und nochmaliges Abschrecken steigern die Dauerfestigkeit. Eine Dauerfestigkeitserhöhung tritt auch durch Überschleifen nach den Härten ein, das die entkohlte, kerbwirkungsbildende Oberflächenschicht entfernt. Kugelstrahlen verdichtet die Oberflächenschicht und erhöht ebenfalls die Dauerfestigkeit. Ein Polieren mildert die Kerbwirkungen, die durch die Oberflächenrauigkeit entstehen. Es ist ratsam, höchstbeanspruchte Federn einem Dauerversuch zu unterziehen, falls nicht ausreichende Erfahrungswerte zur Verfügung stehen. Die Dauerfestigkeit der Federn nimmt wie bei jedem Maschinenteil mit zunehmender Dicke ab.

In den Tabn. 14.1 bis 14.8 sind genormte Federwerkstoffe mit Festigkeitswerten, Anwendungshinweisen und Halbzeugabmessungen aufgeführt. Die Eigenschaften von Federdraht und Federband aus den nichtrostenden Stählen X 12 CrNi 17 7, X 7 CrNiAl 17 7 und X 5 CrNiMo 18 10, von Kupferlegierungen CuZn, CuSn, CuNi, CuMn, CuCr und CuBe vgl. die entsprechenden DIN-Normen.

Die Federsteifigkeit von Metallfedern hängt bei Zug- und Biegebeanspruchung vom **Elastizitätsmodul E** , bei Torsionsbeanspruchung vom **Schubmodul G** ab. Werte für E und G siehe Tab. 14.9.

14.5 Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten oder Stäben

Aus Runddraht gewickelte zylindrische Druckfedern kommen am häufigsten vor, Bild 14.5. **Das sind Federn aus runden Drähten, die nach der Kaltformgebung nur einem Anlassen zum Abbau von Eigenspannungen unterworfen werden.** Sie können bis zu einem Drahtdurchmesser von etwa $d = 17$ mm hergestellt werden, Windungsdurchmesser $D \leq 200$ mm, Federlänge $L_0 \leq 630$ mm, Anzahl der federnden (wirksamen) Windungen $n \geq 2$, Wickelverhältnis $w = D/d = 4 \dots 20$.

Die zur Überleitung der Federkraft auf die Anschlusskörper dienenden Federenden sind so auszubilden, dass bei jeder Federstellung ein möglichst axiales Einfedern bewirkt wird. Dies wird im Allgemeinen durch Verminderung der Steigung an je einer auslaufenden Windung erreicht. Um rechtwinklig zur Federachse ausreichende Auflageflächen zu erhalten, werden die Drahtenden entspr. Bild 14.5a plangeschliffen. Bei Drahtdurchmessern unter 1 mm oder bei einem Wickelverhältnis $w = D/d > 15$ werden die Enden meistens nicht geschliffen (Bild 14.5b).

Da die angelegten Enden nicht federn, ist zwischen der Anzahl n der federnden Windungen und n_{ges} der Gesamtwindungen zu unterscheiden. Bei den Ausführungen nach Bild 14.5 ist

$$n = n_{\text{ges}} - 2 \quad \text{kaltverformte Federn.}$$

Werkstoffe und Drähte siehe die Tabn. 14.3 bis 14.5.

Für die kaltgeformten Federn sind **drei Gütegrade** vorgesehen, wobei der Gütegrad 1 die gerinsten Abweichungen zulässt. Ohne Angaben eines Gütegrades gilt der Gütegrad 2. Der Gütegrad 1 ist nur bei zwingender Notwendigkeit vorzuschreiben, hierbei brauchen nicht alle Größen dem Gütegrad 1 anzugehören.

In der Tab. 14.11 sind die **genormten Baugrößen** von Druckfedern mit $d = 0,5 \dots 10$ mm aufgeführt, auf die möglichst zurückzugreifen ist. Sie werden ausgeführt mit der Drahtsorte C

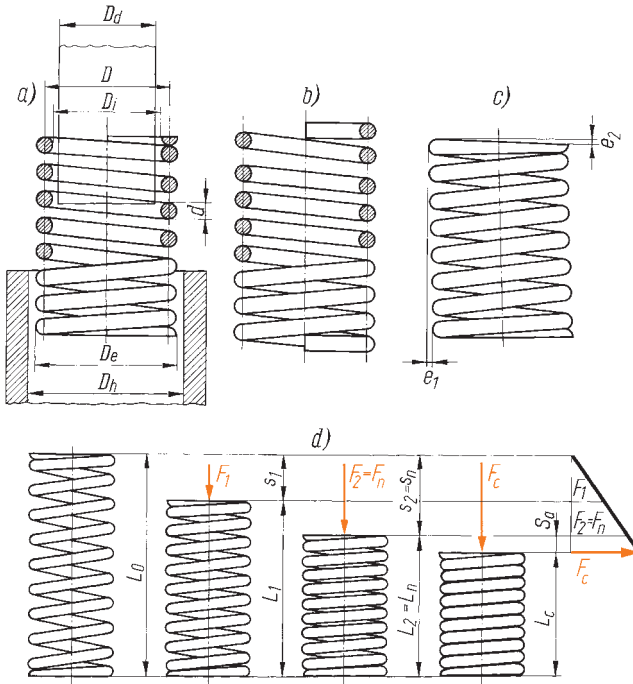


Bild 14.5 Kaltformte Druckfedern nach DIN 2095
 a) Endwindungen angelegt und geschliffen,
 b) Endwindungen angelegt,
 c) Formabweichungen,
 d) Kräfte und Federlängen

oder D (Tab. 14.4), in der Maßgenauigkeitsklasse C (Tab. 14.5) und mit dem Gütegrad 2, mit der Drahtsorte C jedoch erst ab $d = 2$ mm. Diese Federn sind für ruhende Belastung ausgelegt. Baugrößen mit $d = 0,1 \dots 0,4$ mm sind mit DIN 2098-2 genormt.

In Bild 14.6 sind **warmgeformte Druckfedern aus Rundstäben** gezeigt. Sie werden nach der Formgebung vergütet. Die Federn werden entweder aus warmgewalzten Stäben oder nach dem Warmwalzen bearbeiteten (geschälten, gedrehten oder geschliffenen) Stäben hergestellt (Tab. 14.6).

DIN 2096-1 gilt für Losgrößen bis 5000 Stck., Stabdurchmesser $d = 8 \dots 60$ mm, Außendurchmesser $D_e \leq 460$ mm, Federlängen $L_0 \leq 800$ mm, Anzahl der wirksamen Windungen $n \geq 3$, Wickelverhältnisse $w = D/d = 3 \dots 12$, **DIN 2096-2** gilt für Großserien mit Losgrößen von

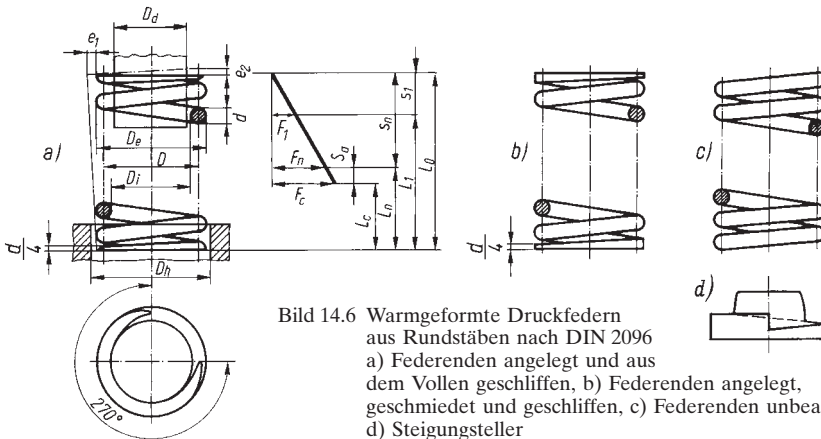


Bild 14.6 Warmgeformte Druckfedern aus Rundstäben nach DIN 2096
 a) Federenden angelegt und aus dem Vollen geschliffen, b) Federenden angelegt, geschmiedet und geschliffen, c) Federenden un bearbeitet, d) Steigungsteller