Maschinenkunde und mechanische Technologie

Objekttyp: **Group**

Zeitschrift: **Schweizerische Polytechnische Zeitschrift**

Band (Jahr): **2 (1857)**

Heft 1

PDF erstellt am: **22.07.2024**

Maschinenkunde und mechanische Technologie.

Ueber die Festigkeit und Elastizität einiger Federarten.

Von F. Reuleaux,
Professor am eidgen. Polytechnikum.

Taf. 1.

Unter den verschiedenen Arten von Federn, welche im Maschinenbau angewandt werden, zeichnen sich zwei Formen ganz besonders aus: die Blattfedern und die schraubenförmigen oder Schraubenfedern. Die ersteren, die man sowohl einfach als mit einander verbunden anwendet, sind bekanntlich für die Eisenbahnwagen und andere Fuhrwerke von ausserordentlicher Wichtigkeit, indem sie sowohl zum Tragen der Wagen, als bei den Buffern zum Auffangen der Stösse zur Verwendung kommen. Auch für andere Zwecke des Maschinenbaues eignen sie sich sehr gut. Bei vielen Arbeitmaschinen z. B. lässt man durch solche Federn gewisse Pressungen ausüben, die bei starren Zwischenmitteln nicht in der geeigneten Weise stattfinden würden; manchmal presst man Ventile mit Blattfedern auf ihre Sitze, oder lässt Schieber durch dieselben in Bewegung setzen. Die Schraubenfedern finden zu diesen und ähnlichen Zwecken ebenfalls viele Anwendungen, eine sehr zweckmässige z. B. bei den Federwaagen, bei welchen man ihre Eigenschaft, sich proportional den angehängten Belastungen zu dehnen, sehr vortheilhaft benutzt; auch werden die Schraubenfedern bei einer Menge kleiner Vorrichtungen an Arbeitmaschinen und Werkzeugen verwendet. In sehr vielen der angedeuteten Fälle ist es für den Konstrukteur von Wichtigkeit, sich über die Festigkeit und Elastizität der Federn durch Rechnung ein bestimmtes Urtheil zu verschaffen. Hierzu kann das Nachfolgende behülflich sein, indem darin die beiden genannten Federarten in Bezug auf ihre Festigkeitstheorie besprochen werden sollen. Die Ergebnisse und Regeln, zu welchen man dabei gelangt, sind grossentheils einfacher Art, und können desshalb oftmals zur Anwendung gebracht werden, sei es auch nur, um dem Konstruirenden das Vergleichen von Federn, welche verschiedene Formen und Maasse haben, zu erleichtern. Nicht selten muss jedoch auch das wirkliche Berechnen von Abmessungen der Federn vorgenommen werden, was denn ebenfalls nach den anzugebenden Formeln leicht geschehen kann.

I. Die einfachen Blattfedern.

Wir betrachten zunächst eine einfache gerade und prismatische Blattfeder, Fig. 1, Taf. I, welche wir bei A fes eingespannt, und bei B durch eine Kraft P senkrecht zu ihrer Längenachse belastet denken. Im Grundriss ist diese Feder rechteckig; sie möge desshalb in dem Nachfolgenden eine Rechteckfeder heissen. In Folge ihrer Belastung biegt sich die Feder, und es herrscht darauf Gleichgewicht zwischen der Wirkung der äussern Kraft P und der der inneren Kräfte des gebogenen Körpers in jedem einzelnen Querschnitt. Ist der Querschnitt der Feder ein Rechteck von der Höhe h und der Breite b, so hat man für den Spannungszustand in einem um x von B abstehenden Querschnitt nach bekannten Regeln der Biegungsfestigkeit:

$$Px = \mathfrak{S}_1 \frac{bh^2}{6},$$

wobei angenommen ist, dass die Richtung der Kraft P senkrecht zu den Breitenmaassen der Feder stehe. $\mathfrak{S}_1$ bezeichnet dabei die stärkste Spannung pro Flächeneinheit, welche in dem untersuchten Querschnitt vorkommt. Aus dieser Gleichung findet man die Kraft, welche die Spannung $\mathfrak{S}_1$ hervorruft:

$$P = \mathfrak{S}_1 \frac{bh^2}{6x}.$$

Ist $x =$ der ganzen Länge l des Stabes, bezieht sich also die Untersuchung auf den Querschnitt bei A, so geht die letzte Gleichung über in

$$P = \mathfrak{S} \frac{bh^2}{6l} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

wobei $\mathfrak{S}$ die Maximalspannung an der Befestigungsstelle bezeichnet. Entwickelt man aus der vorletzten Gleichung $\mathfrak{S}_1$, so erhält man

$$\mathfrak{S}_1 = \frac{6Px}{bh^2},$$

woraus man sieht, dass $\mathfrak{S}_1$ um so stärker ist, je grösser x ist; für $x = l$ muss deshalb diese Spannung ihren grössten Werth im ganzen Stabe haben, d. h. die Feder ist bei A am stärksten beansprucht, weshalb der Querschnitt bei A in unserm Falle der sogenannte gefährliche Querschnitt ist. Man hat für denselben

$$\mathfrak{S} = \frac{6Pl}{bh^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

Die Festigkeitslehre gibt ferner auch Aufschluss darüber, um wie viel sich der Endpunkt B der Feder in Folge der Belastung P senkt. Bezeichnet man die Grösse der Senkung durch f, so hat man für nicht zu starke Senkungen:

$$f = \frac{4\,Pl^3}{E\,bh^3} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

worin E den Modulus der Elastizität des Materials bezeichnet, aus welchem die Feder besteht. Diese Formel ist für die Federtheorie von besonderer Wichtigkeit. Sie zeigt uns, dass die Senkung f um so grösser ist, je grösser P ist, oder auch, dass das Federende B mit einer um so grösseren Kraft in die Höhe strebt, je tiefer man es herabzieht; und zwar ist f proportional P. Diese Eigenschaft der Feder benutzt man bekanntlich bei dem Anspannen derselben. Durch Verdopplung, Verdreifachung von f wird auch die Kraft, mit welcher B zurückzugehen strebt, verdoppelt, verdreifacht.

Hier muss bemerkt werden, dass bei Entwicklung der vorstehenden Formeln mehrere Vernachlässigungen begangen werden, die zwar wegen ihrer Kleinheit zulässig sind, aber dennoch bei aussergewöhnlichen Fällen sich fühlbar machen können. Eine Vernachlässigung, die genannt zu werden verdient, ist die eines Theiles der Einwirkung der Kraft P. Es wurde oben stillschweigend angenommen, dass die Kraft P nur eine Drehung jedes einzelnen Querschnittes (um seine neutrale Achse) hervorzubringen strebe, und dass der ungehinderten Fortsetzung dieser Drehung die inneren Spannungen widerstehen. Die Einwirkung der Kraft P sucht aber nicht nur jeden Querschnitt zu drehen, sondern auch noch denselben abzuscheeren. Bringt man nämlich an jedem zu untersuchenden Querschnitt, z. B. bei C Fig. 2, noch zwei Kräfte P_1 und P_2, beide gleich P an, welche parallel mit P aber in entgegengesetzten Richtungen wirken, so heben zunächst diese beiden Kräfte einander auf, wir haben also an der Aufgabe nichts geändert. Ausserdem aber setzt sich P_1 mit P zu einem Kräftepaar $P_1, -P$ von der Breite x zusammen. Dieses Paar ist es, welches die Drehung des Querschnittes mit dem Moment Px erstrebt. Die übrig bleibende Kraft P_2 aber sucht den Querschnitt C von dem benachbarten abzuscheeren. Eine solche abscheerende Kraft $P_2 = P$ haben wir uns also eigentlich auf jeden einzelnen Querschnitt wirkend vorzustellen, und so kommt es, dass nicht, wie es Formel (2) scheinbar sagt, an dem Ende B gar keine Spannung in dem Stabe vorkommt, sondern dass hier immer eine der Kraft P proportionale Spannung herrscht. Die Einwirkung dieser abscheerenden Kraft ist übrigens im Verhältniss zu der des Kräftepaars ausserordentlich klein, so dass man sie bei Betrachtung der Biegung unbedenklich vernachlässigen kann.

Die Gestalt der Krümmung, welche die Achse der Feder annimmt, wenn B um $BB_1 = f$ herabgezogen wird, lässt sich durch Rechnung bestimmen. Doch würde es uns zu weit führen, wollten wir hier die Gleichung der gebogenen Achse des Stabes besprechen; wir müssen uns damit begnügen die Stärke der Krümmung an den verschiedenen Punkten des Stabes kennen zu lernen. Die Curve, welche die Achse bildet, wenn die Biegung eingetreten ist, ist eine sogenannte elastische Linie. Die Stärke ihrer Krümmung an verschiedenen Punkten können wir beurtheilen, wenn wir den Krümmungshalbmesser der Curve für jeden Punkt kennen. Der Krümmungshalbmesser ϱ für einen um x von B abstehenden Punkt der Achse bestimmt sich aber mittelst der einfachen Formel

$$\varrho = \frac{TE}{M} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4)$$

in welcher bezeichnet: T das Trägheitsmoment des untersuchten Querschnittes, hier $\frac{bh^3}{12}$; E den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem die Feder besteht; M das Moment der biegenden Kraft in Bezug zur neutralen Achse (Schwerachse) des betrachteten Querschnittes, hier also Px. Führt man diese Werthe ein, so erhält man für unsern Fall:

$$\varrho = \frac{bh^3 \cdot E}{12x\;P}$$

woraus für $x = l$, d. h. für die Stelle A:

$$\varrho = \frac{bh^3}{12\,l}\,\frac{E}{P} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

Aus diesen Formeln sieht man, dass die Feder um so stärker gekrümmt ist, je grösser x ist, indem mit wachsendem x der Krümmungshalbmesser abnimmt. Für den Querschnitt bei A ist die Krümmung am stärksten, für das Ende B dagegen am schwächsten. Hier wird nämlich ϱ unendlich gross, d. h. die Curve geht in eine gerade Linie über. Auf ähnliche Schlüsse kommt man auch, wenn man bedenkt, dass das Moment der biegenden Kraft P für $x = 0$ selbst $= 0$ ist, also auch keine Krümmung hervorbringen kann, und dass das Moment mit wachsendem x stets zunimmt.

Die bis hieher zusammgestellten Formeln beantworten eine Reihe von Fragen über die Festigkeit und Elastizität der vorliegenden Feder, und könnten dazu dienen, die Abmessungen einer zu konstruirenden Rechteckfeder zu berechnen; doch sollen sie uns zunächst dazu weniger dienen, als zur Gewinnung allgemeiner Anschauungen über die Eigenthümlichkeiten der behandelten Feder. Formel (1) lehrt, dass bei gleicher Spannung $\mathfrak{S}$, also gleicher Sicherheit, die Belastung P der Feder in demselben Verhältniss zunehmen darf, wie man die Breite b grösser macht. Die Tragkräfte zweier Rechteckfedern von gleicher Dicke und Länge verhalten sich also wie die Breiten der Federn. Da sich dieser Satz auf die Befestigungstelle bezieht, so gilt er auch von Federn, die zwischen A und D nicht den Querschnitt von A beibehalten, wovon weiter unten mehr. Ferner zeigt Formel (1), dass für gleiche Sicherheit P in demselben Verhältniss kleiner werden muss, als man l grösser machen will. Eine Vergrösserung von h zeigt sich dagegen sehr günstig für die Tragkraft, indem dieselbe mit dem Quadrat der Höhe h wächst. Verdoppelt man also z. B. h, so steigt die Tragkraft auf das Vierfache. Diess führt übrigens nur scheinbar dahin, dass man einer Feder, die eine bedeutende Tragkraft haben soll, vor allem eine verhältnissmässig grosse Dicke h geben soll, wenn man sie mit geringem Materialaufwand herstellen will; denn man würde dadurch die Biegsamkeit der Feder bedeutend beeinträchtigen. Um uns hierüber ein genaueres Urtheil zu verschaffen, müssen wir uns nach einem Ausdruck für die Biegsamkeit der Feder umsehen.

Einen solchen liefert aber eine Verbindung der obigen Formeln. Man kann eine Feder um so biegsamer nennen, je grösser bei derselben f im Verhältniss zu l ist. Theilen wir nun Formel (3) auf beiden Seiten durch l, so erhalten wir

$$\frac{f}{l} = 4 \frac{P}{E} \frac{l^2}{bh^3}.$$

Führt man hierin für P dessen Werth aus Formel (1) ein, so gelangt man zu einem Ausdruck, in welchen wiederum die grösste innere Spannung $\mathfrak{S}$, welche in der Feder vorkommt, eingeht, und also damit als Ausdruck für die Biegsamkeit unserer Feder:

$$\frac{f}{l} = \frac{4}{6} \frac{\mathfrak{S}}{E} \frac{l^2\, bh^2}{l\, bh^3} = \frac{2}{3} \frac{\mathfrak{S}}{E} \frac{l}{h} \quad \ldots \quad (6)$$

woraus man auch noch ziehen kann:

$$f = \frac{2}{3} \frac{\mathfrak{S}}{E} \frac{l^2}{h} \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

Die so einfache Formel (6) zeigt, dass die Biegsamkeit der Rechteckfeder, ausser vom Material, nur von der Länge l und der Dicke h abhängt, von der Breite b aber ganz unabhängig ist. Es wird also bei Federn aus gleichem Material diejenige die biegsamste sein, bei welcher das Verhältniss $\frac{l}{h}$ am grössten ist. Verdoppelt man bei einer Feder von gegebener Dicke die Länge l, so wird die Biegsamkeit ebenfalls verdoppelt; die Biegung oder Einsenkung selbst dagegen wird, wie Formel (7) zeigt, dadurch vervierfacht. Das Gefundene bezieht sich auch hier nicht allein auf die Rechteckfedern, sondern, da $\mathfrak{S}$ sich auf die Befestigungsstelle bezieht, auch auf solche, die von A nach B hin ihre Abmessungen ändern; es gilt sogar, wie später bewiesen werden wird, auch von den zusammengesetzten Blattfedern*), und man sieht jenen Satz in der Praxis sehr häufig angewendet. So findet man z. B. dass die Wagenbauer an den Luxuswagen, welche recht leicht in den Federn liegen sollen, die also recht biegsame Federn erhalten müssen, diese immer recht lang und dünn nehmen, während die Breite der Federn sich wenig von der bei härter gehenden Federwerken unterscheidet.

Aus Formel (6) kann man auch den Einfluss des Materials auf die Biegsamkeit der Feder sehr gut erkennen. Eine Feder wird bei übrigens gleichen Umständen, um so biegsamer sein, je grösser der Bruch $\frac{\mathfrak{S}}{E}$ ist, wobei für $\mathfrak{S}$ beim Vergleich verschiedener Materialien stets der grösste zulässige Werth in Anschlag zu bringen ist. Dieser grösste zulässige Werth von $\mathfrak{S}$ ist aber diejenige Spannung pro Flächeneinheit, welche der Elastizitätsgrenze des Zuges oder des Druckes entspricht, oder mit andern Worten, der Tragmodul für Zug oder der für Druck, und zwar ist bei rechteckigem Querschnitt immer der kleinere dieser beiden Coëfficienten zu wählen. Was die Spannung $\mathfrak{S}$ betrifft, welche man in die Rechnung einzuführen hat, so erhält man immer gute Werthe, wenn man den Maximalwerth der Spannung $\mathfrak{S}$, welche in einer Feder eintritt, etwa gleich der Hälfte jenes Tragmoduls annimmt.

*) Bei nicht prismatischen Federn ändert sich nur die Constante, welche hier $= \frac{2}{3}$ ist.

Die folgende kleine Tabelle enthält für eine Reihe von Materialien die verschiedenen Coëfficienten, welche für die Berechnung der Federn gekannt sein müssen, und zwar ist hier als Gewichteinheit das Kilogramm, als Maasseinheit der Millimeter gewählt. Der einzuführende Tragmodul ist für die betrachteten Materialien der für Zug; er ist durch Z bezeichnet, und drückt also die Kraft aus, welche einen Stab aus dem betreffenden Material von 1 Quadratmillimeter Querschnitt bis zur Elastizitätsgrenze zu verlängern im Stande ist. Die zweite Spalte enthält die Elastizitätsmodel E, die dritte die Zug-Tragmodel Z, die vierte die Model der Biegsamkeit $\frac{Z}{E}$.

Material.	$E.$	$Z.$	$\frac{Z}{E}$
1) Gusseisen	10000	7,5	0,00075
2) Gewöhnliches Schmiedeisen.	20000	15	0,00075
3) Schmiedeisen, stark kalt gehämmert.	20000	25	0,00125
4) Gewöhnlicher Stahl, ungehärtet	20000	25	0,00125
5) Derselbe gehärtet u. abgelassen	20000	50	0,00250
6) Feinster Federstahl (wie er neuerdings zu den Eisenbahnwagenfedern benutzt wird) ungehärtet	20000	65	0,00325
7) Derselbe gehärtet u. abgelassen	20000	80	0,00400
8) Gussstahl, ungehärtet . . .	20000	90	0,00360
9) Derselbe gehärtet u. abgelassen	25000	135	0,00540
10) Feinster Gussstahl (Krupp'scher) gehärtet u. abgelassen	25000	150	0,00600
11) Messing, gehämmert . . .	10000	14	0,00140
12) Eichenholz	1200	2	0,00167
13) Tannenholz	1400	2,5	0,00162

Es versteht sich, dass die angegebenen Werthe nur Mittelwerthe sind, von welchen einzelne Versuchergebnisse merkbar abweichen können. Doch wird man sich bei ihrer Anwendung selten weit von der Wahrheit entfernen.*) Auch

*) Die Werthe bei 9) und 10) sind aus Versuchtabellen berechnet, welche in der „Zeitschrift des österreichischen Ingenieurvereins, 1856, 5, 6, 9 und 10" mitgetheilt sind. Der Werth für E konnte wegen mangelnder Angaben nicht mit aller Schärfe daraus ermittelt werden; doch ist 25000 so ziemlich als Mittelwerth anzusehen. Der Werth $Z = 135$ kommt sowohl dem englischen Gussstahl von Firth & Sons, als dem der Bochumer Gesellschaft, und

dass Gusseisen wurde in die Tabelle aufgenommen. Es wird zwar nicht leicht Jemanden einfallen, Federn aus Gusseisen zu fertigen, allein es ist immerhin von Interesse, zu sehen, welche Stelle es hier einnimmt, und besonders dass das Gusseisen im Mittel ganz dieselbe Biegsamkeit hat, als das Schmiedeisen. Hierbei ist übrigens nicht zu vergessen, dass es sich hier nur um Biegungen innerhalb der Elastizitätsgrenzen handelt. Ordnen wir, von obiger Tabelle ausgehend, die Materialien nach ihrer Biegsamkeit, so werden sie wie folgt zu stellen sein:

1) Feinster Gussstahl, gehärtet und abgelassen;
2) Guter Gussstahl, » » »
3) Feinster Federstahl, » » »
4) Guter Gussstahl, ungehärtet;
5) Feinster Federstahl, »
6) Guter Federstahl, gehärtet und abgelassen;
7) Eichenholz;
8) Tannenholz;
9) Messing, gehämmert;
10) Guter Federstahl, ungehärtet; Schmiedeisen, stark gehämmert;
11) Gewöhnliches Schmiedeisen; Gusseisen.

Der ungeglühte Eisendraht stellt sich mit dem gehämmerten Schmiedeisen auf gleiche Stufe, ebenso der harte Messingdraht mit dem gehämmerten Messing, woraus man sieht, dass diese beiden Drahtsorten recht gut zu Federn, welche wie die Blattfedern wirken, geeignet sind. Das Material der Eisenbahnwagenfedern, nämlich das der Gussstahl- und feinen Federstahlsorten, zeigt sich als das biegsamste, also für seinen Zweck am besten geeignete, unter allen aufgezählten Materialien. Eichenholz und Tannenholz, die man so häufig wegen ihrer Federkraft angewandt findet, nehmen auch in der letzten Aufzählung eine hohe Stufe ein, indem sie sogar das gehämmerte Messing übertreffen.

Gehen wir nun weiter in der Behandlung unserer früheren Formeln, so finden wir aus einer Verbindung von (1) mit (6) auch einen Ausdruck für b, aus welchem man diese Grösse bei gegebener Biegsamkeit und gegebener Kraft P bestimmen kann. Aus (1) hat man nämlich:

$$b = \frac{6\,Pl}{h^2 \mathfrak{S}}$$

Hierin für $\frac{l}{h}$ dessen aus (6) zu ziehenden Werth eingeführt, gibt:

$$b = \frac{3}{2}\,\frac{E}{\mathfrak{S}}\left(\frac{f}{l}\right)\frac{6\,P}{h\,\mathfrak{S}}$$

woraus

$$\left.\begin{aligned} b &= \frac{9\,P}{h}\left(\frac{f}{l}\right)\frac{E}{\mathfrak{S}^2} \\ bh &= 9\,P\left(\frac{f}{l}\right)\frac{E}{\mathfrak{S}^2} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

oder auch:

Hiermit ist der uns noch fehlende Ausdruck zur Bestimmung der Abmessungen einer zu konstruirenden Rechteckfeder gewonnen. Aus dieser Formel ergibt sich zudem noch eine ebenso einfache als wichtige Regel für die Konstruktion der Blattfedern, nämlich die: *dass bei Federn aus gleichem Material für gleiche Biegsamkeit sich die Querschnitte wie die Belastungen verhalten müssen.* Auch dieser Satz lässt sich, wie der obige für das Verhältniss $\frac{l}{h}$ unter einigen Beschränkungen auf nichtprismatische und auf zusammengesetzte Blattfedern ausdehnen, so dass diese beiden Sätze gewissermassen die Grundlage für die Konstruktion der Blattfedern bilden.

Das Berechnen eines Beispiels wird den Gebrauch der gewonnenen Formeln am besten klar machen. — Man wendet manchmal als Expansionsvorrichtung an Dampfmaschinen eine Drosselklappe an, welche durch Daumen bei jeder Kurbeldrehung zweimal geöffnet und durch den Zug einer einfachen Blattfeder jedesmal wieder geschlossen wird. Diese Feder, Fig. 3, sei zu konstruiren. Die Angaben seien die folgenden. Der Hub H der Stange S betrage 2 Schweizerzoll oder 60^{mm}; bei geschlossener Klappe (in der Stellung B), soll die Feder noch mit einem Zug von 4^k an der Stange S ziehen; sie muss desshalb hier schon um eine gewisse Grösse f_1 aus ihrer ursprünglichen Lage A herabgezogen sein. In der Stellung C, bei ganz geöffneter Klappe, soll der Zug an der Stange S 10^k betragen; die Länge l der Feder von der Befestigungsstelle bis zur Stange S soll $= 15$ Schweizerzoll oder 450^{mm} sein.

Wir wollen die Feder prismatisch annehmen, und sie aus gehärtetem feinem Federstahl angefertigt denken. Zuerst ist die Senkung f_1 zu suchen, durch deren Anbringung die Feder einen Zug von 4^k ausüben soll. Man hat aber, da sich die Senkungen nach Formel (3) wie die biegenden Kräfte verhalten:

$$f_1 : f_1 + H = 4 : 10$$

oder:

$$f_1 : H = 4 : 6$$

$$f_1 = \frac{2}{3}\,H = \frac{2}{3} \cdot 60 = 40^{mm}$$

Mithin wird die ganze Senkung

$$f = f_1 + H = 40 + 60 = 100^{mm}.$$

Da die Länge $l = 450^{mm}$ sein soll, haben wir nun $\frac{f}{l} = \frac{100}{450} = \frac{2}{9}$. Mittelst dieses Werthes können wir nun vorerst aus Formel (6) h bestimmen, und zwar haben wir zu setzen:

$$h = \frac{2}{3}\,\frac{\mathfrak{S}}{E}\,\frac{9}{2}\,l$$

Hierin ist, da das Material der feine Federstahl, $E = 20000$, und, wenn wir $\mathfrak{S}$ gleich dem halben Tragmodul setzen, $\mathfrak{S} = \frac{80}{2} = 40$. Mithin, da $l = 450^{mm}$:

$$h = \frac{3 \cdot 40}{20000} \cdot 450 = 2{,}7^{mm}.$$

Für die Breite b haben wir nach Formel (8):

$$b = \frac{9 \cdot 10}{2{,}7} \cdot \frac{2}{9} \cdot \frac{20000}{40^2} = \text{nahe } 93^{mm}.$$

dem von Werner in Neustadt-Eberswalde zu. Der Krupp'sche Gussstahl zeigte allein und regelmässig den hohen Werth von Z = 150. Die Werthe bei 6) und 7) sind den Versuchen von Philips entnommen. Das Material wird von Ph. zwar als Gussstahl (von Jackson) bezeichnet; allein der Steyerische Cementstahl von Meier in Leoben, den die vorhin genannten Tabellen anführen, zeigt schon Z = 86 im Mittel, weshalb hier das Material feinster Federstahl genannt wurde.

Die Dicke h ist sehr gering, die Breite b verhältnissmässig sehr gross ausgefallen, obgleich wir ein sehr biegsames Material gewählt haben. Für die Ausführung möchte deshalb das Gefundene nicht so recht geeignet erscheinen. Man würde sich entschliessen müssen, den Maximaldruck stärker werden zu lassen, damit zwischen Dicke und Breite ein bequemeres Verhältniss einträte, oder aber in derselben Absicht die Länge l grösser anzunehmen. Allein es ist nicht zu übersehen, dass wir eigentlich eine Feder berechnet haben, wie sie die Praxis nicht anwenden würde, indem wir derselben an jeder Stelle denselben Querschnitt gaben. Der Praktiker würde unbedingt die Feder nach vorn zu verjüngen; er wird nämlich suchen, der Feder genau oder annähernd eine Form von gleicher Festigkeit zu geben. Sie wird sich dann bei der gleichen Belastung mehr krümmen, als die soeben berechnete, und darum schicklichere Querschnittabmessungen erhalten können.

Die Feder wird in allen Querschnitten gleiche Festigkeit darbieten, wenn man sie so einrichtet, dass $\mathfrak{S}_1$ aus der ersten Formel für alle Querschnitte den gleichen Werth erhält, und zwar muss diess der Werth von $\mathfrak{S}$ für die Befestigungsstelle sein. Höhe und Breite müssen demgemäss angenommen werden. Nennt man die noch zu bestimmende Breite der Feder im Abstand x von der Spitze y, und die entsprechende Höhe z, so hat man gemäss der nach (1) folgenden Formel:

$$\mathfrak{S}_1 = \frac{6\,Px}{yz^2}$$

Die Gleichsetzung dieses Werthes für $\mathfrak{S}_1$ mit dem für $\mathfrak{S}$ aus Formel (2) muss eine allgemeine Gleichung liefern, welche die herzustellende Beziehung zwischen y, z und b, h ausdrückt. Man hat nämlich nun:

$$\frac{6\,Px}{yz^2} = \frac{6\,Pl}{bh^2}$$

woraus:

$$\frac{x}{l} = \frac{y}{b} \cdot \frac{z^2}{h^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Diese Gleichung kann auf die allerverschiedenste Weise erfüllt werden, indem in der Annahme der Beziehungen zwischen je zwei der Unbekannten jeder beliebige Spielraum bleibt. Eine bei andern Aufgaben der Biegungsfestigkeit sehr gebräuchliche Art ist die, dass man y konstant, also $= b$ macht, d. h. dem Stab überall dieselbe Breite gibt, wodurch man dann erhält:

$$\frac{x}{l} = \frac{z^2}{h^2}$$

und daraus:

$$z = h\sqrt{\frac{x}{l}}$$

Die Begrenzungslinie ADB, Fig. 4, welche die Höhe der Querschnitte bestimmt, wird hier eine Parabel. Im Grundriss ist der Körper dabei ein Rechteck von der Höhe b. Die so entstehende Körperform wird angenähert durch den abgestumpften Keil, Fig. 5, wenn man die Höhe bei $B = \frac{h}{2} =$ der halben Höhe an der Befestigungsstelle macht. (Die Gerade AEB ist dann nämlich eine Tangente zur Parabel in dem Punkt A.) Eine solche Verjüngung erhöht die Biegsamkeit der Feder sehr, und ist, da namentlich die genannte Annäherung leicht herzustellen ist, recht empfehlenswerth. Auf eine durchgeführte Berechnung der Biegsamkeit wollen wir uns aber hier nicht einlassen, da dieselbe behufs der Auffindung von f zu grossen Weitläufigkeiten führt.

Eine andere Verjüngungsart thut uns hier bessere Dienste. Setzt man nämlich statt der Breite y die Höhe z unveränderlich, d. h. $= h$, so geht Formel (9) über in:

$$\frac{x}{l} = \frac{y}{b} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

d. h. die Begrenzungslinie der Breiten der Querschnitte bildet ein Dreieck ABC, Fig. 6, von der Grundlinie b und der Höhe l. Diese für die Ausführung so bequeme Form bietet noch einen besondern Vortheil für die Untersuchung der Biegsamkeit. Die Krümmung der Achse der gebogenen Feder ist nämlich hier ein Kreisbogen, wie sich leicht beweisen lässt. Wir suchen zu diesem Behuf den Krümmungshalbmesser ϱ mittelst Formel (4) auf. In derselben ist zu setzen: $M = Px$, $T = \frac{y\,h^3}{12} = x \cdot \frac{bh^3}{12\,l}$ (nach 10). Mithin hat man hier:

$$\varrho = \frac{x\,bh^3\,E}{12\,l\,Px} = \frac{bh^3\,E}{12\,Pl} \quad \text{also konstant;}$$

d. h. die Krümmung ist ein Kreisbogen vom Halbmesser $\frac{bh^3\,E}{12\,Pl}$. Hieraus findet man, da der Halbmesser ϱ gegen l gross ausfällt, nach einem bekannten Satze die Pfeilhöhe des halben Kreisbogens AB, Fig. 6, oder die Senkung f:

$$f = \frac{l^2}{2\varrho} = \frac{6\,Pl^3}{E\,bh^3} \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

Dies ist aber der $1\frac{1}{2}$fache Werth der Senkung f, welche Formel (3) für die Rechteckfeder angibt. Wir sehen also, dass sich die neue Feder, die wir die Dreieckfeder nennen wollen, bei derselben Belastung, Länge und Querschnitt bei A, $1\frac{1}{2}$ Mal so stark biegt als die Rechteckfeder, gleiches Material bei beiden vorausgesetzt. Will man den Ausdruck $\frac{f}{l}$ für die Biegsamkeit erhalten, so hat man ähnlich zu verfahren, wie bei Formel (6), worauf man erhält:

$$\frac{f}{l} = \frac{\mathfrak{S}}{E}\,\frac{l^2}{h} \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

Es ist also, wie aus Vergleichung dieser Formel mit (6) folgt, und wie sich auch aus (11) schon schliessen liess, auch die Biegsamkeit der Dreieckfeder $1\frac{1}{2}$ Mal so gross als die der Rechteckfeder. Zur Aufsuchung von bh, gehen wir wieder auf Formel (1), wonach:

$$b = \frac{6\,Pl}{h^2\,\mathfrak{S}}$$

Hierin für $\frac{l}{h}$ dessen Werth aus (12) eingeführt, gibt nach kleiner Reduktion:

$$bh = 6\,P\left(\frac{f}{l}\right)\frac{E}{\mathfrak{S}^2} \quad \ldots\ldots \quad (13)$$

Ein Vergleich mit (8) zeigt, dass der Querschnitt bh kleiner, nämlich nur $\frac{2}{3}$ so gross ausfällt, als der für die Rechteckfeder. Diess ist für den Materialaufwand ausserordentlich günstig. Nennt man V den Körperinhalt der prismatischen, und V_1 den der Dreieckfeder, so hat man, wenn h und b die Querschnittmaasse der ersteren, und b_1 und h_1 die der letzteren bezeichnen:

$$V = lbh, \quad V_1 = \frac{l}{2}\, b_1 h_1 = \frac{l}{2}\frac{2}{3}\, bh = \frac{l}{3}\, bh,$$

mithin:

$$\frac{V_1}{V} = \frac{1}{3}.$$

Die Dreieckfeder bedarf also nur $\frac{1}{3}$ des Materials, welches eine ganz gleichwirkende Rechteckfeder verbrauchen würde. Auch das Verhältniss der Querschnittabmessungen fällt bei ihr weit günstiger aus, als im ersten Falle. Dies sehen wir am besten an unserem früheren Beispiele, wenn wir dort die prismatische Feder durch die Dreieckfeder ersetzen. Setzt man die früher bestimmten constanten Werthe jetzt in (12) ein, so ergiebt sich:

$$\frac{l}{h} = \frac{20000}{40} \cdot \frac{2}{9} = \frac{1000}{9}$$

mithin $h = \frac{9}{1000}\, l = 0{,}009 \cdot 450 = 4{,}05^{\text{mm}}$

Für b erhält man nun nach Formel (13)

$$b = \frac{6 \cdot 10 \cdot 450}{40 \cdot (4{,}05)^2} = 41{,}2^{\text{mm}}.$$

Diese Abmessungen stehen in einem für die Ausführung ganz brauchbaren Verhältniss. Gibt man der Feder, etwa wie in Fig. 5 angedeutet, an der Spitze noch ein Oehr zur Aufnahme der Zugstange, so kann sie zu dem in der Aufgabe gestellten Zweck geradezu angewandt werden.

Es hat sich also gezeigt, dass die Dreieckfeder sich in allen Beziehungen besser für die Construktion stellt, als die Rechteckfeder; sie ist biegsamer, gebraucht viel weniger Material und erhält weit bessere Querschnittverhältnisse. Diese Eigenschaften und die oben ermittelten Bezüge behalten wir im Auge, indem wir sie später noch vortheilhaft anwenden können.

Die Eigenschaft, sich nach einem Kreisbogen zu krümmen, die wir bei der Dreieckfeder gefunden haben, kommt, wie sich erwarten lässt, nicht dieser Federform allein zu. Man kann sich vielmehr bei der Bestimmung des Bezuges zwischen den Breiten- und Höhenabmessungen geradezu die Bedingung stellen, dass die Krümmung ein Kreisbogen werde. Die sich dabei ergebenden Federformen werden immer brauchbar sein, wenn die grössten Spannungen $\mathfrak{S}_1$ welche in den einzelnen Querschnitten vorkommen, nicht grösser ausfallen, als die Spannung $\mathfrak{S}$ an der Befestigungsstelle. Die Bedingungsgleichung für die Querschnittverhältnisse, welchen zufolge die Krümmung der Feder ein Kreisbogen wird, ist zu finden aus (4); es muss nämlich sein: ϱ = Constante, oder hier:

$$\frac{y z^3 E}{12\, Px} = \text{Constante}.$$

Die Constante muss aber gleich sein dem Krümmungshalbmesser für die Befestigungsstelle, und man hat somit:

$$\frac{y z^3 E}{12\, Px} = \frac{b h^3 E}{12\, Pl}$$

oder

$$\frac{y z^3}{x} = \frac{b h^3}{l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Auch diese Gleichung lässt sich auf die verschiedenste Weise erfüllen, welche Eigenthümlichkeit weiter unten noch passend benutzt werden soll. Hier führen wir zunächst nur ein Beispiel durch, indem wir einmal die Breite y constant d. h. $= b$ setzen. Man erhält demzufolge:

$$\left.\begin{aligned} z^3 &= h^3 \frac{x}{l} \\ &\text{oder} \\ z &= h \sqrt[3]{\frac{x}{l}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

Die Höhen der Querschnitte wachsen also dann von der Spitze B aus, wie die dritten Wurzeln aus den Abständen x. Die Begrenzungslinie $A\ D\ B$ Fig. 8 der Höhen der Querschnitte wird dann eine cubische Linie, auch manchmal cubische Parabel genannt, (obgleich letzterer Name meistens nur der Neil'schen Parabel [$y^3 = b\, x^2$] gegeben wird). Bei $\frac{x}{l} = \frac{1}{2}$ ist also die Höhe z der Feder $= \frac{h}{\sqrt[3]{2}} = 0{,}79\, h$; bei $\frac{x}{l} = \frac{1}{8}$ ist $z = \frac{h}{\sqrt[3]{8}} = \frac{h}{2}$; der Grundriss der Feder wird wieder ein Rechteck. Eine gute Annäherung an diese Zuschärfungsform erhält man, wenn man die Seitenansicht trapezisch formt, und die Höhe 0 an der Spitze $B = \frac{2}{3}\, h$ macht (Fig. 9). Die Linie AE ist dann nämlich eine Tangente an die cubische Linie in A.

Was nun die Spannung $\mathfrak{S}_1$ betrifft, so hat man dafür gemäss der nach (1) folgenden Formel:

$$\mathfrak{S}_1 = \frac{6\, Px}{b\, z^2}$$

Theilt man diese Gleichung durch Formel (2), so ergibt sich nach einiger Reduktion:

$$\frac{\mathfrak{S}_1}{\mathfrak{S}} = \frac{x}{l}\frac{h^2}{z^2};$$

und hierin für z dessen Werth aus (15) eingeführt, liefert endlich:

$$\frac{\mathfrak{S}_1}{\mathfrak{S}} = \sqrt[3]{\frac{x}{l}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

Da aber x entweder kleiner oder gleich l ist, so wird $\mathfrak{S}_1$ nie grösser als $\mathfrak{S}$ und es ist somit die gefundene Zuschärfungsform der Feder brauchbar. Die danach gebildete Feder erhält dieselbe Biegsamkeit, wie die Dreieckfeder, da hier f wieder den Werth aus (10) erhält. Von gleicher Festigkeit ist indessen, wie die letzte Gleichung zeigt, die neue Feder nicht, auch hat sie keinen so geringen Materialaufwand (nämlich $1\frac{1}{2}$ mal so viel) als die Dreieckfeder. Doch wird sich weiter unten noch eine nützliche Anwendung der gefundenen Form ergeben.

(Fortsetzung folgt.)

Die Siemens'sche Dampfmaschine.

(Machine à vapeur régénératrice.)

Unter den vielfachen Versuchen, den bei den Dampfmaschinen durch Condensation und durch den abgehenden Dampf entstehenden Wärmeverlust zu vermindern, nimmt die Dampfmaschine von Siemens, welche in der Pariser Ausstellung nicht geringes Aufsehen erregte, jedenfalls eine bedeutende Stelle ein.

Das wichtigste Organ derselben ist der sogenannte Respirator, ein ringförmiger Raum, in welchem mehrere Schichten von aufgerolltem Metalltuch neben einander gestellt sind, durch welche der Dampf abwechselnd hindurchstreicht, theils um einen Theil seiner Wärme daran abzugeben, theils um wieder Wärme davon aufzunehmen.

Man weiss, dass in den Warmluftmaschinen von Stirling & Ericsson ein ganz ähnlicher Apparat in Anwendung gebracht wurde, aber nicht die gehofften günstigen Resultate gab. Durch Verwendung desselben bei der Dampfmaschine hat Siemens gerade die Nachtheile vermieden, welche die Versuche Ericsson's scheitern machten, welcher die bewegende Kraft seiner Maschine aus der durch Dampf ausgedehnten atmosphärischen Luft zu schöpfen versuchte.

Die Siemens'sche Maschine ist dagegen so combinirt, dass immer der nämliche Dampf in Anwendung kommt, indem man demselben die bei jedem Kolbengange nutzbar gemachte Wärme so viel wie möglich wieder zurück gibt. Auf diese Weise können wenigstens zwei Drittel der Wärme die bei gewöhnlichen Dampfmaschinen im Condensator oder durch die Austrittsröhre verloren gehen, erspart werden. Dieses geschieht nun auf folgende Weise:

Man denke sich zwei Cylinder, *A* und *A'*. von denen jeder einen beweglichen Kolben enthält und deren Boden in unmittelbarer Berührung mit dem Feuerheerde eines Dampfkessels sind. Lässt man nun den Dampf aus dem letztern in einen der Cylinder *A* unter dem Kolben strömen, so kommt derselbe hier in unmittelbare Berührung mit einer sehr stark erhitzten Fläche, wird dadurch überhitzt und auf den höchsten Grad gespannt. Der Kolben wird in Folge dessen aufwärts getrieben und wenn er eine gewisse Höhe erreicht hat, so lässt er den Dampf in einen ringförmigen Behälter *B* ausströmen, welcher mit senkrecht aufgestellten Wickeln von Metalltuch beinahe angefüllt ist. Dieser Apparat wird von Siemens Respirator genannt. Da der untere Theil desselben sich in unmittelbarer Nähe des erhitzten Cylinderbodens befindet, so wird derselbe dadurch in ziemlich hoher Temperatur erhalten, während der obere Theil eine verhältnissmässig viel geringere Temperatur besitzt, so dass der durch das Drahtgeflecht streichende Dampf an dieses den grössten Theil seiner Wärme abgibt, rasch von 400° auf 150° herabsinkt und dadurch wieder als saturirter Dampf den Respirator verlässt.

Aus dem Respirator wird der Dampf in einen dritten Cylinder *C* geleitet, dessen Inhalt das Doppelte von demjenigen des vorigen Cylinders *A* beträgt, und dessen Kolben gehoben wird, um dem eintretenden Dampfe, welcher sich nun ausdehnen kann, Raum zu geben. Dieser Cylinder *C* steht indessen nicht in Berührung mit dem Feuerheerde, wie die beiden ersten und behält daher den Dampf, welcher um so zu sagen bis zu weiterem Gebrauche hier aufbewahrt wird, im gesättigten Zustande,

Lassen wir nun den nämlichen Vorgang, wie er bei dem ersten Cylinder *A* stattgefunden, sich bei dem zweiten ähnlichen Cylinder A^1 wiederholen und den überhitzten Dampf durch einen zweiten Respirator B^1 gehen, aber in den Cylinder *C* statt von unten, jetzt von oben eintreten. Der Kolben des letztern erhält nun eine abwärts gehende Bewegung und treibt den unter ihm befindlichen Dampf in den Cylinder *A* zurück, dessen Kolben, weil kein Widerstand mehr vorhanden war, abwärts gegangen ist, während der Kolben im Cylinder A^1 gehoben wurde. Der erwähnte Dampf hat aber seinen Weg durch den Respirator *B* genommen, hier wieder eine höhere Temperatur erlangt und wird beim Eintritt in den Cylinder *A* durch dessen heisse Bodenfläche wieder in die frühere hohe Spannung versetzt, welche der Kolben wieder aufwärts treibt, während im anderen Cylinder A^1 gerade die entgegengesetzte Kolbenbewegung vor sich geht.

Diese alternative Bewegung zwischen dem Kolben der beiden Cylinder wird auf gewöhnliche Art mit Hülfe von Schubstangen und Kurbeln auf eine Schwungradwelle übergetragen.

Aus dem Obigen geht hervor, dass immer der nämliche Dampf, erhitzt und wieder abgekühlt, oder abwechselnd gespannt und wieder ausgedehnt, es ist, welcher auf die Kolben der beiden Cylinder wirkt und an dieselben diejenige Kraft abgibt, welche er bei jedem Hube durch die Wärme empfangen hat; ein frappantes Beispiel von der Umwandlung der Wärme in dynamische Kraft. Die einmal gegebene nämliche Quantität Dampf würde demnach hinreichen, die Maschine in Bewegung zu erhalten (vorausgesetzt, dass die Cylinderboden immer die gleiche Temperatur behielten) — wenn weder Entweichung noch Abkühlung des Dampfes stattfinden würde. Die Praxis hat jedoch erfordert, die Maschine mit einem kleinen Steuerungsschieber zu versehen, durch welchen bei jedem Hube ungefähr $1/10$ neuer Dampf aus dem Dampfkessel eingelassen werden muss, um den durch die Maschine entwickelten dynamischen Effekt auf einer constanten Höhe zu erhalten. Da diese mit Hochdruck arbeitet, so wird der aus der Maschine tretende Dampf zum Vorwärmen des Speisewassers benutzt. Der Dampfkessel selbst ist so gebaut, dass er die drei Cylinder *A*, A^1 und *C* umhüllt und somit alle Wärme des Heerdes benutzt werden kann.

Eine solche Maschine nimmt wenig Raum ein, der Dampfkessel ist sehr klein und erfordert nicht viel Brennmaterial. In diesen beiden Eigenschaften bestehen auch die Vorzüge derselben, welche sich auch bei den damit angestellten Versuchen bestätigt haben. Als Nachweis diene folgendes Resultat des dritten mit dieser Maschine angestellten Versuches vom **10. Juli 1856**:

Die Maschine wurde während $6^1/_4$ Stunden in Thätigkeit erhalten und der Bremshebel, welcher während dieser

Zeit fast unbeweglich in der angenommenen Stellung verharrte, gab als Kraftleistung:

$$\frac{373{,}37 \text{ Kil.}}{75} = 4{,}98 \text{ Pferdekräfte.}$$

In Betreff des Brennmaterialverbrauches wurde Folgendes beobachtet:

Arbeitszeit	Verbrauch an Kohle			Verbrauch an Wasser		
	Im Ganzen	per Stunde	per Stunde und pr. Pferdekr	Im Ganzen	per Stunde	per Stunde und pr. Pferdekr
7 Std. 15 Min.	70 Kil.	3,63 Kil.	1,93 Kil.	376 Kil.	51,90 Kil.	10,40 Kil.

Aus diesen Angaben geht hervor, dass diese Maschine ausserordentlich wenig Brennmaterial und Wasser verbraucht, denn für Dampfmaschinen rechnet man gewöhnlich per Stunde und per Pferdekraft 3 bis 4 Kil. Steinkohle und 25 bis 30 Kil. Wasser.

(Génie industr.)

Rotirende Dampfmaschine.

Von Jones & Shirreff.

Taf. 2. Fig. 1 und 2.

Die Fig. 1 stellt einen vertikalen Längendurchschnitt durch die Achse und Fig. 2 einen vertikalen Querschnitt der Maschine dar. Der Dampf wirkt hier in einem cylindrischen Raume *A*, welcher auf einer gusseisernen Fussplatte *B* befestigt ist. Der Dampf tritt durch den Canal *C* ein und wird durch diesen zu dem cylindrischen Raume *A* geleitet, während ein ähnlicher auf der andern Seite vorhandener Canal *D* zur Ableitung des austretenden Dampfes dient. Diese beiden Canäle *C* und *D* münden an der Schieberfläche der Kammer *E*, in welcher sich ein Schieber *F* befindet, mittelst welchem die Richtung des Dampfes und somit auch diejenige der Bewegung verändert und überhaupt die Maschine in Gang gesetzt oder abgestellt werden kann.

Im Innern des Raumes *A* und in Berührung mit der obern Seite A^1 desselben befindet sich ein kleinerer Cylinder *G*, welcher von dem einströmenden Dampfe unmittelbar in Bewegung gesetzt wird und mit der Triebwelle *H* aus einem Stücke besteht. Die letztere geht durch zwei Stopfbüchsen *I* und wird von den beiden Lagern *J* getragen. Der rotirende Cylinder *G* ist hohl in radialer Richtung mit Schlitzen zur Aufnahme der drei schienenförmigen Kolben *K* versehen, an deren äussern Flächen elastische Metallstreifen *M* angebracht sind, die einen dampfdichten Schluss an der innern Wand des Raumes *A* bewirken. In der Höhlung des Cylinders *G* liegt eine Walze *L*, welche die innern Flächen aller drei Kolben berührt, so dass, wenn der eine derselben nach Innen gedrückt wird, die beiden andern nach Aussen geschoben werden, und dieses geschieht jedesmal, wenn einer der Kolben in Berührung mit der obern Seite A^1 kommt. Damit aber, wenn ein Kolben diese Fläche verlässt, der Dampf aus dem Canal *C* nicht nach demjenigen *D* entweichen könne, findet sich in dem Theile A^1 eine Metallliederung *N* angebracht, welche auf die Fläche des Cylinders *G* drückt.

Der Dampf wirkt, wie leicht zu erkennen ist, auf dem vorgeschobenen Theil je eines Kolbens, sobald dieser in Berührung mit der hohlen Fläche *A* trittet. Die eine hohlkegelförmige Seite des Cylinders *G* ist ebenfalls mit einer Dichtung *O* versehen, welche durch die Federn *P* angepresst wird.

Dieser Apparat könnte ebenso gut als Pumpe benutzt werden, in welchem Falle dann die Achse *H* durch eine andere Triebkraft in Bewegung gesetzt werden müsste.

Als Dampfmaschine wird derselbe vortreffliche Dienste leisten für den Betrieb von kleinern Maschinen, namentlich bei Krahnen, Aufzügen u. s. w.

(Pract. mech. Journal.)

Ueber Ramsbottoms Kolbenliederung.

Von Prof. Dr. Rühlmann.

Taf. 2. Fig. 3 und 4.

Wer die meist komplicirten Methoden kennt, um die Dichtung der Kolben herbeizuführen, welche in Dampfcylindern arbeiten, wundert sich nicht, wenn noch fortwährend Verbesserungen, Vereinfachungen und insbesondere Abänderungen angekündigt werden, die vorzugsweise Verminderung der Herstellungs- und Unterhaltungskosten derselben zum Gegenstande haben.

Betreffende Ideen und Vorschläge tauchen freilich in solcher Menge und gewöhnlich mit der pomphaften Verkündigung des Vollkommensten und Unverbesserlichsten derartig auf, dass gewissenhafte Konstrukteure diese Dinge kaum einer Beachtung werth halten, oder sie gänzlich ignoriren.

Nicht viel besser ist es wohl auch einer Kolbenliederung gegangen, welche bereits 1854 in der Versammlung der »Institution of Mechanical Engineers« vom Maschinen-Director der Nord-Western Eisenbahn, Mr. Ramsbottom in Manchester, produzirt wurde und die hier Fig. 3, Tafel 2, abgebildet ist.

Gegenwärtig sind nun mehrere gelungene Ausführungen und bewährte Anwendungen der Ramsbottom'schen Kolben so wie höchst beachtenswerthe Verbesserungen derselben, bekannt geworden, so dass es nicht unwichtig sein dürfte, manche Leser dieser Mittheilungen überhaupt erst auf den Gegenstand aufmerksam zu machen, andere aber zur Mitwirkung an den möglichen Verbesserungen anzuregen.

Fig. 3 zeigt den ursprünglichen Ramsbottom'schen Kolben, wobei der Hauptkörper ein einziges Gussstück *A A* bildet, in dessen Mantelfläche (bei 18 Zoll Durchmesser) drei $\frac{5}{16}$ Zoll (engl.) tiefe und $\frac{1}{4}$ Zoll breite konzentrische Nuthen *B B* gedreht sind, wovon man jede mit einem einzigen Stahlringe von rektangulärem Querschnitte ausfüllt, dessen Federkraft, sich selbst überlassen, die erforderliche Dichtung bewirkt und wobei der kreisrund gebogene Stahlring vor dem Einbringen in den Dampfzylinder einen ungefähr um $1/10$ grösseren Durchmesser hat.

Ausser der Billigkeit der Herstellung dieser Kolben und der Leichtigkeit, womit die Stahlringe erneuert werden können, empfehlen sie sich noch durch ihr geringeres Gewicht. In letzterer Beziehung führt unter anderem Ramsbottom (a. a. O. S. 4) an, dass ein gusseiserner Lokomotiv-Kolben von 15 Zoll Durchmesser nach der neuern Konstruktion nur 88 Pfd. wiege, während das geringste Gewicht eines Kolbens gewöhnlicher Anordnung nicht unter 119 Pfd. betrage.

Ramsbottom führt ferner Kolben der neuen Konstruktion auf, die 15 Monate in Lokomotiven arbeiteten, während letztere einen Gesammtweg von 19,650 englischen Meilen zurücklegten. Bei Verwendung eines Satzes seiner (drei) Ringe, im Preise von 2 sh. 6 d. (etwa Fr. 3) will Ramsbottom 3000 bis 4000 englische Meilen mit der betreffenden Lokomotive durchlaufen.

In England erfreut sich dieser Kolben eines vielfachen Beifalles; so sind z. B. alle Lokomotiven von Beyer & Peacock mit solchen Kolben versehen und arbeiten sehr befriedigend.

Ebenso wurde mir bekannt, dass die Lokomotiven für die Eröffnung der schwedischen Regierungsbahnen, welche letztgedachte Werkstatt lieferte, sämmtlich Kolben mit Ramsbottom'schen Stahlringen erhalten haben. Bemerkt muss dabei jedoch werden, dass man sich sorgfältig bemüht hat, die Querschnitte der bemerkten Stahlringe nicht von gleicher Grösse, sondern von verschiedenen Dimensionen anzuordnen und zwar in der Weise, dass der von ihnen ausgeübte Druck an allen Stellen des betreffenden Zylinderumfanges gleich gross ist.

Ebenfalls günstige Resultate über Verwendung der fraglichen Kolbenliederung sind mir kürzlich von Bremen, aus der grossen Eisengiesserei und Maschinenfabrik von Carstens Waltjen & Comp. geworden, wo man überdies einen eigenthümlich konstruirten Kolben verwendet. Letzteren zeigt mit der Ramsbottom'schen Liederung unsere Fig. 4, Tafel 2, wobei bemerkt werden mag, dass der Kolben (von $27^1/_4$ Zoll engl. Durchmesser) in einem Zylinder von 29 Zoll engl. läuft, beide aber zu einer Dampfmaschine von 180 Pferdekräften gehören. Aus der Figur erhellt, dass der Kolben aus zwei Theilen besteht, wovon der innere einen hohlen, gusseisernen Kasten *A* bildet, (wobei der Umfang mit der Nabe an der Kolbenstange durch 6 Rippen von $3/4$ Zoll Dicke zusammenhängt), der andere äussere Theil aber ein konzentrischer Zylindermantel *B* ist, welchen man mit *A* durch Schrauben *C* zu einem Ganzen vereinigt. Letzterer Mantel *B* nimmt die Ramsbottom'schen Liederungsringe auf, deren Zahl grösser als beim Erfinder ist. Die Ringe bestehen aus hartgezogenem Stahldrahte von $5/16$ Zoll Seitenlänge des quadratischen Querschnittes.

Für die Kernstücke zum Gusse des hohlen Kolbenkörpers *A* dienen Oeffnungen *D*, welche durch Einsatzstücke gedeckt sind und durch Schraubenbolzen *E* an ihren Stellen gehalten werden. Ein Stift *F* verhindert einfach die Drehung des Kolbens um den Bund *G* der Kolbenstange.

Gegenwärtig werden auch Versuche mit Ramsbottom's Liederung bei den Lokomotiven der hannöverschen Staatsbahnen angestellt, deren Ergebnisse gelegentlich mitgetheilt werden sollen.

Schliesslich bemerke ich noch, dass die richtige Gestalt der Liederungsringe, damit dieselben, sich selbst überlassen, überall mit gleicher Kraft gegen den Zylinderumfang drücken, auf der Auflösung der Aufgaben beruht:

1) »die ursprüngliche Ringform ist die eines Kreises, es sollen die Dimensionen des veränderlichen Querschnittes bestimmt werden,« oder

2) »die Querschnitte sind alle gleich und man soll diejenige Form des Ringes angeben, wodurch ebenfalls der vorbemerkten Forderung entsprochen wird.«

Ramsbottom hat letztere Frage auf empirischem Wege zu beantworten sich bemüht*), während die Mathematik in bei weitem sicherer und allgemeiner Weise zum Ziele führt.

(Mitth. d. han. G. V.)

Schwimmende Wasserräder.

Von Colladon in Genf.

Taf. 2. Fig. 5, 6 und 7.

Unter den Wasserrädern sind die sogenannten hängenden Räder, welche durch die Kraft des fliessenden Wassers in Bewegung gesetzt werden, hinlänglich bekannt; ebenso, dass deren Stellung sich nach dem Wasserstande richten muss und dass dieselben daher mit einem ziemlich complizirten Mechanismus versehen sein müssen, um je nach den oft sehr bedeutenden Schwankungen des Wasserstandes in freiem Strome in ihrer Stellung diesem angepasst werden zu können. Es ist klar, dass solche Veränderungen immer gewisse Nachtheile mit sich führen und es dürfte daher ein Vorschlag des Herrn Colladon, die geeignete Stellung solcher Räder in Folge besonderer Construktion der letztern durch sich selbst reguliren zu lassen, von sehr bedeutenden Folgen sein.

---

*) Ramsbottom nahm einen Ring, dessen Durchmesser genau eben so gross war, als der Durchmesser des Kolbens, für welchen er bestimmt war, vollkommen kreisrund gebogen, und zwar so, dass die Enden, ohne einen Druck auf einander auszuüben, sich berührten. Dann wurde derselbe auf einen kreisrunden, mit ihm konzentrischen Tisch gebracht, und eine Anzahl Seile, zusammen 24, in gleichen Entfernungen von einander um den Umfang des Ringes herum befestigt und über eben so viele Leitrollen gelegt, welche ebenfalls in gleichen Entfernungen von einander an der Peripherie des Tisches aufgestellt waren. An diese Seile wurden gleich grosse Gewichte angehängt, welche, da sie auf gleich lange Theile des Umfanges wirkten, dem Ringe eine ovale Gestalt ertheilten. Hieraus schloss nun Ramsbottom dass wenn ein Ring, welcher gleich grossen und auf gleich lange Theile des Umfanges wirkenden Kräften ausgesetzt wird, diese Gestalt annehme, ein anderer Ring, welcher gleich anfangs nach der so erhaltenen Gestalt gebogen wurde, bei der Einwirkung entgegengesetzter, d. h. vom Umfange nach dem Zentrum gerichteter Kräfte, eine völlig kreisförmige Gestalt annehmen müsse. Die Erfahrung hat gelehrt, dass dieser Schluss richtig war, und dass ein so gebogener Ring sich völlig gleichförmig abnutzt und eine viel längere Dauer hat, als ein kreisförmiger. (Polytechn. Centralbl. Jahrg. 1856, S. 1268 aus dem London Journal, Aug. 1856, p. 98.)

Das fragliche System besteht im Allgemeinen aus einem blechernen Cylinder, dessen äussere Fläche mit Schaufeln versehen ist und dessen spezifisches Gewicht so bestimmt ist, dass derselbe nur bis auf eine gewisse Tiefe in das Wasser eintaucht.

Die Zapfen jenes Cylinders werden mittelst einer hebelartigen Vorrichtung so gehalten, dass sie sich genau nach dem Steigen und Sinken des Wasserstandes heben und senken können, ohne dass die durch das Rad in Bewegung gesetzte Triebwelle irgend eine Veränderung in ihrer Lage erleidet.

Was dieses Wasserrad von allen bisherigen Motoren dieser Gattung unterscheidet, ist die Leichtigkeit, mit welcher dasselbe sich in seiner schwimmenden Stellung dreht und seine Stellung selbst regulirt, ohne dass man sich irgendwie damit zu beschäftigen hätte.

Diese Idee lässt sich auf verschiedene Weisen verwirklichen; es wird jedoch genügen, einen einzigen Fall hervorzuheben.

In Figur 5 bezeichnet *A* ein schwimmendes Rad mit geraden Schaufeln, welches von zwei Rahmen *O* und *O*, aus Eisenblech gehalten wird. Die letztern können sich in Gelenken um die Triebwelle *g* und um das Ende der Achse *g'* drehen. Die Transmission der Bewegung wird durch die Räder *P*, auf der Radachse, *P'* auf der Triebwelle und das Zwischenrad *P''* vermittelt (Fig. 6).

Das Rad ist mit einem kleinen Gerinne *D* versehen, welches durch Stangen mit der Achse des Rades und durch die Gabel *l* mit den am Gestelle *F* befestigten Zapfen *m* verbunden ist, und auf diese Weise seine relative Stellung zum Rade beibehalten kann.

Die Schaufeln *a* sind zur grössern Festigkeit unter sich durch die Reife *n* verbunden (Fig. 7).

Eine andere Disposition eines schwimmenden Rades besteht darin, dass der Cylinder mit schraubenförmig gewundenen Schaufeln versehen, dessen Achse aber auf ähnliche Weise aufgehängt ist, wie beim vorigen Rade. Die Transmission dagegen wird hier durch Winkelräder bewirkt, wodurch es möglich ist, die Hebelarme, welche die Radachse tragen, von beliebiger Länge annehmen und somit dieses System für Flüsse anwenden zu können, deren Wasserstand grossen Schwankungen unterworfen ist. Das Rad ist unmittelbar an der Flussmauer befestigt, indem die Achse desselben in der Richtung des Stromes liegt. Ferner ist zu bemerken, dass der Schritt der Schraubenfläche aus welcher die Radschaufel gebildet ist, stromabwärts immer kleiner wird.

Maschinen zur Bearbeitung des Holzes.

Construirt in der mechanischen Anstalt zu Grafenstaden.*)

Taf. 3. Fig. 1—17.

Diese Maschinen dienen zur Ausführung einer Reihe von Operationen, denen das zu verschiedenartigen Verbindungen dienende Holz unterworfen werden muss, um für die mannigfachen Construktionen benutzt werden zu können. Diese Operationen wurden bisher grösstentheils von Hand mit grossen Kosten und Zeitaufwand und mit einem oft sehr geringen Grade von Genauigkeit verrichtet, welches Verfahren den heutigen Anforderungen, besonders an die Construktion der Eisenbahnwagen, nicht mehr genügt. — Es werden zwar zu diesen Arbeiten schon seit geraumer Zeit hie und da gewisse mechanische Vorrichtungen angewendet, allein dieselben sind meistens von sehr unvollkommener Construktion und gewöhnlich nur für ganz spezielle Zwecke eingerichtet und daher einer allgemeinen Anwendung und Verbreitung nicht fähig. Dem Zwecke dieser Einseitigkeit und Unvollkommenheit abzuhelfen, haben die hier zu besprechenden Maschinen ihre Entstehnng zu verdanken.

Aus den Zeichnungen ist die Construktion der fraglichen Maschinen hinreichend deutlich zu ersehen und ihre Wirksamkeit leicht zu beurtheilen. Sie theilen sich nach der Art der Operation, welche sie vorzunehmen haben, in folgende:

1) doppelte, vertikale Bohrmaschine,
2) horizontale „ „
3) vertikale Stemm-Maschine,
4) horizontale „ „
5) eine gleiche anderer Art,
6) Zapfen-Schneidmaschine und
7) Nuthen-Schneidmaschine.

Für die Operation des Bohrens sowohl, wie für jene des Stemmens wurden zweierlei Dispositionen gewählt, um dieselbe der Verschiedenheit in der Form und Grösse des Holzes anzupassen, und für jeden Fall die möglichste Bequemlichkeit, Schnelligkeit und Richtigkeit der Arbeit zu erlangen.

Alle diese Maschinen ruhen auf soliden Gestellen von Gusseisen oder von Holz, und sind dadurch geeignet und auch eingerichtet, um durch Dampf oder Wasserkraft bewegt zu werden. Die Verschiebung des arbeitenden Werkzeuges oder des zu bearbeitenden Holzes geschieht entweder von freier Hand, oder je nach der Einrichtung selbstwirkend durch die Maschine. Das zu bearbeitende Holz muss vorher auf seine richtigen Dimensionen in Länge und Dicke geschnitten und gehobelt sein.

1. Doppelte vertikale Bohrmaschine.

Fig. 1 Seitenansicht, Fig. 2 Vorderansicht, Fig. 3 Querschnitt.

Der Bewegungsmechanismus wird durch die hohle Säule *S* getragen, welche sich nach unten gegen den Fuss der Maschine erweitert und in der Mitte zur Festhaltung der Tische *T*, worauf das Holz gelegt wird, dient. Der vertikale Auf- und Niedergang der Tische geschieht durch die Zahnstange *D* und die auf der Achse *H* sitzenden Getriebe. Die Bewegung der Maschine wird durch die Treibscheiben *P* auf den horizontalen Achsen *A* vermittelt, auf welcher die zugleich sitzenden conischen Räder *R*, *R* mittelst ihrer Kuppelräder die Bewegung auf die Bohrspindeln übertragen, die bei *O* den Bohrer fassen. Das Anlassen und Abstellen der Maschine geschieht durch die Aus-

*) Dieses rühmlichst bekannte Etablissement, früher unter der Firma Rollé & Schwilgué, ist nunmehr Eigenthum des Hrn. J. D. Schmid aus Wien.

rücker *L* und die zugehörigen Fehlscheiben. Die Zahnstangen *I*, die Getriebe *d* und Schwungräder *V* dienen dazu, die Bohrspindel vertikal auf- und niederzuführen. Um die letzteren in jeder Stellung im Gleichgewichte zu erhalten, sind sie an den Schnüren *c*, *c* aufgehangen, die über Rollen *r*, *r*, *r*, *r* in das Innere der Säule geleitet sind und hier das nöthige Gegengewicht *W* aufnehmen. Da die Löcher, welche für das Stemmen vorgebohrt werden, oft nur auf eine gewisse Tiefe in das Holz eindringen dürfen, müssen die Bohrspindeln, auf diese Tiefe eingedrungen, in der Höhe festgehalten werden können, was mittelst der Klappen *t* geschieht. Diese lassen sich nämlich auf der Führungsstange *m* in jeder beliebigen Höhe feststellen und dienen dem Bügel *E* beim Niedergehen als Anschlag.

2. Horizontale Holzbohrmaschine.

Von dieser Maschine ist Fig. 4 eine Seitenansicht, Fig. 5 der Querschnitt und Fig. 6 der Längenschnitt.

Der gusseiserne Fuss **B** der Maschine trägt auf seiner Vorderseite den Tisch *T*, auf welchem zwei massive Winkel bei *M* befestiget sind, zwischen welche das Holz eingespannt wird. Zu diesem Behufe ist einer derselben, und zwar der äussere grössere, unveränderlich mittelst zwei Schrauben und Muttern *a* befestiget, der innere kleinere zwar auf gleiche Art durch Schrauben gehalten, aber nach Bedarf mit Hilfe des kleinen Pressrädchens *v* verschiebbar und feststellbar. Der ganze Tisch *T* kann nach Belieben höher und niederer gestellt werden. Die drehende Bewegung erhält den Bohrer durch die auf der Spindel *A* befestigte Seilrolle *P*; die vorrückende Bewegung wird ihm sammt dem Lager der Spindel *A* durch den Hebel *L* ertheilt, wobei die Mutter *E* als Anschlag dient, deren Stellung daher vorher je nach der verlangten Tiefe des Loches mittelst der Schraube des Stellrades *V* regulirt wird.

3. Vertikale Stemm-Maschine.

Fig. 7 eine Seitenansicht, Fig. 8 die Vorderansicht und Fig. 9 der Längenschnitt.

Das Gestelle *B* der Maschine übergehet in zwei vertical über einander gelegene vorgestreckte Arme, deren äusserste Ausgänge Führungen für einen verticalen Schlitten *c* mit dem Werkzeugträger *O* bilden. Das zu bearbeitende Holz wird zwischen den zwei Winkeln bei *M* eingespannt, welche auf gleiche Art, wie es bei der vorhergehenden Maschine erklärt wurde, über einem Schlitten *D* befestiget sind. Dieser Schlitten ruhet auf einer Bank; die an der vorderen Fläche des Untertheiles des Gestelles *B* angeschraubt ist.

Die Bewegung des Stossschlittens wird mittelst der Rolle *P* auf der horizontalen Welle vermittelt, indem am vorderen Ende dieser horizontalen Achse der Kurbelkopf *E* festsitzt, durch dessen Umgang die Schubstange *b* eine auf- und niedergehende Bewegung erhält, und diese, in Folge der unveränderlichen Verbindung der Schubstange *b* mit dem verticalen Schlitten *C*, auch dem Schlitten und dem darin befestigten arbeitenden Werkzeuge mittheilt. Der Hub dieses Schlittens oder die Länge des Weges für das Werkzeug, der durch die bestimmte Stemmtiefe bedingt ist, wird durch die tiefere oder höhere Stellung und somit durch die Schrauben *O* und *V* regulirt. Der Werkzeugträger ist in dem Schlitten *C* durch einen gespaltenen Ring festgehalten und lässt sich mittelst des Griffes *m* um 180° herumdrehen, wobei der letztere in eine Nuth einspringt. Das Umdrehen des Meissels um 180° ist nothwendig, um das arbeitende Werkzeug umzustellen, sobald das vorgebohrte Loch von der einen Seite rein ausgestossen ist, damit auch die entgegengesetzte Seite des Loches scharf ausgestossen und fertig gestemmt werden könne. Der Werkzeugträger ist der Art eingerichtet, dass man damit sowohl einfache wie auch doppelte und dreifache Zapfenflächen einstossen kann. Der in den angezogenen Figuren für die Abbildung der Maschine dargestellte Werkzeugträger *O* ist ein doppelter, der Abstand zwischen beiden Meisseln entspricht nämlich einer bestimmten Weite zwischen den gedachten beiden Zapfenlöchern. Für Doppelzapfen verschiedener Weite sind also auch verschiedene Werkzeugträger nothwendig; innerhalb gewisser Grenzen kann man sich noch dadurch helfen, dass man die Meissel etwas seitwärts ausköpft.

Fig. 10 stellt einen Werkzeugträger mit drei Meisseln für 3fache Zapfen dar und Fig. 11 einen runden Werkzeugträger für Hölzer kleinerer Dimension, z. B. bei Waggonkästen mit vier Einschnitten, deren je zwei in einen gegebenen Abstand der Zapfenlöcher passen. Dieser letztere Werkzeugträger ist auch der geeignetste, die einfachen Zapfen auszustossen.

Um die Maschine nach Abstellung von der Transmissionsrolle augenblicklich anzuhalten, dient das Bremsband *F*, das vermittelst des Hebels *L* und einer Schraube mit rechtem und linkem Gewinde angezogen wird. — Der horizontale Schlitten *D* mit den Winkeln zum Einspannen des Holzes kann entweder durch die Zahnstange oder durch die Schraube bewegt werden, deren Mutter gespalten ist, um sie für den Fall einer Bewegung durch die Zahnstange zu öffnen.

4. Horizontale Stemm-Maschine.

Diese Maschine ist durch die Fig. 12 als Seitenansicht, Fig. 13 als Grundriss, Fig. 14 als Längenschnitt und Fig. 15 als Querschnitt dargestellt.

Das Gestelle *B* der Maschine trägt oben den Schlitten *Q* mit dem Werkzeuge und dem Bewegungsmechanismus, so wie auch an dessen vorderer Fläche den Tisch *T* zum Aufnehmen des zu bearbeitenden Holzes. Die Bewegung der Maschine wird durch die Riemscheibe *P* ins Werk gesetzt mittelst der an ihrer Achse befindlichen Kurbel, die Kreisbewegung auf den cylindrischen Werkzeugträger in eine geradlinige Vor- und Rückbewegung verwandelnd, übertragen. Der ganze Bewegungsapparat ist übrigens nicht fest mit dem Gestelle verbunden, sondern lässt sich in dessen Längenrichtung verschieben. Die Verstellung in diesem Sinne wird durch die Schraube des Stellrädchens *K*, je nach der Tiefe der einzustemmenden Löcher regulirt. Die in dem Gestelle verschiebbare Mutter *S* dieser Schraube ist nicht direct mit dem Schlitten verbunden, sondern wirkt auf den zusammengesetzten Hebel *J*, dessen

Bedeutung weiter unten erklärt wird, und erst vermittelst dieses und zwar bei gerader Stellung desselben, auf den Zapfen *N* an den beweglichen Schlitten auf diesen. Das vordere Ende *o* des Werkzeugträgers fasst den arbeitenden Meissel. Das Holz wird zwischen den festen Winkel *M* und die Backen *M'* und *M'* eingebracht, welche letztere durch Schrauben mittelst dem Stellrädchen *v* gegen den festen Winkel *M* verschiebbar an das eingelegte zu bearbeitende Holz angepresst werden, um es so fest zu halten. Die Schlitten, worauf die Backen *M'* und *M'* ruhen, gestatten eine Querbewegung durch Vermittelung einer Zahnstange und eines Aufsteck-Rädchens bei *F*, so wie eine horizontale Verstellung nach beliebigem Winkel gegen das Werkzeug und endlich eine verticale Verschiebung des ganzen Tisches an der Vorderfläche des Gestelles vermittelst einer Schraube, deren Mutter an letzterem befestigt ist. Der Werkzeugträger ist an seinen beiden Enden cylindrisch, und diese beiden cylindrischen Endstücke verschieben sich in bronzenen Büchsen; der mittlere Theil desselben ist viereckig und trägt in der Mitte einen aufgesteckten Hebel, der ihm übrigens nicht in seiner Hin- und Herbewegung folgt, mittelst dessen er sich während des Ganges um 180° drehen lässt, welche Drehung es nothwendig macht, den Werkzeugträger durch ein Kugelgelenk mit der Schubstange zu verbinden.

Um den Meissel während des Ganges umzudrehen, muss er mit dem ganzen Schlitten, der ihn trägt, so weit zurückgeschoben werden können, dass er das Holz nicht mehr berührt. Dies geschieht durch das oben angeführte System von Hebelstangen, die in *J* ein gemeinschaftliches Gelenk besitzen; ein Ende dieses Hebelsystems ist mit der Mutter *S* verbunden, welche, durch die Regulirungsschraube in der Richtung des Druckes auf das Gestell sich stützend, einen festen Punkt darbietet, während das andere Ende auf einen, an dem verschiebbaren Schlitten des Werkzeugträgers unverrückbar verbundenen Zapfen *N* aufgesteckt ist. Es muss also durch Handhaben des von aussen auf der Achse *N* aufsitzenden Hebels und mittelst der Einwirkung auf diese auch eine Wirkung auf das Stangensystem und hierdurch eine Verstellung des Schlittens Statt finden.

5. Die Zeichnung Fig. 16 und 17 stellt eine Modification dieser Maschine in Bezug auf die Construktion und Bewegung des Werkzeugträgers dar. Aus dem Längenschnitte Fig. 16 und dem Querschnitte Fig. 17 ist die Verschiedenheit gegen die vorgehende Einrichtung ersichtlich. Die Kurbel ist nämlich nicht unmittelbar mit dem Werkzeugträger verbunden, sondern mittelbar durch den Schlitten *A*, der die Lager *B B* trägt, in welchen der Werkzeugträger liegt und drehbar ist.

Zwischen beiden Lagern ist er viereckig wie der vorige, ist mit dem Drehungshebel *M* versehen und an der Längenbewegung durch die beiden Lappen *d* verhindert; auch der Drehungshebel ist ganz gleich wie an der vorigen Maschine.

(Fortsetzung folgt.)

Circularsäge zum Schneiden beliebig breiter Nuthen.

Von Highfield & Harrison.

Taf. 2. Fig. 8.

Diese Erfindung besteht darin, dass man eine Cirkularsäge in schiefer Richtung an ihre Spindel befestigt, so dass sie sich nunmehr zum Schneiden von Nuthen von verschiedener Breite benutzen lässt. Dieser Zweck wird auf folgende Weise erreicht: Zwischen der Säge *A* und dem Hals *B* der Spindel befinden sich zwei im Durchschnitt keilartig geformte Scheiben *C* und *D*, welche sich unabhängig von einander drehen lassen. Auf der andern Seite liegt ebenfalls eine Scheibe *E* mit einer Aushöhlung zur Aufnahme der kugelförmigen Schraubenmutter *F*, mittelst welcher die Säge am Ende der Spindel festgehalten wird. Die ganze Anordnung ist so beschaffen, dass durch Veränderung der relativen Stellung der beiden Scheiben *C* und *D* der aufzuschraubenden Säge eine mehr oder weniger schiefe Fläche dargeboten wird, nach welcher sich die Stellung derselben richtet. Da somit diese Stellung der Säge gegen die Achse der Spindel beliebig verändert werden kann, so lassen sich auch Nuthen von verschiedener Breite schneiden. Durch diese sinnreiche Einrichtung erspart man sich die Kosten besonderer für die Breite der zu schneidenden Nuthen eingerichteten Sägen.

(Durch Dingler's Journal.)

Expandirende Schraubenbolzen.

Von Otto Ahlstrom.

Die Fig. 9—15, Taf. 2, zeigen mehrere verbesserte Befestigungsweisen für Haken zum Heben von Körpern, zur Befestigung in Mauerwerk und in Felsen unter Wasser, ohne zu hämmern und ohne Anwendung von Blei; auch zur Befestigung in Eisen ohne Verstärkungen und ohne Schraubenköpfe und ohne dass die Schraubenlöcher nach dem Gusse oder Schmieden oder dem Bohren einer weitern Ausarbeitung bedürfen.

Der Bolzen erhält ein keilförmiges Ende und ein Paar halbcylindrische Muffe, welche auf ihm gleiten und deren Enden nach demselben Winkel keilförmig geschnitten sind, wie das Bolzenende. Ein Stahlring oder eine Feder hält die beiden Muffe zusammen. Das Bolzenende und der Muff werden in die zur Verbindung dienende Oeffnung lose eingelegt, und der zu befestigende Gegenstand an den Bolzen angeschoben. Durch Niederschrauben der Mutter wird das keilförmige Bolzenende angezogen und treibt die zwei Theile des Muffes so weit aus einander, dass sie dicht an der Oeffnung anliegen und der Bolzen eben so wenig herausgezogen werden kann, als wenn ein Keil durchgeschlagen wäre.

Fig. 9 gibt die einfachste Form eines expandirenden Bolzens; *a* ist das keilförmige Bolzenende, *b b* die halbcylindrischen Muffe und *c* der Stahlring zum Zusammenhalten der letztern.

Fig. 10 eignet sich zu Dübeln. Keil und Muffe wie in Fig. 9; der Bolzen aber mit einer langen cylindrischen

Mutter versehen, in welche eine Schraube mit versenktem Kopfe eingeschraubt wird.

Fig. 11 stellt einen Bolzen mit Ringmutter dar. welcher zum Anhängen schwerer Metall- und Steinblöcke dient. Er kann schnell befestigt und abgenommen werden und braucht zu seiner Befestigung nur ein einfaches rundes Loch. Zwischen Mutter und Muffe wird ein rundes Verlängerungsstück eingelegt.

Fig. 12 einfacher Schraubenbolzen mit versenktem Kopfe; der Keil dient als Schraubenmutter und erfüllt denselben Zweck, wie das keilförmige Ende in Fig. 9.

Fig. 13 hat dieselbe Anordnung, wie die vorige Figur, nur hat hier der Bolzen einen viereckigen Kopf.

Fig. 14 ist ein grosser Bolzen, bei welchem die Muffe *b* durch keinen Ring festgehalten wird.

Fig. 15 ähnlicher Bolzen mit schwalbenschwanzförmigem Hacken an den Enden der Muffe, durch welche sie mit der Stange *d* verbunden werden.

(Durch Pol. CB.)

Oelkanne zum Schmieren.

Die gewöhnlichen Schmierkannen haben den Nachtheil, dass man meistens zu viel Oel ausgiesst oder auch, dass man mit denselben nicht allenthalben leicht aufgiessen kann, besonders wenn sie nicht mehr ganz gefüllt sind. Die auf Taf. 2 Fig. 16 dargestellte Kanne hilft diesem Uebelstande vollständig ab, indem man durch leichten Druck auf den Knopf des kleinen Kolbens, der im Innern der Kanne sich befindet, jede beliebige Quantität Oel ausfliessen lassen und nöthigenfalls auch ausspritzen kann. Sie gewährt noch den weitern Vortheil, dass man beim Schmieren mit Klauenfett, welches so leicht gerinnt, die Kanne nicht erst zu erwärmen braucht, um das Oel ausfliessen zu lassen, sondern dass sich auch die verdichtete Masse leicht herauspressen lässt.

Die Erfindung ist übrigens so einfach, dass sie ohne weitere Erklärung aus der Zeichnung leicht verstanden werden kann.

(Génie industr.)

Bau- und Ingenieurwesen.

Ueber schmiedeiserne Brücken.

Taf. 6. Fig. 1—6.

Nachstehende Ideen über schmiedeiserne Brücken sind aus der Abhandlung des Bergingenieurs und Professors an der Ecole des mines, C. Couche, über die deutschen Eisenbahnen: Travaux d'art des chemins de fer d'Allemagne entlehnt,

Der Bau der Brücken von grosser Tragweite, welche auf Trägern aus Eisenblech ruhen, führt auf die Wahl zwischen folgenden Construktionsweisen:

1. Die Bahn kann entweder auf Querträger unten, oder auf die Träger oben, oder in einer mittlern Höhe angebracht werden.
2. Wenn man zwei Geleise hat, so können sie von zwei besondern, gänzlich unabhängigen Brücken getragen oder fest unter einander verbunden werden und im letztern Falle kann man entweder bloss zwei Träger an den Seiten, oder noch ausserdem einen Träger in der Mitte anwenden.
3. Wenn die Brücke verschiedene Pfeiler hat, so kann sie entweder aus zu einem einzigen Balken verbundenen Trägern oder aus einzelnen Stücken hergestellt werden.
4. Man kann die Träger aus massiven Blechwänden oder als Gitterwerk herstellen.

Diese Punkte werden nun in Nachstehendem speziell erörtert.

1) Lage der Bahn.

Wenn die Lage der Bahn nicht durch anderweitige Verhältnisse vorgeschrieben wird, so hat man diejenige Lage zu wählen, welche den Trägern die grösste Steifheit verleiht. Legt man die Bahn oben auf die Träger, so behält man vollkommene Freiheit, die letztern auch unten gegen einander abzusteifen; aber dieses verbietet sich nicht nur oft durch Terrainverhältnisse, sondern es ist auch, wenn die Träger nicht sehr hoch sind, unnöthig, sie oben und unten zu verstreben; es genügt vielmehr ein einziges System von Streben, wenn es mehr im Mittel liegt.

Verlangt aber die Spannweite auch Träger von bedeutender Höhe, ist also eine doppelte Verstrebung nicht nur sehr bequem anzubringen, sondern auch vortheilhaft, so ist nicht abzusehen, warum sie nicht angewendet werden sollte. Verstärkt man die Träger durch Winkel, so wird dadurch die Breite der Brücke vergrössert, weil man die Bahnbreite erst von diesen Winkeln ab rechnen kann. So hat man für die Brücke bei Langon 8,3 Meter Abstand zwischen den Trägern annehmen müssen, um 7,4 Meter Bahnbreite zu erhalten.

2) Unabhängigkeit oder Verbindung der beiden Gleise.

Wird eine Bahn ursprünglich mit einem Gleise angelegt, so bietet die Unabhängigkeit der Gleise einen offenbaren Gewinn durch Billigkeit. Doch diese Betrachtung ist zunächst nicht anzustellen.