

§. 20.

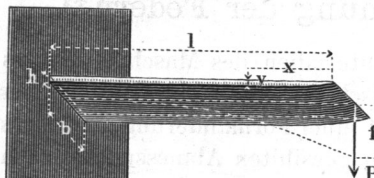
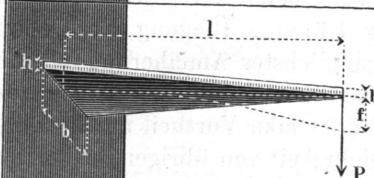
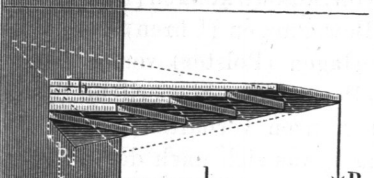
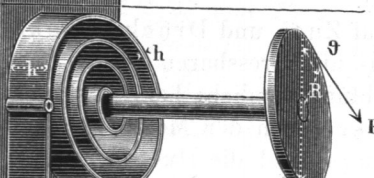
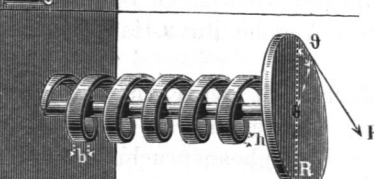
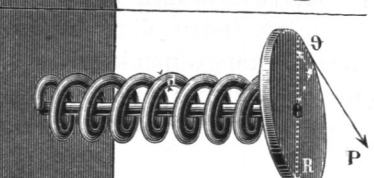
Berechnung der Federn*).

Die Konstruktionsmaterialien des Maschinenbauers sind alle mehr oder weniger elastisch nachgiebig, so dass sie äusseren Kräften nur unter Eingehung einer Formänderung zu widerstehen vermögen, welche bei richtig gewählten Abmessungen nach Aufhören der äusseren Kraftwirkung wieder verschwindet. Diese Formänderung — Ausdehnung, Kürzung, Biegung, Verdrehung — sucht man gewöhnlich behufs möglichster Annäherung an die Starrheit der konstruktiven Systeme so viel als thunlich einzuschränken. Bei den Federn jedoch zieht man Vortheil aus derselben, indem man die elastische Nachgiebigkeit von übrigens widerstandsfähigen Systemen zur Aufnahme von Stosswirkungen (Buffer, Wagenfedern), zum Hervorbringen von Bewegungen (Uhren), zum Bilden weicher und doch haltbarer Unterlagen (Polster) verwerthet. Zu Federn eignen sich deshalb vor allem solche körperliche Systeme, welche innerhalb der Elastizitätsgrenzen verhältnissmässig grosse Formänderungen erleiden können, was sich nach deren Festigkeitseigenschaften beurtheilen lässt.

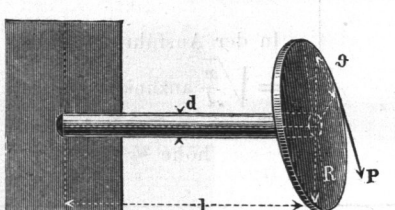
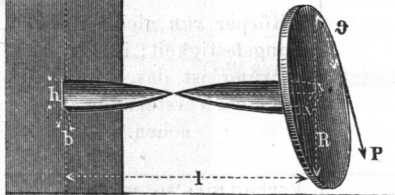

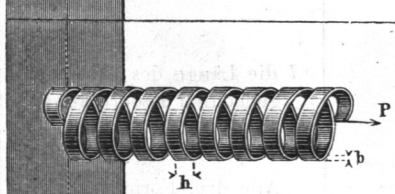
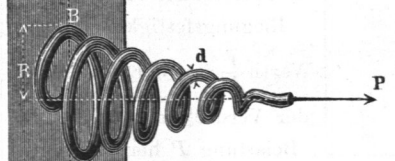
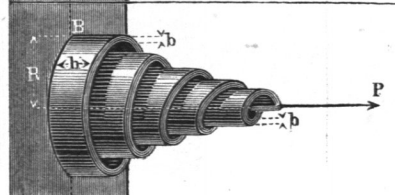
Beanspruchungen auf Zug- und Druckfestigkeit sind nur bei ganz besonders dehn- und pressbaren Stoffen, wie z. B. beim Kautschuck, zur Federbildung dienlich; bei den steiferen Materialien, den Hölzern und namentlich den Metallen, eignen sich vorwiegend nur die Biegungs- und die Drehungsfestigkeit. In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Biegungs- und Torsionsfedern unter kurzer Angabe ihrer Haupteigenschaften zusammengestellt.

Neben grosser Aenderbarkeit der Form tritt als zweite wesentliche Eigenschaft der Federn der geringe Materialverbrauch, mit welchem ihre Raumbeanspruchung zusammenhängt, in den Vordergrund. Der Materialverbrauch wurde deshalb in der Zusammenstellung berücksichtigt, indem derselbe, gleiche Belastung und Verschiebung des Kraftangriffpunktes bei sämtlichen Federn vorausgesetzt, in der vorletzten Spalte angegeben ist. Das Volumen der Dreieckfeder ist dabei als Einheit angenommen.

*) Siehe Ausführliches in des Verfassers „Konstruktion und Berechnung der wichtigsten Federarten“. Winterthur, Wurster et Comp., 1857.

Nro.	Form.	Benennung.	Tragkraft.
I.		Rechteckfeder. Cubisch parabolisch zuge- schärft.	$P = \frac{\mathcal{E} b h^2}{6 l}$
II.		Einfache Dreieckfeder.	$P = \frac{\mathcal{E} b h^2}{6 l}$
III.		Zusammen- gesetzte oder geschichtete Dreieckfeder.	$P = \frac{\mathcal{E} i b h^2}{6 l}$ <i>i</i> die Blätterzahl.
IV.		Spiralfeder, flachdrätig.	$P = \frac{\mathcal{E} b h^2}{6 R}$
V.		Drehschrauben- feder, flachdrätig.	$P = \frac{\mathcal{E} b h^2}{6 R}$
VI.		Drehschrauben- feder, runddrätig.	$P = \frac{\mathcal{E} \pi d^3}{32 R}$

Federung.	Biagsamkeit.	Körper- inhalt.	Bemerkungen.
$f = 6 \frac{Pl^3}{E b h^3}$	$\frac{f}{l} = \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	$\frac{3}{2}$	In der Ausführung statt $\frac{y}{h} = \sqrt{\frac{x}{l}}$ anzunähern durch ein Trapezprofil mit der Endhöhe $\frac{2}{3} h$.
$f = 6 \frac{Pl^3}{E b h^3}$	$\frac{f}{l} = \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	Körper von gleicher Biege- festigkeit; in der Aus- führung ist das freie Ende mit einer Verstärkung zu ver- sehen.
$f = 6 \frac{Pl^3}{E i b h^3}$	$\frac{f}{l} = \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	Verhält sich so, wie eine ein- fache Dreieckfeder von der Basisbreite <i>i</i> <i>b</i> (s. die Punkt- irung), und kann durch Zer- schneidung und Schichtung einer solchen entstanden ge- dacht werden.
$f = R \vartheta = 12 \frac{PlR^2}{E b h^3}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	<i>l</i> die Länge des gestreckt gedachten Federblattes.
$f = R \vartheta = 12 \frac{PlR^2}{E b h^3}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	Alle drei Formen sind Körperformen von gleicher Biegefestigkeit. Der Werth $\frac{f}{R}$ ist der Winkel ϑ der Verdrehung, welche die Belastung <i>P</i> hervorbringt.
$f = R \vartheta = \frac{64 PlR^2}{\pi E d^4}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{d}$	$\frac{4}{3}$	

Nro.	Form.	Benennung.	Tragkraft.
VII.		Einfache Torsionsfeder, runddrähtig.	$P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{R}$
VIII.		Einfache Torsionsfeder, flachdrähtig.	$P = \frac{\pi}{3R} \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 + h^2}}$ Annähernd ($h > b$) $P = \frac{\pi}{R} \frac{b^2 h^2}{3(0,4b + 0,96h)}$
IX.		(Zylindrische) Schraubenfeder, runddrähtig.	$P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{R}$
X.		(Zylindrische) Schraubenfeder, flachdrähtig.	$P = \frac{\pi}{3R} \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 + h^2}}$ Annähernd ($h > b$) $P = \frac{\pi}{R} \frac{b^2 h^2}{3(0,4b + 0,96h)}$
XI.		Kegelschraubenfeder oder Kegelfeder, runddrähtig.	$P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{R}$
XII.		Kegelfeder, flachdrähtig.	$P = \frac{\pi}{3R} \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 + h^2}}$ Annähernd ($h > b$) $P = \frac{\pi}{R} \frac{b^2 h^2}{3(0,4b + 0,96h)}$

Federung.	Biagsamkeit.	Körperinhalt.	Bemerkungen.
$f = R\vartheta = \frac{32}{\pi} \frac{P R^2 l}{G d^4}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\pi}{G} \frac{l}{d}$	$\frac{5}{12}$	In den Fällen VII. bis X. ist die Feder ein Körper von gleicher Torsionsfestigkeit.
$f = R\vartheta = 3 \frac{P R^2 l}{G} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}$	$\frac{f}{R} = \frac{\pi}{G} \frac{l \sqrt{b^2 + h^2}}{bh}$	$\frac{5}{8}$	Federn nach VII. und VIII. eignen sich auch zur Bildung von zusammengesetzten oder Bündelfedern.
$f = \frac{32}{\pi} \frac{P R^2 l}{G d^4}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\pi}{G} \frac{l}{d}$	$\frac{5}{12}$	In den Fällen IX. bis XII. ist l immer die Länge des gestreckt gedachten Drahtes.
$f = 3 \frac{P R^2 l}{G} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}$	$\frac{f}{R} = \frac{\pi}{G} \frac{l \sqrt{b^2 + h^2}}{bh}$	$\frac{5}{8}$	Es ist gleichgültig, ob die grössere Querschnittseite parallel, normal, oder schief zur Achse steht.
Annähernd: $= \frac{16}{\pi} \frac{P R^2 l}{G d^4}$	$\frac{f}{R} = \frac{\pi}{G} \frac{l}{d}$	$\frac{5}{6}$	Hier wie in XII. ist die Feder bis zur Kegelspitze ausgeführt angenommen; in beiden Fällen gefährlicher Querschnitt bei B.
Annähernd: $f = \frac{3}{2} \frac{P R^2 l}{G} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}$	$\frac{f}{R} = \frac{1}{2} \frac{\pi}{G} \frac{l \sqrt{b^2 + h^2}}{bh}$	$\frac{5}{4}$	Lässt sich durch allmähliche Verkleinerung der Querschnittshöhe h von B aus nach oben zu einem Körper von gleicher Festigkeit machen.

In den Formeln der vorstehenden Tabelle bezeichnet immer:
E den Elastizitätsmodul,
G den Drehungsmodul des Materials der Feder, welcher
 (s. §. 13) = $\frac{2}{5} E$ ist.

Die Festigkeitskoeffizienten für die Materialien der Federn sind in §. 2 angegeben. Zu bemerken ist aber, dass bei allen Torsionsfedern für gleiche Sicherheit mit den Biegungsfedern das $\frac{4}{5}$ fache der dort angewandten Materialspannung \mathfrak{S} einzusetzen ist (vergl. §. 5). Die Formeln behalten ihre Geltung, wenn die Richtung der Kraft *P* der in den Figuren angedeuteten entgegengesetzt wird. In allen angeführten Fällen ist das Volumen *V* der Feder zu erhalten aus dem Ausdrücke:

$$V = C \cdot (P \cdot f) \frac{E}{\mathfrak{S}^2} \dots \dots \dots (26)$$

wobei *C* eine von der Federform abhängige Konstante bezeichnet, und (*Pf*) das Produkt aus Belastung und Federung oder die sogenannte Federungsarbeit ist. Dies hat die interessante Bedeutung, dass Federn von gleicher Grundform und gleichem Material bei gleicher Sicherheit für dieselbe Federungsarbeit *Pf* immer gleich schwer ausfallen, wie man auch die Länge *l* oder überhaupt die frei zu wählenden Abmessungen macht. Der Quotient $\frac{E}{\mathfrak{S}^2}$ zeigt, dass ein kleiner Elastizitätsmodul, namentlich aber ein hoher Tragmodul günstig für das Material der Federn ist. Man erhält nach Tabelle §. 2 für:

Gussstahl, gehärtet und angelassen	$\frac{E}{T^2} = \frac{30000}{65^2} =$	7,10
Gewöhnlichen Stahl (ungehärtet)	$= \frac{20000}{25^2} =$	32,00
Messing	$= \frac{6500}{4,8^2} =$	28,21
Holz	$= \frac{1100}{2^2} =$	275,00

Der gehärtete und angelassene Gussstahl ist hiernach auch theoretisch weitaus das beste Federmaterial.

Bemerkenswerth ist noch für die sämtlichen aufgeführten Federn, dass bei ihnen die Federung oder Verschiebung des Kraftangriffpunktes proportional der Belastung ist.

Dieser Umstand hat zur Folge, dass die Schwingungen, welche die belastete Feder macht, in die Klasse der „einfachen“

oder „pendelartigen“ Schwingungen fallen, und eine leicht zu berechnende Dauer haben. Bei Vernachlässigung des Federgewichtes schwingt nämlich jede der obigen Federn bei der Belastung P wie ein einfaches (mathematisches) Pendel von der Länge f^*), so dass die Zeit t einer einfachen Schwingung (eines Hinganges oder eines Herganges) ist:

$$t = \pi \sqrt{\frac{f}{g}} \dots \dots \dots (27)$$

wobei g die Beschleunigung der Schwere $= 9,81^m = 31,25$ preuss. Fuss, für unsere gewöhnliche Rechnung in Millimetern 9810^{mm} ist.

Beispiele zur Theorie der Federn. 1. Zu berechnen eine einfache Dreieckfeder nach Nro. II. für eine Last $P = 50^k$ und eine Federung $f = 20^{mm}$. Wir wählen als Material Gussstahl mit $E = 30000$ und setzen $\mathcal{S} = 40^k$; nehmen hierauf die Länge l der Feder zu 400^{mm} an, und haben nun nach Spalte 6: $\frac{20}{400} = \frac{40}{30000} \cdot \frac{400}{h}$, woraus $h = \frac{40 \cdot 400 \cdot 400}{20 \cdot 30000} = 10\frac{2}{3}^{mm}$. Nun wird nach Spalte 4: $50 = \frac{40}{6} \frac{b \cdot 32^2}{400 \cdot 3^2}$, oder $b = 26,36^{mm} \sim 26,5^{mm}$. Das Volumen V wird $= \frac{bhl}{2} = \frac{26,5 \cdot 32 \cdot 400}{3 \cdot 2} = 56533$ Kbmm.

2. Beispiel. Machen wir unter Beibehaltung des Materials $l = 300$, so wird $h = \frac{40 \cdot 300 \cdot 300}{20 \cdot 30000} = 6^{mm}$, $b = \frac{6 \cdot 300 \cdot 50}{40 \cdot 36} = 62,5^{mm}$; das Volumen also: $V = \frac{bhl}{2} = \frac{62,5 \cdot 6 \cdot 300}{2} = 56250$ Kbmm, d. i. abgesehen von dem durch die Abrundungen entstandenen Unterschiede, soviel wie vorher, wie es der Bemerkung zu Formel (26) entspricht.

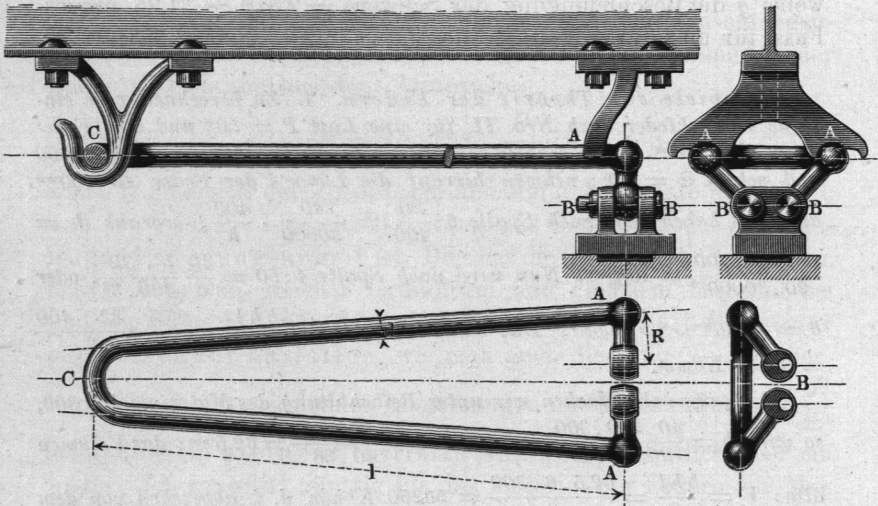
3. Beispiel. Die vorige Feder sei durch eine cylindrische Schraubenfeder nach Nro. IX., die aus demselben Gussstahl gemacht werden soll, zu ersetzen. Da dieselbe eine Torsionsfeder ist, so haben wir für gleiche Sicherheit statt $\mathcal{S} = 40$ dessen $\frac{4}{5}$ fachen Werth 32 einzusetzen; wählen wir nun die Drahtdicke $d = 6^{mm}$, so kommt nach Spalte 4, Nro. IX.: $50 = \frac{32}{16} \pi \frac{6^3}{R}$, woraus $R = \frac{\pi \cdot 216}{25} = 27,14 \sim 27^{mm}$ folgt. Nach Spalte 6 ist nun zu nehmen die Drahtlänge $l = \frac{6 \cdot 20 \cdot 0,4 \cdot 30000}{32 \cdot 2 \cdot 27} = \frac{10000}{12} = 833,3$. Dies liefert eine Gewindefzahl $i = \frac{l}{2\pi R} = \frac{833,3}{2 \cdot \pi \cdot 27} = 4,91 \sim 5$. Wollte man mehr Windungen erhalten, so müsste man d kleiner angenommen haben. Das Volumen V_1 der Feder wird: $V_1 = l \cdot \frac{\pi}{4}$

*) Siehe u. a. Eisenlohr's Physik, 6. Aufl. Stuttgart 1857, S. 57.

$d^2 = 833,3 \frac{\pi}{4} 36 = 23562 \text{ Kcmm}$. Dieses Volumen mit dem oben gefundenen verglichen, liefert $\frac{V_1}{V} = \frac{23562}{56250} = \frac{5}{11,99}$, also sehr nahe $\frac{5}{12}$, wie nach Spalte 7, Nro. IX. kommen musste.

4. Beispiel. In der neuesten Zeit hat man bei uns angefangen, die Torsionsfeder in der in Fig. 9 dargestellten Form als Eisenbahnwagen-

Fig. 9.



feder einzuführen. Die Konstruktion rührt von dem Amerikaner Dudley her*). Die haarnadelförmig gebogene Feder hat zwei zylindrische Schenkel AB , welche mittelst Bolzen in ein, die Achsbüchse belastendes Stück eingehängt sind; bei A werden die Rundstäbe durch einen am Längsträger des Wagens befestigten Sattel, welcher ihnen in der Querrichtung das erforderliche Spiel gestattet, niedergedrückt; der Haken bei C dient zum Tragen der Feder. Berechnen wir die Materialspannung \mathcal{E} , welche unter folgenden Voraussetzungen in den Federschenkeln AC entsteht. Dicke $d = 29\text{mm}$; der Hebelarm R , der gleich der Horizontalprojektion des Hebelarmes AB ist, betrage 100mm ; mittlere Belastung der ganzen Feder = ein Viertel von der Wagen-Tragkraft $200 \text{ Ztr.} +$ ein Viertel des Wagenkastengewichtes $\sim 160 \text{ Ztr.}$, zusammen 90 Ztr. ; demnach Belastung P des einzelnen Armes $AB = 0,5 \cdot 90 \cdot 50^k = 2250^k$.

Hiernach berechnet sich gemäss der obigen Tabelle, VII., Sp. 4: $\mathcal{E} =$

*) Die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1875, S. 155 nennt als Erfinder wohl irrtümlich den Ober-Lokomotivführer Wendt.

$\frac{16 P R}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 2250 \cdot 100}{\pi \cdot 29^3} = 46,9 \sim 47^k$. Die angeführte Quelle gibt an, dass nur Sheffield-Stahl sich für Federn der vorliegenden Art bewährt habe. Der Elastizitätsmodul für dieses Material wird ungemein klein (also für die Verwendung zu Federn günstig) angegeben; er soll nur 17000^k betragen, wonach der Drehungsmodul $G = 6800^k$ zu setzen wäre*). Wir können hiernach die Einsenkung f aus Nr. VII., Spalte 6, annähernd ermitteln. Dieselbe würde betragen, da die Länge l mit 850^{mm} eingeführt werden kann: $f = \frac{100 \cdot 2 \cdot 47 \cdot 850}{6800 \cdot 29} \sim 40,5^{\text{mm}}$. Die oben im Maassstab von $\frac{1}{12}$ dargestellte Feder wiegt nur 11^k, d. i. $11 : 2 \cdot 2250 \sim \frac{1}{410}$ ihrer Bruttotragkraft oder $11 : 50 \cdot 50 \sim \frac{1}{227}$ ihrer Taratragkraft. Eine ihr gleichwerthige zweiarmige Blattfeder nach III., Spalte 2, unserer Tabelle soll etwa 45^k wiegen, wobei, wie vorhin, keiner der Beschlagtheile mitgerechnet ist. Diese Blattfeder wiegt demnach über 4 mal soviel als die Torsionsfeder, nämlich $45 : 2 \cdot 2250 \sim \frac{1}{100}$ ihrer Brutto-, oder $45 : 50 \cdot 50 \sim \frac{1}{56}$ ihrer Taratragkraft.

Schon im Jahre 1857 machte ich**) dringend auf die Materialersparniss aufmerksam, welche die Anwendung der Torsionsfedern statt der Blattfedern für den Eisenbahnwagenbau mit sich bringen würde. Die Langsamkeit, mit der sich diese Einsicht in der Praxis Bahn bricht, ist wohl einestheils in der überraschenden Grösse des Unterschiedes, andererseits in der Schwierigkeit, Rundstahlfedern gut zu härten, begründet. Das letztere Hinderniss scheint bei der Dudley-Feder völlig überwunden zu sein. Dies vorausgesetzt, würde sich nach wie vor die ganz schlichte Schraubenfeder nach Nro. IX. (auf Verkürzung, statt auf Verlängerung beansprucht) wohl noch besser empfehlen, als die Haarnadelfeder, da sie sehr bequem in die Achslagergabel eingesetzt werden könnte und keinerlei besondere Formgebung ähnlich derjenigen der Knöpfchen bei A und der Gelenke bei B Fig. 9 erfordern würde.

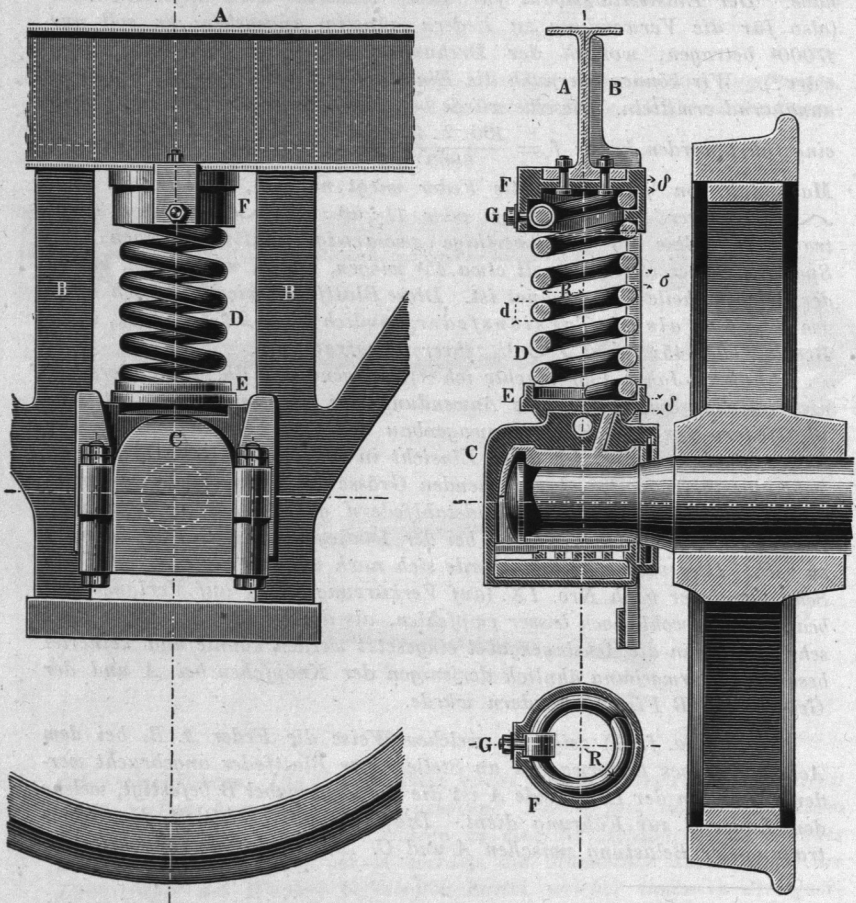
Fig. 10 (a. f. S.) zeigt, in welcher Weise die Feder z. B. bei dem Achslager eines Güterwagens an Stelle einer Blattfeder angebracht werden kann. An der Langwiede A ist die Achslagergabel B befestigt, welche dem Lager C zur Führung dient. Die Feder D vermittelt die Uebertragung der Belastung zwischen A und C. Sie ist einfach in Schrauben-

*) Eine 15^{mm} dicke Dudley-Feder amerikanischen Ursprungs, welche der Modellsammlung der Königl. Gewerbe-Akademie angehört, zeigt einen Elastizitätsmodul von fast genau 20000^k.

**) Konstr. u. Ber. d. Federarten, S. 72. Es sei hier hervorgehoben, dass ich in dieser kleinen Schrift das theoretische Verhältniss zwischen dem Gewichte der Torsionsfedern VII. und IX. und dem der gleichschweren Dreieckfeder Nr. II. und III. zu $\frac{4}{15}$ statt zu $\frac{5}{12}$ wie hier angegeben habe. Die neuere Zahl ist die bessere, indem sie den Unterschied zwischen Schub- und Zugfestigkeit festhält, wonach erstere nur 0,8 mal so grosse Spannungen gestattet, als letztere. Das Gewichtsverhältniss wird deshalb $(\frac{5}{4})^2 \times \frac{4}{15} = \frac{5}{12}$. Die Praxis zeigt immer noch weit günstigere Verhältnisse, da bei den Biegungsfedern die Nebentheile (Federkapsel etc.) noch so bedeutend ins Gewicht fallen.

form gewunden; doch ist ihr unteres Ende auf etwa $\frac{3}{4}$ Windungen drehrund abgebogen, um mit dem so erhaltenen ebenen Abschluss in das Unterlags-

Fig. 10.



stück E eingesetzt werden zu können. Oben geht die Feder um $1\frac{1}{2}$ Windungen in die mit eingegossenem Muttergewinde versehene Kappe F hinein, welche an die Langwiede angeschraubt ist. Beim Einsetzen der Feder wird diese so weit in die Kappe hineingedreht, als es sich wegen des Justirens erforderlich zeigt; darauf klemmt man sie mittelst der Schraube G fest. Verliert die Feder nach längerem Gebrauch an Elastizität, so wird sie gelöst und durch Herausschrauben neu justirt.

Da die Berechnung einer solchen Schraubensfeder nicht ganz einfach ist, sei hier ein Zahlenbeispiel eingefügt. Vierrädriger Güterwagen von 100 Ztr. Eigengewicht, 200 Ztr. Belastung. Auf die einzelne Feder kommt die Last $P = 75$ Ztr. oder 3750k; gefordert werde, dass bei dieser

Belastung die Einsenkung $f = 45^{mm}$ werde. Dabei soll die Materialspannung \mathfrak{S} wie oben $= 47^k$ werden, auch wieder $G = 6800$ vorausgesetzt sein. Da es erwünscht ist, eine runde Zahl für die Drahtdicke d zu erhalten, auch bei verschiedenen Drahtdicken die Gesamtabmessungen verschieden ausfallen, nehmen wir vor der Hand die Drahtdicke an und berechnen für mehrere Werthe derselben den Windungshalbmesser R aus der Formel zu Fall IX., vierte Spalte, S. 64, wonach $R = \mathfrak{S} \frac{\pi d^3}{16 P}$. Wir wählen nacheinander:

$$d = 26, 27, 28, 29^{mm}.$$

Für dieselben Werthe ermitteln wir sodann die Anzahl n der Windungen, welche die Feder erhalten muss, damit bei $P = 3750^k$ der Werth $f = 45^{mm}$ ausfalle. Für n aber haben wir annähernd: $2 \pi R n =$ der Drahtlänge l , oder, gemäss der Formel bei IX., S. 65, zweite Spalte: $f = 2 \frac{\mathfrak{S}}{G} \frac{2 \pi R^2 n}{d}$, woraus $n = \frac{f G}{4 \pi \mathfrak{S}} \cdot \frac{d}{R^2}$. Der Abstand der Kappe F von der Sohlplatte E müsste nun mindestens $= n d + f$ sein; indessen müssen wir bei zusammengepresster Feder noch zwischen den Gängen einen gewissen Spielraum σ bestehen lassen, damit die Feder noch frei schwingen kann. Es sei $\sigma = 8^{mm}$. Darauf können wir die Steigung s der Schraubengänge der unbelasteten Feder ermitteln. Dieselbe beträgt:

$$s = \frac{n d + f + n \sigma}{n}.$$

Die Gesamthöhe der unbelasteten Feder, wie sie aus der Werkstätte kommt, ist nun aber noch um $1,5 s + d$ grösser als $n s$, weil oben die Feder um $1\frac{1}{2}$ Windungen in die Kappe F hineinreichen soll, und weil unten und oben je $\frac{1}{2}$ Drahtdicke hinzukommt. Zählen wir hierzu endlich noch die Bodenstärke δ der Kappe F und die der Sohlplatte E , die wir jede mit 13^{mm} ($\frac{1}{2}$ Zoll) einführen können, so erhalten wir die Höhe des ganzen Federwerkes. Dieselbe darf nicht grösser ausfallen, als der zwischen der Langwiede A und dem Lager C verfügbar bleibende grösste Abstand. Dieses Maass beträgt bei der, der obigen Figur zu Grunde gelegten Zeichnung 350^{mm} . Man erhält nun aus den angedeuteten Rechnungen die folgenden Zahlenergebnisse.

$d =$	26	27	28	29
$R =$	43,30	48,40	54,10	60,03
\sim	43,00	48,00	54,00	60,00
$n =$	7,27	6,63	4,97	4,17
$n d =$	189,02	176,01	139,16	120,93
$n \sigma =$	58,16	53,04	39,76	33,36
$f =$	45,00	45,00	45,00	45,00
$n(d + \sigma) + f =$	292,28	277,05	223,92	199,29
$s =$	40,20	41,79	45,05	47,78
\sim	40,00	42,00	45,00	48,00
$1,5 s =$	60,00	63,00	67,50	72,00
$2 \delta =$	26,00	26,00	26,00	26,00
Gesamthöhe $=$	404,28	393,05	344,42	326,29
\sim	404,00	393,00	344,00	326,00

Die beiden ersten der Schlusswerthe sind zu gross, die beiden letzten dagegen brauchbar, da sie kleiner als der verfügbare Werth 350mm sind. Man kann daher nehmen:

$$d = 28\text{mm mit } s = 45\text{mm}$$

$$\text{oder } d = 29\text{mm mit } s = 48\text{mm.}$$

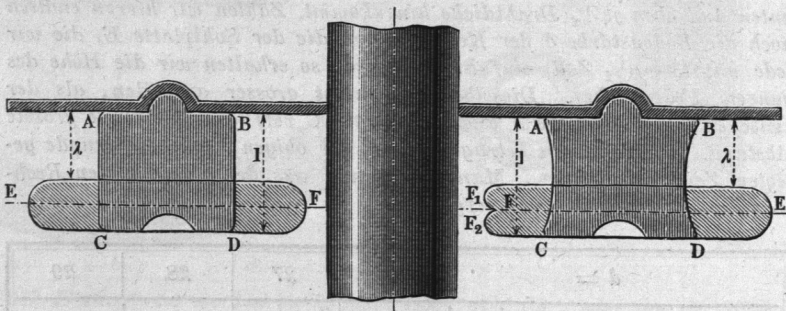
Die Einfachheit der Konstruktion ist augenfällig, die Kostenersparniss, welche sie erzielen würde, sehr bedeutend. Für Personenwagen, welche weit nachgiebigere Federn verlangen — man findet meistens jetzt f zwischen 150 und 170mm — wird man meist genöthigt sein, jedes Federwerk in drei Federn aufzulösen, womit indessen keine Schwierigkeiten verknüpft sein würden.

Der vulkanisirte oder geschwefelte Kautschuck, neuerdings auch Vulkanit genannt, wird als Federmaterial namentlich für die Buffer der Eisenbahnfahrzeuge, Prellklötze der Hämmer u. s. w. vielfach benutzt, und zwar meistens in der Form von übereinander geschichteten Ringen, die durch Eisenplatten getrennt sind. Das Verhalten des Federharzes bei Formänderungen ist experimentell noch nicht vollständig erforscht, indessen können für einen beschränkten Umfang, insbesondere für die genannten ringförmigen Bufferfedern nachstehende Angaben *) zum Anhalt dienen.

Als die gebräuchlichsten Querschnitte der Bufferringe können die in den Figuren 11 und 12 dargestellten betrachtet werden; sie haben an der einen Stirnfläche einen ringförmigen Wulst, an

Fig. 11.

Fig. 12.



der anderen eine entsprechende Kehle, in welche die Zwischenplatte eingreift, um Querverschiebungen in der Bufferbüchse zu verhindern. Ueber das Verhalten solcher und ähnlich geformter Ringe gegen Zusammendrückung in der Richtung der Achse haben Versuche Folgendes ergeben.

*) Für dieselben haben sehr schätzbare Versuche des Ober-Ingenieurs Werder der Fabrik von Klett u. Co. in Nürnberg die Zahlgrundlagen geliefert.

Beim Zusammenpressen bleibt das Volumen des Ringes ungeändert; der Peripheriequerschnitt desselben wird zwar etwas kleiner, dafür aber der Durchmesser entsprechend grösser; der Umfang des Peripheriequerschnittes nimmt dabei zu. Die stärkst gespannten Fasern liegen auf dem äusseren Rande des Wulstes bei E , und sind auf Zugfestigkeit beansprucht, indem nämlich daselbst bei Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze Risse entstehen.

Die Elastizitätsgrenze wird ungefähr erreicht bei einer Belastung des ursprünglichen, normal zur Achse gemessenen Querschnittes mit $\frac{1}{2}$ Kil. pro $\square\text{mm}$, so dass also der Tragmodul T mit der Grösse $0,5^k$ einzuführen wäre, wenn man die Rechnung so anstellt, als fände eine gewöhnliche Belastung auf Druckfestigkeit statt. Dieser fingirte Tragmodul ist etwas wenigens höher (bis zu $0,55^k$) bei den spezifisch leichtesten, etwas wenigens niedriger (bis zu $0,45^k$) bei den spezifisch schwereren Kautschucksorten. Das spezifische Gewicht γ des Stoffes, welches je nach der Schwefelbeimengung sich ändert, ist bei den leichten Sorten = 1, bei den schweren 1,15 bis 1,32.

Bei Erreichung der Elastizitätsgrenze hat der mittelste, nach EF geführte Ringquerschnitt ungefähr das Doppelte der ursprünglichen Grösse angenommen; der Umfang des Peripheriequerschnittes ist dabei ungefähr $\frac{4}{3}$ mal so gross geworden, als der ursprüngliche Umfang $ABCD$.

Die Zusammenpressung findet innerhalb der Elastizitätsgrenze nach einem von der Güte des Kautschucks abhängigen Gesetze statt, welches sich für das metrische Maasssystem annähernd durch die empirische Formel

$$\lambda = \frac{l}{\gamma} \sqrt{\frac{P}{q}} \dots \dots \dots (40)$$

ausdrücken lässt, in welcher bedeutet: λ die durch die zusammenpressende Kraft P entstehende Verkürzung der ursprünglichen Ringdicke l , q den ursprünglichen Querschnitt des Ringes in einer zur Achse normalen Ebene, γ das spezifische Gewicht des Materials.

Beispiel. Ein nach Fig. 11 gestalteter Bufferring habe 142mm äusseren, 74mm inneren Durchmesser, was einer Grundfläche oder einem Querschnitt $q = 11536 \square\text{mm}$ entspricht, dabei die Ringdicke $l = 35\text{mm}$, und das spezifische Gewicht $\gamma = 1$. Er werde mit 2500^k zusammengepresst. Dann ist seine Belastung pro Flächeneinheit des ursprünglichen Querschnittes:

$$\frac{P}{q} = \frac{2500}{11536} = 0,217^k, \text{ liegt also unterhalb der Elastizitätsgrenze.}$$

Nach (40) würde nun die Zusammenpressung betragen $\lambda = 35 \sqrt{0,217} = 35 \cdot 0,466 = 16,31\text{mm}$. Versuche ergaben für denselben Ring $\lambda = 16,75\text{mm}$.

Mehrere grössere Versuchsreihen über die Widerstandsfähigkeit des Kautschucks hat der belgische Ingenieur Stévant ausgeführt*). Sowohl die Zug- als die Druckversuche bestätigen die oben angeführte Beobachtung, dass der Kautschuck bei den Beanspruchungen sein Volum kaum ändert, also nahezu unzusammendrückbar ist, ähnlich dem Wasser. Die Zugversuche ergaben einen Elastizitätsmodul von $0,084^k$. Aus den Druckversuchen, welche ebenfalls an Bufferringen angestellt wurden, leitet Stévant eine von der obigen abweichende Formel ab. Dieselbe lautet:

$$\frac{l}{l - \lambda} = \sqrt{aP + 1}. \quad a$$

bezeichnet wieder einen Koeffizienten, der nach Stévant für jeden einzelnen Ring einen andern Werth haben kann (Beispiele: $a = 0,96, 1,15, 1,50$). Die Formel gibt die von Stévant vorgelegten Versuchsergebnisse sehr genau wieder.

Bei den Eisenbahnbuffern wendet man 4 bis 7 Ringe von ungefähr solchen Dimensionen, wie sie in dem obigen Beispiel benutzt wurden, an. Die Gesamteinpressung ist dabei, wie leicht einzusehen, gleich derjenigen des einzelnen Ringes multipliziert mit der Ringzahl.

Beim praktischen Gebrauch der Kautschuckbuffer findet man häufig, dass der Stoff sehr rasch an Federkraft verliert, und endlich in eine brüchige harte Masse übergeht. Aus dem Erfolg neuerer sorgfältiger Konstruktionen ist aber zu schliessen, dass dieser Uebelstand vorzugsweise nur dann eintritt, wenn die Ringe beim Spiel gleitender Reibung ausgesetzt sind. Um solche zu verhüten, müssen die Zwischenscheiben nach innen und aussen so weit über den Federring vorgebaut werden, dass derselbe bei seiner Breitquetschung nie weder die Mittelstange, noch auch die äussere Büchse berühren kann. Buffer, welche mit Beobachtung dieser Vorsicht gebaut sind, sollen eine vollkommen befriedigende Dauerhaftigkeit zeigen.

Es empfiehlt sich, die Form der Ringe so zu wählen, dass die Bildung von Falten in der Ringoberfläche verhütet wird, indem die derselben ausgesetzte Ringstelle sich rasch abnutzt. Die Faltenbildung entsteht aber leicht bei Ringen von der Querschnittform Fig. 12, wie auch in dieser Figur bei $F_1 F_2$ angedeutet ist. Die Ringe von rechteckigem Querschnitte, wie Fig. 11, zeigen den Uebelstand nicht, und sind deshalb den ausgekehlten vorzuziehen.

*) Siehe De Cuyper, Revue universelle Bd. XXX, S. 401. Bd. XXVIII, S. 424.