

Erstes Capitel.

Von den Axen und ihren Lagern.

§. 1. **Zapfen.** Unter einem Zapfen versteht man im Maschinenbau einen festen durch eine Umdrehungsfläche begrenzten Körper, welcher einem mit ihm verbundenen Maschinentheile die drehende Bewegung um die geometrische Axe der besagten Umdrehungsfläche ermöglicht. Am häufigsten sind die Zapfen von cylindrischer Gestalt, doch kommen auch andere Umdrehungsformen, namentlich Kegel und Kugelflächen als Begrenzungen vor, auch ebene Flächen wendet man bei den Zapfen verticaler Axen (Spurzapfen) vielfach an.

Damit der Zapfen dem mit ihm verbundenen Maschinentheile unter Ausschluß jeder anderen Bewegung eine Drehung um seine Axe ermögliche, ist nach dem in der Einleitung §. 28 über Elementenpaare Bemerkten zu dem Zapfen ein zugehöriger Theil erforderlich, welcher als Hohlkörper derartig gebildet ist, daß er den Zapfen umschließt. Dieser Theil führt den Namen Lager oder Zapfenlager. Der Zapfen und sein Lager bilden daher das an obiger Stelle als Drehkörperpaar bezeichnete Elementenpaar, und es muß danach die Hohlform des Lagers mit der Außenform des Zapfens ganz oder zum Theil übereinstimmen. In vielen Fällen wird der Zapfen ringsum auf der ganzen Umfläche von dem Lager umschlossen, Fig. 34, häufig aber findet eine Berührung beider nur in einzelnen Theilen der Zapfenfläche statt, Fig. 35. Jedenfalls müssen aber im Allgemeinen die stützenden Flächen a, a, a , Fig. 35, solche Anordnung erhalten, daß die geometrische Axe des Zapfens vollkommen festgehalten wird, wozu erforderlich ist, daß ein Zapfenquerschnitt mindestens in drei Punkten a unterstützt ist, von welchen irgend

zwei auf einander folgende um weniger als 180° von einander entfernt sind. Nur in manchen Fällen, wo äußere Einwirkungen nach gewissen Richtungen

Fig. 34.

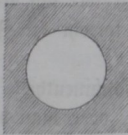


Fig. 35.

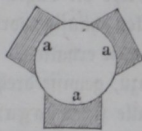
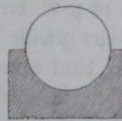


Fig. 36.



nicht zu erwarten sind oder von vornherein durch überwiegende äußere Kräfte aufgehoben werden, kann eine Stützung genügen, bei welcher jene Bedingung nicht erfüllt ist. So z. B. ist es meistens ausreichend, die Zapfen schwerer Wasserräder nur auf ihrer unteren Fläche durch halbcylindrische Lager zu stützen, Fig. 36, da das bedeutende Gewicht des Rades in der Regel jede durch störende äußere Einwirkungen angestrebte Hebung der Zapfen von vornherein verhindert.

Die Länge der Zapfen, d. h. ihre in der Axe gemessene Dimension kann, abgesehen von praktischen Rücksichten und wenn man nur die Möglichkeit der Drehbewegung ins Auge faßt, beliebig groß gemacht werden, da bei der Drehung eines Körpers um eine Umdrehungsaxe sämmtliche Punkte der letzteren in Ruhe verbleiben. Man kann daher auch von einem um die Drehaxe *A* gedachten Umdrehungskörper beliebige Stücke herausgreifen und sie zu besonderen Zapfen ausbilden, indem man jedem Stücke sein Lager giebt, und wendet dieses Mittel in allen den Fällen an, wo ein in Umdrehung zu setzender Maschinenteil aus praktischen Gründen der Festigkeit u. eine Unterstützung an verschiedenen Stellen bedarf. Als eine unumgängliche Bedingung für alle derlei Constructionen ergiebt sich natürlich die Regel, daß alle mit demselben Maschinenteile verbundenen Zapfen Umdrehungskörper zu derselben geometrischen Axe sein müssen, weil sonst eine Umdrehung des Körpers gar nicht, oder doch nur in Folge entsprechender Verbiegungen und Pressungen der einzelnen Theile möglich wäre.

Axen. Derjenige Körper, welcher in eine relative Umdrehung gegen §. 2. die ihn unterstützenden Theile gebracht wird und zu diesem Zwecke mit Zapfen versehen ist, wird Axe genannt, weil derselbe gewissermaßen eine Verkörperung der geometrischen Drehaxe darstellt. Bei der Häufigkeit drehender Bewegungen bei den Maschinen bilden die Axen mit ihren Zapfen und Lagern sehr wichtige Maschinenteile, welche zunächst einer näheren Betrachtung unterworfen werden mögen. Wenn dabei von einer Drehung der Axe beziehungsweise der Zapfen die Rede ist, so hat man sich darunter immer die

relative Bewegung derselben gegen die Lager vorzustellen, denn wenn auch meistens die Lager absolut festgehalten werden und die Axe allein die Drehung erhält, so wird doch an dem Charakter der Bewegung nichts geändert, wenn bei festgehaltener Axe die Lager um die letztere sich drehen, oder wenn, wie es z. B. bei Gelenken häufig vorkommt, sowohl die Zapfen als auch die Lager gewisse Drehungen erhalten.

Eine Axe dient entweder dazu, gewisse drehbare Maschinentheile zu tragen oder zu stützen, in welchem Falle sie Tragaxe heißt, oder man bedient sich ihrer zur Fortpflanzung oder Uebertragung der drehenden Bewegung zwischen zwei auf ihr befestigten Theilen, wie z. B. Rädern, und nennt sie dann Welle oder Transmissionswelle.

Zu den Tragaxen gehört z. B. die Axe einer Leitrolle, über welche ein Seil geführt ist, sowie die Axe eines Hebels oder Balanciers einer Dampfmaschine. Hat die Axe hierbei eine horizontale Lage, so wird sie sowohl durch das Eigengewicht der getragenen Theile (Rolle, Balancier) wie auch durch äußere darauf einwirkende Kräfte, z. B. durch die Seilspannungen, den Druck des Dampfes auf den Kolben *rc.*, auf Bruch beansprucht, und sind daher ihre Dimensionen nach den Regeln der relativen Festigkeit zu bestimmen. Oft sind die Eigengewichte der getragenen Theile unbedeutend im Vergleiche mit den an letzteren wirkenden äußeren Kräften, z. B. bei Scharnieraxen und Gelenkbolzen, wogegen wieder bei anderen Tragaxen, z. B. den Laufaxen der Eisenbahnwagen, die Beanspruchung durch die getragene Last die überwiegende ist. Bei einer verticalen Axe wirkt das Eigengewicht der getragenen Theile auf ein Zerdrücken beziehungsweise Zerknicken der ersteren und gilt ein Gleiches auch von den in die Verticale fallenden Componenten der äußeren Kräfte, falls letztere in schiefer Richtung gegen die Axe wirken.

Die den Druck in der Axenrichtung aufnehmenden Zapfen stehender Wellen pflegt man Spurzapfen zu nennen, im Gegensatz zu welchen die Zapfen horizontaler und geneigter Tragaxen wohl Tragzapfen genannt werden.

Als die vorzüglichsten Beispiele von Wellen hat man diejenigen Axen anzusehen, welche in den Fabriken so allgemein angewandt werden, um die Bewegung von den Kraftmaschinen nach den Arbeitsmaschinen oft auf große Entfernungen hin zu übertragen. Wegen dieser größeren Länge ist bei ihnen eine Unterstützung in zwischen den Enden angeordneten Zwischenlagern häufiger erforderlich als dies bei den Tragaxen der Fall ist, für welche letzteren in der Regel zwei Unterstützungen, also zwei Zapfen genügen. Eine Welle, welche zwischen zwei Punkten *A* und *B* ein bestimmtes Kraftmoment zu übertragen hat, wird durch dieses Moment auf Torsion in Anspruch genommen. Diese Anstrengung erstreckt sich auf die ganze Länge, welche zwischen den beiden Punkten enthalten ist, wo einerseits (bei *A*) der Motor die Welle antreibt und andererseits (bei *B*) die Arbeitsmaschine von der

Welle ihren Betrieb empfängt. Alle zwischen diesen Stellen des Kraftertritts und Kraftertritts gelegenen Zapfen sind dieser Torsion ausgesetzt, nicht aber die außerhalb *A* oder *B* angeordneten Endzapfen, welche nur durch transversale Drucke und Eigengewichte ebenso wie die Zapfen der Tragaxen auf Abbrechen belastet werden. Diese Endzapfen heißen wohl speciell Stirnzapfen, im Gegensatze zu den zwischen der Krafterein- und Austrittsstelle gelegenen sogenannten Halszapfen.

Streng genommen werden auch alle Transmissionswellen und deren Zapfen außer auf Torsion noch auf Bruch durch die Eigengewichte, Räderdrucke und Riemen Spannungen zc. angegriffen, doch ist in der Regel die relative Inanspruchnahme gering im Vergleiche mit der aus dem Verdrehungsmomente folgenden, und kann gegen letztere vernachlässigt werden. Ebenso werden streng genommen auch alle Tragaxen und die Endzapfen der Wellen außer auf Zerbrechen resp. Zerknicken noch auf Verdrehen in geringem Maße durch den Widerstand der Reibung beansprucht, welche an den Zapfen sich einstellt. Dieser Widerstand ist aber fast immer ganz unerheblich im Vergleiche mit der Bruchbelastung. Es können indessen wohl Fälle vorkommen, wo eine Aze sowohl auf Bruch wie auf Verdrehung durch erhebliche Kräfte beansprucht wird, so daß die Dimensionen nach den Regeln der zusammengesetzten Festigkeit zu bestimmen sind. Ein solcher Fall ist z. B. bei einer Wasserradwelle vorhanden, die zwischen ihren zwei Lagern durch das schwere Wasserrad belastet wird, und welche die daselbst aufgenommene Arbeit durch ein Zahnrad fortpflanzt, das auf der Wellenverlängerung außerhalb des einen Lagers angebracht ist. Der Halszapfen zwischen Wasserrad und Zahnrad wird in diesem Falle auf Torsion und Bruch belastet, während der jenseitige Stirnzapfen nur auf Abbrechen beansprucht wird. Es ist klar, daß bei solcher Construction, bei welcher das Zahnrad direct mit dem Wasserradfranze verbunden ist, eine Torsionswirkung auf die Welle nur in dem unbedeutenden Maße eintreten kann, wie sie aus dem Momente der Zapfenreibung resultirt. Man wählt daher oftmals bei Wasserrädern sowie Windetrommeln derartige Constructionen, um die betreffende Aze einer Torsion nicht auszusetzen.

Stärke der Tragzapfen. Die Form der Zapfen an Tragaxen ist in §. 3. der Regel eine cylindrische, und pflegt man eine unbeabsichtigte Verschiebung der Aze nach ihrer Länge durch Anläufe oder Verstärkungen an einer Seite wie bei *B* Fig. 37 (a. f. S.) oder beiderseits wie bei *A* und *B* Fig. 38 zu verhindern. Den Durchmesser *d* eines solchen Zapfens bestimmt man aus dem Drucke *P*, welchem derselbe ausgesetzt ist, nach der bekannten Festigkeitsformel eines einseitig befestigten Balkens: $M = k \frac{W}{e}$ (s. I, §. 235).

Hierin bedeutet M das maximale Biegemoment, welches für den Punkt B , da man den Druck P in der Zapfenmitte C wirkend anzunehmen hat, durch

$$M = P \frac{l}{2}$$

gegeben ist. W ist das Trägheitsmoment des Bruchquerschnitts und k die höchstens zulässige Spannung in der am meisten gespannten Faser, deren

Fig. 37.

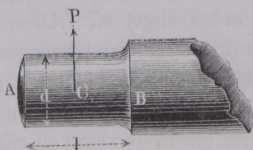
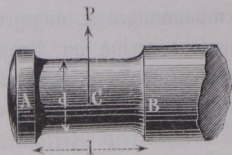


Fig. 38.



Abstand von der neutralen Schicht durch e bezeichnet ist. Da für den kreisförmigen Querschnitt

$$\frac{W}{e} = \frac{\pi}{32} d^3$$

ist, so hat man hier:

$$M = P \frac{l}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 k.$$

Setzt man hierin

$$\frac{l}{d} = \lambda,$$

so erhält man

$$P = \frac{2\pi k}{32\lambda} d^2,$$

oder

$$d = 2,26 \sqrt{P \frac{\lambda}{k}}.$$

Der Durchmesser des Zapfens wird daher für einen bestimmten Druck P um so größer, je kleiner die zulässige Materialspannung k und je größer das Längenverhältniß $\lambda = \frac{l}{d}$ ist. Mit der Zapfenstärke steht nun aber die mechanische Arbeit im directen Zusammenhange, welche durch die Zapfenreibung aufgezehrt wird, indem zwar die Größe dieser Reibung μP von dem Zapfendurchmesser d nahezu unabhängig ist, die Reibungsarbeit aber für jede Umdrehung $\mu P \cdot d\pi$ direct proportional mit dem Zapfendurchmesser wächst. Man wird daher, um diesen Widerstand möglichst herabzuziehen,

den Zapfen so dünn zu machen bestrebt sein, als mit der Dauerhaftigkeit der Construction vereinbar ist. Aus obiger Formel für d erkennt man zunächst, daß man, um d möglichst klein zu erhalten, k möglichst groß nehmen müsse. Aus diesem Grunde wählt man bei der Ausführung für die Zapfen nur die festesten Materialien, insbesondere Schmiedeeisen und Stahl, selten Gußeisen und niemals Holz. Selbst wenn man aus praktischen Gründen veranlaßt ist, eine Welle aus Gußeisen zu machen, pflegt man gern Zapfen von Schmiedeeisen oder Stahl besonders einzusetzen, um hierbei möglichst kleine Zapfenstärken zu erhalten. Dies geschieht besonders dann, wenn die gußeiserne Welle der Materialersparniß wegen hohl gegossen wird, in welchem Falle die Zapfen, wenn sie auch von Gußeisen sein sollten, der bequemen Herstellung wegen ebenfalls hohl, daher von großem Durchmesser werden müßten. Hohle gußeiserne Zapfen sollte man niemals anwenden, und kommt man überhaupt von der Verwendung des Gußeisens zu Zapfen und Wellen mehr und mehr zurück.

Die Zapfendicke d wird ferner um so kleiner, je kleiner die Länge l , oder das Verhältniß $\lambda = \frac{l}{d}$ gewählt wird, und man würde die Zapfen daher möglichst kurz machen müssen, wenn es bloß darauf ankäme, den Durchmesser und mit diesem den Arbeitsverlust herabzuziehen, welcher durch die Reibung herbeigeführt wird. Damit aber der Zapfen auch die für die Praxis so wichtige hinreichende Dauerhaftigkeit besitze, darf man die Zapfenlänge nicht unter ein bestimmtes Maß verringern. Durch die Wirkung der Reibung nämlich findet immer eine gewisse Abnutzung des Zapfens und des Lagers statt, welche erfahrungsmäßig mit dem specifischen Drucke, d. h. dem Drucke auf die Einheit der Auflagerungsfläche wächst. Man ist daher genöthigt, den Druck auf die Flächeneinheit des Zapfens nicht über ein bestimmtes Maß wachsen zu lassen, und daraus ergiebt sich wieder ein bestimmtes Verhältniß λ der Zapfenlänge zur Zapfenstärke, unter welches man nicht herabgehen darf. Es ist nämlich die Projection der Zapfenauflagerfläche auf eine Ebene senkrecht zur Richtung des Druckes bei einem cylindrischen Zapfen vom Durchmesser d und der Länge $l = \lambda d$ durch

$$f = ld = \lambda d^2$$

ausgedrückt, und man hat, unter p den höchstens zulässigen Druck auf die Einheit der Zapfenprojection verstanden, außer der obigen Formel für die Festigkeit des Zapfens noch die Bedingung zu erfüllen:

$$P = pf = p \lambda d^2$$

oder

$$d = \sqrt{\frac{P}{p\lambda}}$$

Setzt man diesen Werth von d dem oben gefundenen gleich, so folgt aus

$$d = 2,26 \sqrt{P \frac{\lambda}{k}} = \sqrt{\frac{P}{p\lambda}}$$

für λ der Ausdruck:

$$\lambda = 0,442 \sqrt{\frac{k}{p}}$$

Das Verhältniß $\lambda = \frac{l}{d}$ hängt also außer von der zulässigen Spannung k des Zapfenmaterials von der Größe des Druckes p ab, mit welchem man die Flächeneinheit des Lagers mit Rücksicht auf möglichst geringen Verschleiß erfahrungsmäßig belasten darf. Da die Abnutzung des Lagers nun nicht nur von dem Material, sondern wesentlich von der Zapfengeschwindigkeit abhängt, indem mit einer Vergrößerung der letzteren die Reibungsarbeit und daher die Molekulararbeit und die Erwärmung des Zapfens sich steigert, so wird man bei der Bestimmung von p oder λ hierauf zu rücksichtigen haben, und λ um so größer annehmen, je größer die Geschwindigkeit ist. In der Praxis pflegt man dieses Verhältniß bei dauernd laufenden Zapfen etwa zwischen 1,5 und 3 zu wählen, während man bei solchen Zapfen, welche, wie Scharnierbolzen, nur geringer Bewegung ausgesetzt sind, das Verhältniß der Länge zum Durchmesser kleiner annimmt, und damit oft bis 0,5 heruntergeht. Hat man unter Berücksichtigung der besprochenen Umstände λ angenommen, so ergibt sich die Zapfenstärke nach der obigen Formel:

$$d = 2,26 \sqrt{P \frac{\lambda}{k}} = \alpha \sqrt{P}$$

Zur Erleichterung der Rechnung ist in der folgenden kleinen Tabelle eine Zusammenstellung der Werthe von $\alpha = 2,26 \sqrt{\frac{\lambda}{k}}$ enthalten, entsprechend den Werthen von λ gleich 0,5, 1, 1,5, 2, 2,5 und 3 und für $k = 3$ bei gußeisernen, $k = 6$ bei schmiedeeisernen und $k = 10$ bei gußstählernen Zapfen.

$\lambda = \frac{l}{d} =$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Gußeisen, $k = 3$	0,92	1,30	1,60	1,84	2,06	2,26
Schmiedeeisen, $k = 6$	0,65	0,93	1,13	1,30	1,46	1,59
Gußstahl, $k = 10$	0,51	0,72	0,88	1,01	1,13	1,24

Anmerkung. Das Verhältniß der Zapfenlänge zum Durchmesser soll man nach Redtenbacher*) für gußeiserne und schmiedeeiserne Zapfen unabhängig von der Geschwindigkeit zu $\frac{l}{d} = 1,21 + \frac{0,87}{d_{\text{cm}}}$ annehmen, was z. B. für einen Zapfen von 50 Millimeter ein Verhältniß von

$$\frac{l}{d} = 1,21 + \frac{0,87}{5} = 1,38$$

ergiebt. Nach Wiebe**) soll man unabhängig von dem Material

$$\lambda = \frac{1}{3} \sqrt[3]{n}$$

annehmen, unter n die Anzahl der Umdrehungen pro Minute verstanden. Danach würde man bei etwa 90 Umdrehungen $\lambda = 1,5$ und bei etwa 400 Umdrehungen $\lambda = 2,5$ erhalten.

Reuleaux***) macht das Längenverhältniß abhängig von dem Material und der Umdrehungszahl n und giebt die Regel, $\lambda = \beta \sqrt{n}$ zu machen, wo für schmiedeeiserne Zapfen und Bronzelager $\beta = 0,12$ und für Gußstahlzapfen und Bronzelager $\beta = 0,15$ zu nehmen ist. Dies giebt für 150 Umdrehungen λ gleich 1,5 resp. 1,8 und bei etwa 400 Umdrehungen λ gleich 2,4 resp. 3. Für gußeiserne Zapfen soll man nach Demselben $\lambda = \frac{4}{3}$ und für schmiedeeiserne Zapfen in gußeisernen Lagern $\lambda = 1,75$ wählen.

Beispiele. 1. Wenn der gußeiserne Stirnzapfen einer Wasserradwelle mit 4000 Kilogramm belastet wird, so hat man demselben bei Annahme eines Längenverhältnisses $\lambda = 1,33$ einen Durchmesser von

$$d = 2,26 \sqrt{3000 \frac{1,33}{3}} = 82,5 \text{ Millimeter}$$

und daher eine Länge von $1,33 \cdot 82,5 = 110$ Millimeter zu geben.

2. Der (nicht auf Torsion beanspruchte) Stirnzapfen einer schmiedeeisernen Transmissionswelle, welche 120 Umdrehungen in der Minute macht, ist mit einem Drucke von 1200 Kilogramm belastet, welche Dimensionen wird derselbe zu erhalten haben?

Nimmt man das Längenverhältniß $\lambda = 1,5$, so folgt nach obiger Tabelle

$$d = 1,13 \sqrt{1200} = 39,2 = 40 \text{ Millimeter}$$

und die Länge daher $l = 60$ Millimeter.

*) Redtenbacher, Resultate für den Maschinenbau, 66.

**) Wiebe, Die Lehre von den einfachen Maschinentheilen §. 105.

***) Reuleaux, Der Constructeur III. Auflage, §. 79.

§. 4. **Von den Spurzapfen.** Unter Spurzapfen versteht man die Zapfen, welche den in der Axenrichtung wirkenden Druck stehender Wellen aufzunehmen haben. Dieser Druck setzt sich zusammen aus dem Gewichte der Wellen und der auf ihnen angebrachten Maschinentheile (Räder zc.) und aus den Verticalcomponenten etwaiger schief auf die Axen wirkenden Kräfte. Die Spurzapfen bilden meist den untersten Theil der stehenden Wellen, doch giebt es auch Fälle, in denen die hohl gebildeten Wellen in ihrem oberen Theile mit einem Zapfen versehen sind, welcher durch ein Spurlager gestützt wird, das auf einem im Innern der hohlen Axe angebrachten Ständer befindlich ist. Beispiele hierzu sind die sogenannten Oberwasserzapfen bei Turbinen sowie die Zapfen gewisser pendelnd aufgehängter Centrifugalmaschinen. Bei den Krähnen mit fester Krähnsäule dreht sich das in dem drehbaren Krähngestelle befindliche Spurlager um den im obersten Theile der Krähnsäule angebrachten festen Spurzapfen.

Die Spurzapfen werden durch den axialen Druck immer auf ihre rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommen. Eine Berechnung ihrer Stärke mit Rücksicht auf ihre Festigkeit gegen Zerdrücken würde in fast allen Fällen so geringe Querdimensionen ergeben, daß die Abnutzung der Zapfen und insbesondere der stützenden Lagerflächen sehr bedeutend werden müßte. Insbesondere würde die Abnutzung und Erwärmung des Zapfens bei großen Geschwindigkeiten beträchtlich ausfallen und es ist daher gerechtfertigt, den Zapfendurchmesser mit Rücksicht auf die Umdrehungszahl der Axe zu bestimmen. Bei solchen Zapfen, welche einer nur geringen Bewegung ausgesetzt sind, wie die Spurzapfen von Drehscheiben, Krähnen zc., mag die Bestimmung der Zapfenstärke d mit Rücksicht auf die rückwirkende Festigkeit genügen. Bezeichnet in diesem Falle p die zulässige Belastung für einen Quadratmillimeter und P den gesammten Zapfendruck, so findet man den Zapfendurchmesser aus der Beziehung

$$\frac{\pi}{4} d^2 p = P \text{ zu } d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}} = 1,13 \sqrt{\frac{P}{p}}.$$

Hierin kann man nach Tredgold für Zapfen von Stahl $p = 5$ Kilogramm und für Bronze etwa $p = 1$ Klgr. annehmen. Für die Zapfen schneller gehender Wellen giebt Reuleaux die Formel:

$$d = 0,17 \sqrt{Pn},$$

worin n die Anzahl der Umdrehungen pro Minute bedeutet. Dieser Angabe entspricht ein zulässiger Druck p pro Quadratmillimeter, welcher sich aus

$$0,17 \sqrt{Pn} = 1,13 \sqrt{\frac{P}{p}}$$

ergiebt zu:

$$p = \left(\frac{1,13}{0,17} \right)^2 \cdot \frac{1}{n} = \frac{44,2}{n} \text{ Kilogramm.}$$

Dem entsprechend beträgt

bei	$n = 150$	300	450	600	1000	Umdrehungen
der zulässige Druck p für 1 Quadratmillimeter = 0,3		0,15	0,10	0,075	0,044	Kilogramm.

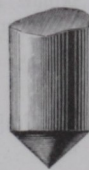
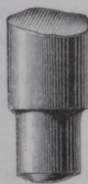
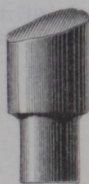
Die Form der Spurzapfen pflegt man im Allgemeinen cylindrisch zu machen, indem man die Grundfläche entweder eben mit leicht abgerundetem Rande, Fig. 39, oder wenig gewölbt, Fig. 40, ausbildet. Nur wenn die Axc beträchtlichen Stoßwirkungen oder seitlichem Schwanken ausgesetzt ist,

Fig. 39.

Fig. 40.

Fig. 41.

Fig. 42.



wie z. B. bei den sogenannten Kollergängen oder verticalen Mahlgängen der Fall ist, pflegt man die Zapfen kugelförmig nach Fig. 41 abzdrehen, weil in solchem Falle ein cylindrischer Zapfen starke seitliche Pressungen veranlassen würde. Die conische Form der Spurzapfen, Fig. 42, findet sich nur bei gewissen Arbeitmaschinen, z. B. bei den Spindeln leichter Drehbänke, bei welchen man besonderen Werth auf die genaue Erhaltung einer constanten Drehaxe legt. Der normale Seitendruck eines solchen conischen Zapfens gegen sein Spurlager ist zwar wegen der Keilwirkung größer, als der in der Richtung der Axc stattfindende Druck, und daher auch die Reibung größer, als die eines cylindrischen Zapfens mit ebener Endfläche, aber, da man den conischen Zapfen nur wenig in das Spurlager eintreten zu lassen braucht, so wird dadurch der Weg der Zapfenreibung und somit das Arbeitsmoment derselben wesentlich herabgezogen. Dies ist der Hauptgrund, warum man die conischen Zapfen vielfach bei den Spindeln der Spinnmaschinen anwendet, da die Reibung dieser meist in großer Anzahl auftretenden (in einzelnen Spinnereien über hunderttausend), und mit äußerster Geschwindigkeit

(3000 bis 4000 Umgänge pro Minute) rotirenden Spindeln ein beträchtliches Arbeitsmoment erfordert.

Die Versuche, die man gemacht hat, den conischen Spurzapfen durch einen nach der sogenannten Antifrictionscurve *) (s. Thl. I, S. 354) profilirten Umdrehungskörper zu ersetzen, haben bislang zu einer allgemeinen Verwendung solcher Zapfen nicht geführt, wenn auch in einzelnen Fällen, z. B. bei Kreiselpumpen, diese Zapfen zur Anwendung gekommen sind.

Beispiele. 1. Der drehbare Ausleger eines Krahns von 10 000 Kilogramm Tragfähigkeit hat inclusive Windwerk und Krahnsäule ein Gewicht von 2500 Kilogramm; wie stark ist der gußstählerne Spurzapfen zu machen?

Nimmt man die höchstens zulässige Belastung p des Zapfens zu 5 Kilogramm pro Quadratmillimeter an, so folgt die erforderliche Zapfenfläche zu

$$\frac{12\,500}{5} = 2500 \text{ Quadratmillimeter,}$$

wozu ein Zapfendurchmesser von

$$56,4 = \text{rot. } 60 \text{ Millimeter}$$

gehört.

2. Wie groß ist die Stärke des Spurzapfens einer Turbine zu machen, deren Laufrad incl. Welle und Zahngetriebe ein Gewicht von 600 Kilogramm hat, und in der Minute 160 Umdrehungen macht, und wie groß ist die Arbeit, welche durch die Zapfenreibung aufgezehrt wird? Nimmt man den zulässigen Zapfendruck

$$p = \frac{44,2}{160} = 0,276 \text{ Kilogramm,}$$

so ist die Zapfenfläche zu

$$\frac{600}{0,276} = 2174 \text{ Quadratmillimeter}$$

zu machen, wozu der Durchmesser

$$d = 52,6 = \text{rot. } 52 \text{ Millimeter}$$

gehört. Legt man einen Reibungscoefficienten von 0,1 zu Grunde, so beträgt die durch die Reibung aufgezehrte Arbeitskraft:

$$0,1 \cdot 600 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,052 \cdot \frac{160}{60} = 17,5 \text{ Meterkilogramm pro Secunde.}$$

§. 5. **Kammzapfen.** Je geringer man den auf die Flächeneinheit der Zapfenfläche kommenden Druck annimmt, desto größer wird natürlich der Zapfendurchmesser d und daher auch das Moment der Zapfenreibung, welches nach (I. §. 193) bei einem ebenen Zapfen gleich $\frac{1}{3} d \cdot \varphi P$ zu setzen ist. Mit diesem Moment wächst nicht nur die von der Reibung consumirte Arbeitsgröße, welche bei jeder Umdrehung $\frac{2}{3} d \pi \cdot \varphi P$ beträgt, sondern auch die mit dieser Arbeit proportional vorauszusetzende räumliche Abnutzung, d. h. der cubische Inhalt des durch den Verschleiß abgeführten

*) Hierüber, sowie über die Berechnung der Zapfenreibungsmomente vergl. einen Artikel von Reye, Civil-Ingenieur 1860. Heft 3 u. 4 und daraus in Zeitschrift deutsch. Ing. Bd. V, S. 200.

Zapfen- und Lagermaterials. Wenn man trotzdem, um die lineare Abnutzung δ möglichst herabzuziehen, nach dem Vorigen d größer macht, als die Stärke d_0 beträgt, welche der Zapfen lediglich aus Festigkeitsrücksichten erhalten müßte, so rechtfertigt sich dies dadurch, daß die Reibungsarbeit und damit die cubische Abnutzung nur im directen Verhältnisse der Durchmesser zunimmt, die linearen Abnutzungen sich aber bei gleichem Volumenverschleiß umgekehrt wie die Quadrate der Durchmesser verhalten, wie folgende Betrachtung näher ergibt. Nimmt man anstatt des wegen der Festigkeit erforderlichen Durchmessers d_0 für den Zapfen eine Stärke

$$d = v d_0,$$

so beträgt jetzt die Reibungsarbeit für jede Umdrehung

$$A = \frac{2}{3} d \pi \cdot \varphi P = \frac{2}{3} v d_0 \pi \cdot \varphi P = v A_0,$$

wenn

$$A_0 = \frac{2}{3} d_0 \pi \cdot \varphi P$$

die Reibungsarbeit eines Zapfens vom Durchmesser d_0 bedeutet. Bezeichnet man die linearen Abnutzungen der beiden Zapfen d_0 und d mit δ_0 und bezw. δ , so sind die cubischen Abnutzungen V_0 und V bezw. gegeben durch:

$$V_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} \delta_0$$

und

$$V = d^2 \frac{\pi}{4} \delta.$$

Da nun anzunehmen, daß

$$V_0 : V = A_0 : A,$$

so ergibt die Einsetzung vorstehender Werthe:

$$d_0^2 \delta_0 : d^2 \delta = A_0 : v A_0,$$

oder $d = v d_0$ gesetzt:

$$\delta_0 : v^2 \delta = 1 : v,$$

d. h.

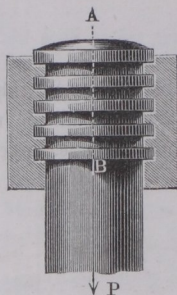
$$\delta = \frac{\delta_0}{v},$$

woraus sich obige Behauptung rechtfertigt, daß trotz der Vergrößerung des Reibungsmoments die lineare Abnutzung im umgekehrten Verhältnisse mit dem Zapfendurchmesser abnimmt.

Wenn man daher durch Vergrößerung des Zapfendurchmessers allerdings eine entsprechend solidere Construction erreicht, bei welcher die durch Abnutzung entstehenden schädlichen Spielräume reducirt werden, so geschieht

dies nach dem Vorigen doch immer auf Kosten der Oekonomie, indem der größere Zapfen einen entsprechend größeren Verlust an mechanischer Arbeit, Lager- und Schmiermaterial im Gefolge hat. Es kommen nun häufig im Maschinenbau Axen vor, welche großen Drucken ausgesetzt sind und mit bedeutender Geschwindigkeit umlaufen, und bei denen möglichst Solidität der Ausführung Hauptbedingung ist, bei denen also der Zapfendruck p pro Einheit möglichst gering anzunehmen sein wird. Solche Axen sind z. B. die der Turbinen und Schiffsschrauben sowie stehende Triebwellen in Mühlen, Spinnereien und anderen technischen Anlagen. Man würde in solchem Falle bei der gewöhnlichen Spurzapfenconstruction Zapfen von erheblichem Durchmesser erhalten, oft von viel größerem Durchmesser, als die Aze an ihrer stärksten Stelle hat. Diesen Uebelstand kann man durch Anwendung des sogenannten Ring- oder Kammzapfens AB , Fig. 43, bis zu gewissem Grade vermindern. Hierbei ist die Stützfläche nicht durch das Ende der Aze gebildet, sondern in eine größere Anzahl von Ringflächen vertheilt, welche durch vorstehende Ringe der Aze gebildet werden und auf entsprechenden Vorsprüngen im Inneren des Lagers ruhen, welches behufs des Umlegens natürlich aus zwei Theilen besteht. Bezeichnet d den mittleren Durchmesser dieser Ringe, deren radiale Breite b und deren Anzahl z sein möge, so hat man, unter p wieder den Druck pro Flächeneinheit verstanden, offenbar

Fig. 43.



$$z \pi dbp = P.$$

Man erkennt hieraus sofort, daß man bei einem gewissen Drucke P und einem durch andere Verhältnisse gegebenen Axendurchmesser die spezifische Belastung p der Zapfenfläche beliebig verkleinern kann, ohne gezwungen zu sein, gleichzeitig einen größeren Reibungshalbmesser mit in Kauf zu nehmen. Man braucht zu dem Ende nur die Anzahl z der Ringe entsprechend zu wählen, der Reibungshalbmesser ist in allen Fällen sehr nahe gleich $\frac{d}{2}$ *).

Hieraus folgt zunächst, daß der Kammzapfen in allen denjenigen Fällen ökonomisch vortheilhafter sein wird als der gewöhnliche Spurzapfen, in

*) Streng genommen ist der Reibungshalbmesser $\frac{2}{3} \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}$ zu setzen (s. I, §. 193), wenn r_1 und r_2 den äußeren und inneren Halbmesser bedeuten; ist die Breite b aber gering gegen den Durchmesser, so kann man dafür $\frac{r_1 + r_2}{2}$ setzen.

welchen der letztere bei gegebener höchstens zulässiger Pressung p einen Reibungshalbmesser $\frac{1}{3}d$ erhalten würde, welcher den Halbmesser der Axe an der Zapfenstelle um mehr als die halbe Ringbreite übersteigen würde.

Außer der oben ermittelten Eigenschaft, vermöge deren man durch beliebige Vergrößerung der Stützfläche die lineare Abnutzung entsprechend herabziehen kann, ohne deswegen größeren Arbeitsverlust tragen zu müssen, gewährt der Kammzapfen den für viele Constructionen oft äußerst wichtigen Vortheil, daß man den Kammzapfen nicht ans Ende der Axe zu legen nöthig hat, denselben vielmehr an irgend welcher passenden Stelle der Axe anbringen kann. Aus diesem Grunde hat sich der Kammzapfen bei den Wellen der Schraubenschiffe fast allgemein eingebürgert, und wird er auch viel bei solchen stehenden Wellen angewendet, deren unteres Ende man etwa zur Anbringung von Rädern frei haben möchte, oder welche man, um das Spurlager nicht ins Wasser setzen zu müssen, oberhalb an einem Kammzapfen aufhängt.

Die Verhältnisse der Kammzapfen anlangend giebt Reuleaux für der mittleren Durchmesser d der Ringe, unter n wieder die Umdrehungszahl pro Minute verstanden, die Formel:

$$d = 0,04 \sqrt[3]{\frac{P^2 n^2}{z^2}},$$

wobei vorausgesetzt ist, daß die Ringbreite

$$b = 1,2 \sqrt{d}$$

betrage. Dieser Formel für d entspricht die Voraussetzung eines höchstens zulässigen Drucks $p = \frac{33}{n}$, denn es folgt aus ihr

$$P = \frac{z}{n} \sqrt{\left(\frac{d}{0,04}\right)^3} = 125 \frac{z}{n} d \sqrt{d}.$$

Da nun auch

$$P = z \pi d b p = z \cdot 3,14 d \cdot 1,2 \sqrt{d} \cdot p = 3,77 z p d \sqrt{d}$$

ist, so ergibt sich durch Gleichsetzung:

$$p = \frac{125}{3,77 \cdot n} = \frac{33}{n}.$$

Danach ist die folgende kleine Tabelle berechnet, welche den zulässigen Druck p bestimmt:

Bei n Umdrehungen pro Minute =	150	300	450	600	1000
p Kilogr. pro 1 Quadratmillim. Stützfläche	0,22	0,11	0,073	0,055	0,033

Beispiel. Die Aye einer Schiffschraube, welche einen Druck von 6000 Kilogramm auf das Fahrzeug ausübt, macht pro Minute 300 Umdrehungen, welche Abmessungen wird man dem Kammzapfen passend geben? Nimmt man nach dem Vorstehenden an, daß der Druck auf jeden Quadratmillimeter Zapfenfläche mit Rücksicht auf möglichst geringe Abnutzung nicht mehr als 0,1 Kilogramm betragen soll, so hat man eine Zapfenfläche von 60 000 Quadratmillimeter nötig, zu welcher bei einem einfachen Endzapfen ein Durchmesser $d = 277$ Millimeter erforderlich sein würde. Da nun die Aye selbst nur 140 Millimeter stark ist, so ist hier ein Kammzapfen vortheilhaft anzuwenden. Giebt man den Ringen desselben eine Breite $b = 15$ Millimeter, so wird der mittlere Ringdurchmesser

$$140 + 2 \frac{15}{2} = 155 \text{ Millimeter,}$$

daher die Druckfläche jedes Ringes

$$3,14 \cdot 155 \cdot 15 = 7300 \text{ Quadratmillimeter.}$$

Man hat daher $\frac{60\,000}{7300} = 8$ Ringe nötig. Der Reibungshalbmesser des Kammzapfens beträgt

$$\frac{155}{2} = 77,5 \text{ Millimeter;}$$

und es ist daher die zur Ueberwindung der Reibung pro Umdrehung erforderliche Reibungsarbeit, wenn φ den Reibungscoefficienten bezeichnet:

$$A = \varphi \cdot 6000 \cdot 3,14 \cdot 0,155 = \varphi \cdot 2920 \text{ Meterkilogramm.}$$

Nimmt man unter Voraussetzung einer guten Schmierung $\varphi = 0,054$ an, so ergibt sich die Arbeit der Zapfenreibung pro Secunde zu:

$$\frac{300}{60} \cdot 0,054 \cdot 2920 = 788 \text{ Meterkilogramm} = 10,5 \text{ Pferdekraft.}$$

Hätte man einen ebenen Stirnzapfen von 277 Millimeter Durchmesser gewählt, so würde die Reibungsarbeit den Betrag von

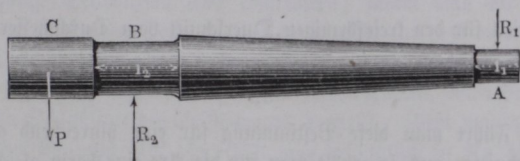
$$\frac{300}{60} \cdot 0,054 \cdot 6000 \cdot 3,14 \cdot \frac{2}{3} \cdot 277 = 939 \text{ Meterkilogramm} = 12,5 \text{ Pferdekraft}$$

betragen, so daß die Reibung des Kammzapfens circa zwei Pferdekraft weniger beansprucht als die eines ebenen Endzapfens.

§. 6. Die Stärke der Tragaxen. Die vorstehenden Regeln zur Bestimmung der Stärke gelten nur für Stirnzapfen, d. h. solche, welche wie A in Fig. 44 an den Enden der Ayen sich befinden, daher nur durch die in der Zapfenmitte wirkende Auflagerreaction R_1 auf Abbrechen in Anspruch genommen werden. Ein Halszapfen B , welcher so gelegen ist, daß die Aye zu beiden Seiten durch äußere Kräfte in Anspruch genommen wird, etwa in

C durch die Kraft P und in A durch den Lagerdruck R_1 , ist hinsichtlich seiner Dimensionen nach dem Angriffsmomente $P \cdot BC = R_1 \cdot AB$ der

Fig. 44.



äußeren Kräfte zu berechnen. Dabei wird im Allgemeinen die Zapfenstärke d_2 eine größere werden, als dies für einen Stirnzapfen der Fall ist, welcher demselben Auflagerdrucke R_2 ausgesetzt ist, und welcher nach dem vorigen Paragraphen den Durchmesser d_0 und die Länge $l_0 = \lambda d_0$ zu erhalten

hätte. Hierbei ist es nun nicht nöthig, für das Längenverhältniß $\frac{l_2}{d_2}$ dieses

Zapfens denselben Werth λ zu wählen, welchen man für diesen Stirnzapfen vom Durchmesser d_0 anzunehmen hat, weil der wirkliche Lagerdruck R_2 kleiner ist, als der einem Stirnzapfen vom Durchmesser d_2 zugehörige. Man wird in diesem Falle die Länge l_2 des Zapfens gleich der Länge l_0 des mehrbesagten Stirnzapfens nehmen können, und erhält alsdann hinsichtlich der Abnutzung dieselbe Sicherheit, wie bei dem Stirnzapfen zum Lagerdrucke R_2 . Denn in beiden Fällen sind die Lagerdrucke gleich, die von der Reibung bei jeder Umdrehung consumirten Arbeiten und also auch die cubischen Abnutzungen verhalten sich daher wie die Wege oder die Durchmesser. Diese Abnutzungen sind aber cylindrische Röhren von dem Durchmesser d_2 resp. d_0 und von der Dicke δ_2 bzw. δ_0 , und es ergibt sich ohne Weiteres, daß, wenn

$$l_0 d_2 \pi \cdot \delta_2 : l_0 d_0 \pi \cdot \delta_0 = d_2 : d_0$$

ist,

$$\delta_2 = \delta_0$$

sein muß, d. h. die linearen radial gemessenen Abnutzungen gleich groß sind. Wie aus dem später über die Lager Gesagten hervorgeht, pflegt man indessen aus praktischen Rücksichten auch wohl bei den Halszapfen dasselbe Längenverhältniß beizubehalten, wie oben für Stirnzapfen angegeben. Hierdurch wird offenbar eine größere Stärke des Halszapfens nicht erforderlich gemacht, dagegen wird durch die größere Zapfenlänge die lineare Abnutzung verkleinert. Ebenso wie die Stärke eines Halszapfens aus dem Momente der äußeren Kräfte in Bezug auf denselben zu bestimmen ist, hat man auch die Stärke der Tragwelle selbst für irgend welchen Punkt aus dem Momente M der

Trägt man zur Construction des Kräftepolygons die Belastung P nach dem für die Kräfte beliebig zu wählenden Maßstabe auf einer Verticalen $o\mathbb{P}$ an und wählt den Pol O in einem Abstände von $o\mathbb{P}$ gleich der für die Momente angenommenen Basis, so kann man leicht (s. I. Anh. §. 43 u. f.) das zugehörige Seilpolygon abc construiren, indem man die beiden die Kraft P einschließenden Seile ac und bc parallel mit oO resp. $O\mathbb{P}$ zieht. In den Durchschnitten a und b dieser Seile mit den durch die Lagermitten gezogenen Verticalen erhält man dann die beiden Knoten, deren Verbindungslinie ab die Schlußlinie des Seilpolygons darstellt. Zieht man zu derselben parallel den Polstrahl OK , so erhält man bekanntlich in Ko die Reaction R_1 in A und in $\mathbb{P}K$ diejenige R_2 in B .

Nimmt man an, daß die Nabe des Balanciers den Druck auf die Axe nicht in dem Mittelpunkte C des Nabensitzes, sondern in dessen Außenpunkten D und E überträgt, so hat man sich die Kraft P in zwei Componenten p' und p'' zerlegt zu denken, welche in D und E angreifen. Diese Componenten, welche beiläufig gleich und jede gleich $\frac{P}{2}$ sind, wenn P wie

hier in der Mitte zwischen D und E angreift, findet man in jedem Falle, wenn man die Krafrichtungen in D und E bis zu ihren Durchschnitten d, d' und e, e' mit dem Seilpolygon verlängert, das neue Seil de und damit parallel den Polstrahl Op im Kräftepolygon zieht. Man hat dann in op die Seitenkraft p' und in $p\mathbb{P}$ die Seitenkraft p'' , welche beide zusammen für die Kraft P gesetzt werden können. Es ergibt sich die Richtigkeit dieser Construction ohne Weiteres aus dem bekannten Gesetze, wonach die Mittelkraft (P) zweier oder mehrerer Seitenkräfte (p', p'') durch den Durchschnittspunkt der beiden jenen Seitenkräften zugehörigen Außenseite hindurch geht. Man hat daher für die vier in Gleichgewichte befindlichen Kräfte R_1, p', p'', R_2 das entsprechende Kräftepolygon in $Ko p \mathbb{P} K$ und das Seilpolygon in $adeba$ erhalten.

Bei der Wahl des Pols O in einem Abstände von der Kräftelinie $o\mathbb{P}$ gleich der Momentenbasis repräsentiren bekanntlich die zwischen dem Seilpolygon enthaltenen Abschnitte der Verticalen in irgend einem Punkte der Axe das daselbst angreifende Kraftmoment.

Man findet daher für irgend einen Querschnitt F der Axe das Biegemoment in $ff' = M$ und daraus den Durchmesser der Axe an dieser Stelle zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{M}{k}}$$

Bestimmt man in dieser Weise die erforderlichen Durchmesser zwischen A und C sowie zwischen B und C für eine hinreichende Anzahl von Punkten, so läßt sich das curvenförmige Profil für jeden Axenschenkel zeichnen, bei welchem

die Ase ein Körper gleichen Widerstandes wird. Da hierbei die Durchmesser, also auch die Ordinaten an verschiedenen Stellen desselben Schenkels sich wie die dritten Wurzeln aus den Momenten, also, wie aus dem Seilpolygon sich ergibt, wie die dritten Wurzeln aus den horizontalen Abständen von *A* resp. *B* verhalten, so folgt hieraus, daß die Begrenzungslinie jedes Schenkels eine cubische Parabel sein muß von der Form $y = c \sqrt[3]{x}$. Hierin bedeutet *y* die Ordinate oder die halbe Asestärke, *x* den Abstand vom zugehörigen Lagermittel und *c* einen constanten Factor. Hat man zuvor aus der Lagerreaction *R*₁ die Zapfenstärke *d*₁ entsprechend einem Längenverhältnisse $\frac{l_1}{d_1} = \lambda$ bestimmt, so kann man daher die Stärke *d* der Ase an einem be-

liebigen Punkte *F* auch durch $d = d_1 \sqrt[3]{\frac{f f'}{g g'}}$ finden. In der Praxis giebt man den Tragaxen meist angenäherte Formen, zu deren Bestimmung daher die Ermittlung nur einiger Stärken, etwa bei *G*, *H* und *C* genügt. Die Zapfen werden natürlich in der sich ergebenden Stärke cylindrisch gemacht, und giebt man der Ase da, wo die Zapfen sich an den mittleren Theil anschließen, Anläufe von etwa $\frac{1}{8}$ der Zapfenstärke*), so daß die Ase daselbst $\frac{5}{4} d_1$ resp. $\frac{5}{4} d_2$ stark wird. Ebenso giebt man dann dem cylindrischen Nabenstze *DE* in seiner ganzen Länge einen Durchmesser, welcher $\frac{5}{4}$ mal so groß ist, wie der in der Mitte *C* aus der Ordinate *cc'* zufolge der obigen Formel $d = d_1 \sqrt[3]{\frac{c c'}{g g'}}$ sich ergebende. Für die Schenkel zwischen Lager und Nabenstz endlich wählt man die Form zweier abgestumpfter Kegel, welche bei *C* eine gemeinschaftliche Basis vom Durchmesser $d = d_1 \sqrt[3]{\frac{c c'}{g g'}}$ haben, und deren Durchmesser unmittelbar neben den Zapfen die angegebene Größe $\frac{5}{4} d_1$ resp. $\frac{5}{4} d_2$ der Anläufe erhalten.

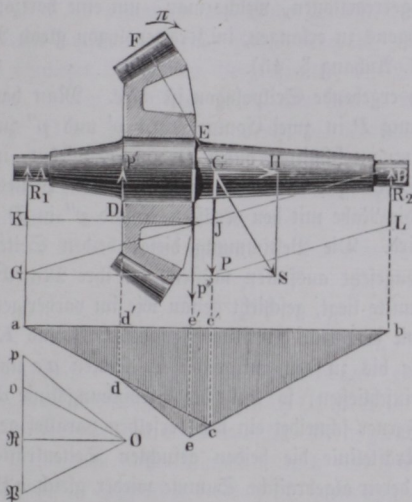
Sehr häufig sind die auf die Tragaxen wirkenden Kräfte geneigt gegen die ersteren gerichtet, wie dieser Fall namentlich bei Anwendung conischer Räder vorkommt. Die Bestimmung der Biegemomente erleidet in einem solchen Falle, wie er durch Fig. 46 vorgestellt ist, nur unbedeutende Aenderungen.

Bezeichnet hierbei *CS* der Größe und Richtung nach einen bei *F* auf das conische Rad wirkenden Druck, so läßt sich derselbe zunächst nach dem Parallelogramm der Kräfte in den Verticaldruck *P* und den Horizontalstschub *H* zerlegen. Letzterer, welcher durch die seitliche Reaction des Lagers gegen den

*) S. Redtenbacher's Resultate 77.

Zapfen aufgehoben wird, wirkt auf Zusammendrückung des Axsfenkels und kann bei der Bestimmung der Axenstärke füglich vernachlässigt werden,

Fig. 46.



da er in fast allen Fällen nur von unbedeutendem Einfluß auf die Materialanspannung ist, im Vergleich mit der auf Bruch wirkenden Kraft P . Vollführt man wieder dieselbe Construction wie in dem vorhergehenden Falle, indem man $oP = CP$ macht, und den Pol O in einem Abstände von oP gleich der Momentenbasis wählt, so erhält man wie oben das Seilpolygon acb . Es mag hier bemerkt werden, daß es dabei leicht ist, den Pol O so zu wählen, daß die Schlußlinie ab des Seilpolygons horizontal oder parallel der Axe AB ausfällt, man hat dazu nur den Pol O so hoch anzunehmen, daß die von ihm auf oP gefällte Normale OR die Linie oP in R so theilt, daß Ro gleich der Reaction R_1 in A und PR gleich der Reaction in B wird. Durch eine einfache Construction kann man die beiden Lagerdrücke und die ihnen gleichen und entgegengesetzten Reactionen R_1 und R_2 jederzeit finden. Zu dem Ende hat man nur durch Ziehen der Horizontalen durch P die Strecke CP nach AG zu übertragen und G mit B zu verbinden. Die Verbindende GB theilt dann die Kraft CP in J in solchem Verhältnisse, daß

$$CJ : JP = CB : CA,$$

woraus folgt, daß CJ den Auflagerdruck in A und JP denselben in B

darstellt. Zieht man daher

$$JK \parallel CA \text{ und } PL \parallel JB,$$

so erhält man in

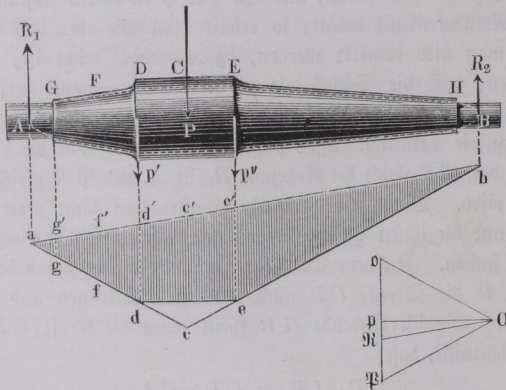
$$KA = R_1 \text{ und } LB = R_2$$

die beiden Auflagerreactionen, welche man, um eine horizontale Schlußlinie ab des Seilpolygons zu erlangen, im Kräftepolygon gleich R_0 resp. \mathfrak{R} zu machen hat (s. I. Anhang §. 45).

Das nun sich ergebende Seilpolygon ist abc . Man hat wieder die angreifende Belastung P in zwei Componenten p' und p'' zu zerlegen, welche in den beiden Menquerschnitten durch D und E wirken, indem die schräge Kraft S eine Drehung des Rades im Sinne des Pfeiles π zu erzeugen strebt, wodurch die Nabe mit den Kräften p' und p'' in D und E gegen die Ase gedrückt wird. Die Bestimmung dieser beiden Seitenkräfte, die hier offenbar entgegengesetzt ausfallen müssen, da ihre Mittelkraft P außerhalb ihrer Angriffspunkte liegt, geschieht genau wie im vorherigen Beispiele.

Zieht man wie dort von den Angriffspunkten D und E der Seitenkräfte die Dd und Ee bis zu den entsprechenden Seilen ac und bc , welche die Mittelkraft \dot{P} einschließen, so giebt die Verbindungslinie de die neue Seilpolygonseite. Ferner schneidet ein mit derselben parallel gezogener Polstrahl Op auf der Kräftelinie die beiden gesuchten Seitenkräfte $op = p'$ und $p\mathfrak{P} = p''$ ab, deren algebraische Summe wieder gleich $o\mathfrak{P} = P$ ist. Wie man übrigens aus dem schließlich erhaltenen Seilpolygon $adeba$ ersieht, ist die maximale Inanspruchnahme der Ase in E jetzt größer geworden, als sie in C sein würde, wenn dieser Punkt direct von der Kraft P angegriffen würde, während in dem Beispiele der Fig. 47, wo die Kraft P die Ase im

Fig. 47.



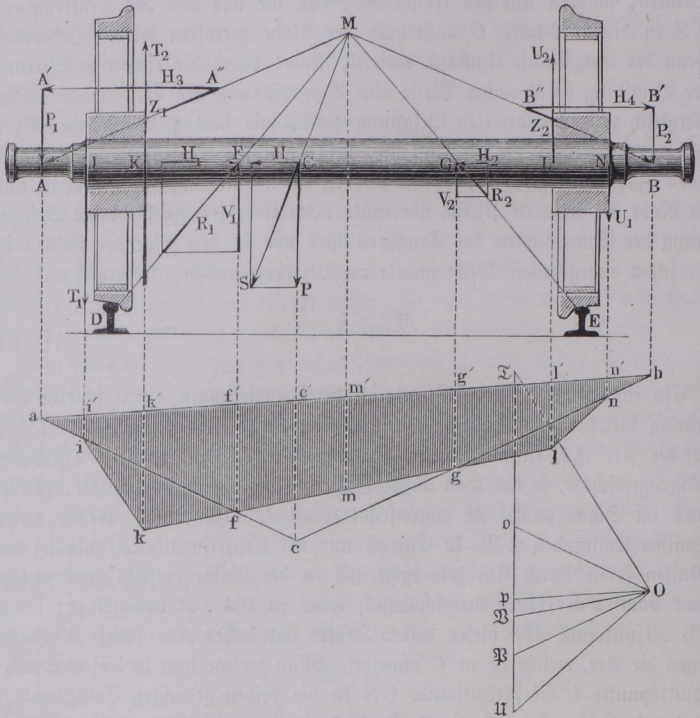
Innern der Nabe trifft, eine Verkleinerung des Bruchmoments herbeigeführt wird, und zwar um so mehr je länger die Nabe ist. Eine solche Vergrößerung des biegenden Momentes ist übrigens nicht die Folge des schiefen Druckes, sondern nur des Umstandes, daß die Aze von der Krafrichtung FS in einem Punkte C außerhalb der Nabe getroffen wird. Jedesmal, wenn der letztgedachte Umstand eintritt, findet durch die einseitige Wirkung der Belastung in ähnlicher Weise eine Vergrößerung des Bruchmoments im Vergleich zu einer directen Belastung statt, wie dies z. B. bei den Axen solcher Wasserräder oft der Fall ist, bei denen die Krastrübertragung durch einen Zahnkranz geschieht, welcher an den einen Radkranz geschraubt ist und die Nabe des letzteren seitlich überragt. Im Uebrigen geschieht die Bestimmung der Dimensionen der Tragaxen hier wie in den folgenden Fällen in der schon angegebenen Weise immer mittelst der Fundamentalformel

$$M = k \frac{W}{e}.$$

Ein interessantes Beispiel bezüglich der Einwirkungen einer schiefen Belastung bietet eine Eisenbahnwagenaxe, Fig. 48 (a. f. S.), dar. Ist P der auf die Aze AB entfallende, im Schwerpunkte M angreifende, Theil des Wagengewichtes, so hat man außer demselben noch eine horizontale, gleichfalls im Schwerpunkte M angreifende Krafr H anzunehmen, welche unter gewissen Umständen z. B. in Curven aus der Centrifugalbeschleunigung der Massen sowie durch Unregelmäßigkeiten in der Bahn entsteht, und welche man nach Schöffler durchschnittlich etwa zu $0,4 \cdot P$ voraussetzen kann. Die Resultirende MS dieser beiden Kräfte hat daher eine schiefe Richtung gegen die Aze, welche sie in C schneidet. Man zerlege nun in diesem Durchschnittspunkte C die Resultirende CS in die beiden gedachten Componenten CP und CH . Die Verticalkrafr P strebt dann die Aze zu biegen, und kann das biegende Moment für jeden Punkt leicht wieder aus dem Seilpolygon bestimmt werden. Zunächst ist klar, daß die angreifende Krafr CS mit den beiden durch die Schienenköpfe D und E gegen die Radkränze ausgeübten Reactionen R_1 und R_2 im Gleichgewichte sein muß. Hierzu ist erforderlich, daß diese drei Kräfte S , R_1 und R_2 sich in demselben Punkte und zwar in dem Schwerpunkte M schneiden, welcher der stete Angriffspunkt der Krafr S ist, wie sehr dieselbe bei wechselnder Fahrgefrwindigkeit ihrer Richtung nach auch schwanken möge. Zieht man daher die Verbindungslinien DM und EM , so erhält man in ihnen die Richtungen der beiden Schienenreactionen R_1 und R_2 , welche die Aze in den Schnittpunkten F und G angreifen. Die verticalen Componenten V_1 und V_2 dieser Kräfte müssen mit P und die horizontalen Componenten H_1 und H_2 mit H im Gleichgewichte stehen. Um diese einzelnen Kräfte selbst ihrer Größe nach

fennen zu lernen, mache man wieder $o\mathfrak{P}$ gleich der Verticalkraft CP (indem vorläufig von den Horizontalkräften H, H_1 und H_2 abgesehen wird), wähle

Fig. 48.



den Pol O in einem Abstände von $o\mathfrak{P}$ gleich der Momentenbasis und zeichne in bekannter Art das Seilpolygon acb . Der zur Schlußlinie ab parallele Polstrahl Op theilt nun wieder die Kraft P oder $o\mathfrak{P}$ in p in zwei Seitenkräfte $op = P_1$ und $p\mathfrak{P} = P_2$, welche die Beträge angeben, mit denen die Gesamtlast P auf die Zapfen A und B sich vertheilt. Um die Verticalcomponenten V_1 und V_2 der Schienenreactionen zu ermitteln, hat man nur nöthig, von F und G die Perpendikel bis zum Durchschnitt mit dem Seilpolygon in $f'f$ und $g'g$ zu ziehen und mit der dadurch erhaltenen Seilpolygonsseite fg parallel den Polstrahl OB zu legen. Man hat dann V_1 in $\mathfrak{B}o$ und V_2 in $\mathfrak{B}\mathfrak{P}$ gefunden und erhält, nachdem man $FV_1 = o\mathfrak{B}$ und $GV_2 = \mathfrak{B}\mathfrak{P}$ gemacht hat, auch die Reactionen R_1 und R_2 und deren horizontale Componenten H_1 und H_2 in H_1F und H_2G , deren algebraische Summe natürlich mit H gleich und entgegengesetzt ist.

Man kann jetzt, wenn von den Horizontalkräften zunächst wieder abgesehen wird, die Verticalkräfte V_1 und V_2 erzeugen durch die Drucke, welche die Räder in J, K, L und N gegen die Ase ausüben. Nach dem Früheren findet man diese Größen, wenn man durch jene Punkte die Verticalen bis zum Seilpolygon legt, und den Durchschnitt i mit k und l mit n verbindet. Darauf erhält man durch den mit ik parallel gezogenen Polstrahl OT in To den nach unten gerichteten Druck T_1 der Rabe in J und in BT den vertical aufwärts gerichteten Nabendruck T_2 in K . Ebenso liefert der mit ln parallele Polstrahl OU in UB den vertical aufwärts gerichteten Druck U_2 der Rabe in L gegen die Ase und in BU den abwärts wirkenden Druck U_1 in N .

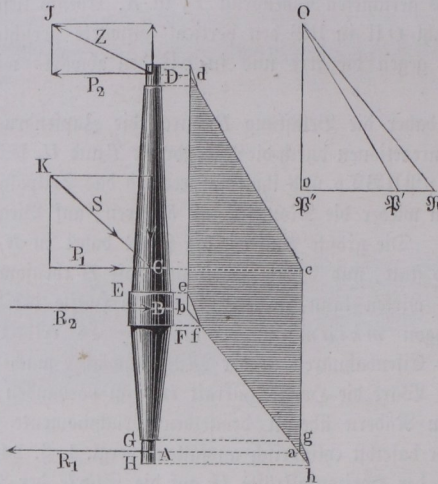
Ersetzt man daher die Belastung P durch die Zapfendrucke P_1 und P_2 und die Schienenreactionen durch die Nabendrucke T und U , so erhält man das Kräftepolygon $opBUTo$ und ihm entsprechend das Seilpolygon $abnlkia$, dessen Ordinaten wieder die Momente der äußeren, auf Biegung wirkenden Kräfte ergeben. Die größte Anstrengung findet dabei in K , der Ordinate kk' entsprechend statt, und da die Horizontalkraft H ebensowohl nach links wie nach rechts wirken kann, so hat man jede Hälfte der Ase nach dem halben Seilpolygon $mkiam'$ zu bestimmen. Es erklärt sich hieraus, warum man die Eisenbahntaxen in der Mitte schwächer machen darf als in den Schenkeln. Wäre die Horizontalkraft H nicht vorhanden, so würde die Ase zwischen den Rädern überall demselben Bruchmomente ausgesetzt sein und müßte daher daselbst cylindrisch ausfallen (vergl. I. §. 243).

Der Einfluß der Horizontalkräfte H auf die Stärke der Ase ist in der Regel so gering im Vergleiche mit demjenigen der biegenden Kräfte, daß man darauf nicht weiter zu rücksichtigen braucht. Um indeß die Wirkung dieser Kräfte zu erkennen, denke man sich die in M wirkende ganze Kraft S in zwei Componenten Z_1 und Z_2 zerlegt, welche durch die Zapfenmitten A und B hindurchgehen. Diese Kräfte sind, da ihre verticalen Componenten $P_1 = A'A$ und $P_2 = B'B$ bereits ermittelt wurden und ihre Richtungen durch MA bzw. MB gegeben sind, sofort gefunden, wenn man A' und B' horizontal auf AM und BM projectirt. Man erhält dann auch in $A''A' = H_3$ und in $B''B' = H_4$ die horizontalen Componenten der Zapfenkräfte Z . Die Ase wird daher im Ganzen von vier Horizontalkräften angegriffen, nämlich den beiden letztgedachten H_3 und H_4 , die ihre Angriffspunkte in den Zapfen A und B haben, und von den beiden aus den Schienenreactionen folgenden H_1 und H_2 , welche in den Nabensitzen als den Verbindungsstellen der Räder mit der Ase wirksam anzunehmen sind. Für diese Kräfte gilt natürlich die Beziehung $H_3 - H_4 = H = H_1 - H_2$, und es wird die Ase durch dieselben auf Zug beansprucht und zwar

der Schenkel AJ durch H_3 ,
 der Schenkel BN durch H_4 ,
 der Schaft KL durch $H_3 - H_1 = H_4 - H_2$.

§. 9. In welcher Art die Bestimmung der Bruchmomente aus dem Seilpolygon bei einer Kranssäule AD , Fig. 49, geschehen kann, dürfte nach dem Vorher-

Fig. 49.

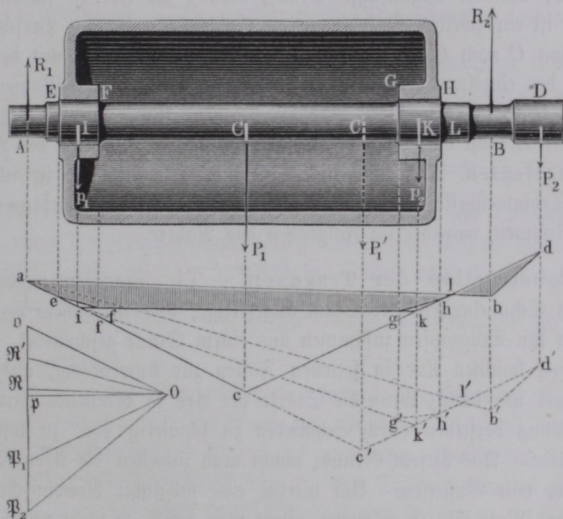


gehenden leicht zu ermitteln sein. Hier wirken die beiden äußeren Kräfte, nämlich die Strebekraft $KC = S$ und der Stangenzug $DJ = Z$ auf die in den Zapfen A und B unterstützte Ase. Zerlegt man diese beiden Kräfte wieder in ihre horizontalen und verticalen Componenten, so sind hier nur die ersteren, die Säule auf Abbrechen angreifenden Horizontalcomponenten P_1 und P_2 in Betracht zu ziehen. Es ist übrigens leicht einzusehen, (vergl. I. Anhang §. 38. Beispiel), daß diese beiden Kräfte einander gleich sein müssen, folglich ein Kräftepaar bilden, welches nur durch ein anderes Kräftepaar im Gleichgewichte gehalten werden kann, das durch die Reactionen R_1 und R_2 der Zapfen A und B gebildet wird. Zeichnet man für P_1 und P_2 das Kräftepolygon $oP'P''$ und wählt den Pol O in bekannter Art, so erhält man das Seilpolygon $acdb$, worin a und b die Schnitte der Außenseile mit den Richtungen der Lagerreactionen R_1 und R_2 sind. Folglich wird ba die Schlußlinie im Seilpolygon, und der mit ihr parallele Polstrahl OK liefert die beiden gleichen und entgegengesetzten Lagerreactionen $R_2 = oK$ und $R_1 = Ko$. Man erhält daher dem Kräftepolygon $oP'P''Ko$ entsprechend das Seilpolygon $acdba$, welches in $hgcdelfh$

übergeht, sobald man die Reactionen der Lager durch ihre in den Querschnitten durch H, G, E und F wirkenden Componenten ersetzt denkt.

Als ein ferneres Beispiel möge noch die Inanspruchnahme einer Trommelwelle für Windwerke untersucht werden, welche, durch die Zapfen A und B , Fig. 50 unterstützt, zwischen diesen die Naben EF und GH der Winde-

Fig. 50.



trommel trägt, während der Antrieb einem Rade ertheilt wird, das auf dem freien Arschengel bei D angebracht ist. Nimmt man an, die Last P_1 hänge in der Mitte C der Trommel und die Triebkraft P_2 wirke abwärts und zeichnet das Kräftepolygon $o P_1 P_2 o$ mit dem Pol O , so erhält man in bekannter Weise das Seilpolygon $acdba$.

Zieht man mit der Schlußlinie ba parallel den Polstrahl OR , so giebt Ro die Lagerreaction R_1 in A und $P_2 R$ diejenige R_2 in B an. Die Verticalen durch die Nabenmitten I und K liefern in der Verbindungslinie ik eine neue Seilpolygoneite, welche dazu benutzt werden kann, durch einen damit parallelen Polstrahl Op die Kräfte $p_1 = op$ und $p_2 = pP_1$ zu finden, mit welchen die Naben der Trommel durch die Last P_1 auf die Axe gepreßt werden.

Eine fernere Zerlegung dieser Nabendrucke nach den Querschnitten durch E, F, G und H liefert in der mehrfach erläuterten Weise die Punkte e, f, g

und h des Seilpolygons $aefghdba$. Dasselbe läßt sofort erkennen, daß das Bruchmoment der Axc in dem über l liegenden Punkte L zu Null wird, folglich die elastische Linie der Axc an dieser Stelle einen Wendepunkt zeigen wird.

Da bei dem Auf- oder Abwickeln des Seils der Angriffspunkt der Last P sich allmählig über die ganze Länge der Trommel verschiebt, so wird man auch noch für einige andere Lagen dieses Angriffspunktes das Seilpolygon construiren, um die ungünstigste Beanspruchung der Axc zu finden. In der Figur ist ein zweites Seilpolygon $aef'g'h'd'b'a$ für die Verschiebung der Last von C nach C' gezeichnet, woraus man erkennt, daß mit der Veränderung der einzelnen Momente auch der Punkt l , wo das Moment verschwindet, seinen Ort wechselt. Es ist übrigens klar, daß ein derartiger Wendepunkt L nicht vorhanden ist, wenn die Kraft P_2 in einer der Last P_1 entgegengesetzten Richtung wirkt. Die Stärke der Axc ist übrigens bei einer Trommelwelle hauptsächlich mit Rücksicht auf die Torsionsfestigkeit zu bestimmen, worüber im Folgenden das Nähere.

§. 10. Die Construction der Tragaxen. Die Tragaxen werden am besten von Schmiedeeisen oder Stahl angefertigt, und in solchem Falle fast immer mit den Tragzapfen zusammen aus einem Stücke geschmiedet. Gußeiserne Axen kommen nur in seltenen Fällen zur Anwendung, und zwar in der Regel nur dann, wenn die Stärke der Axc so bedeutend wird, daß die Herstellung derselben durch Schmieden zu schwierig oder zu kostspielig werden würde. Aus diesem Grunde macht man zuweilen die Axen schwerer Wasserräder von Gußeisen. Um hierbei eine möglichst ökonomische Verwendung des Materials zu erlangen, pflegt man den Axen wohl zwischen den Tragzapfen gerippte Querschnitte, meist kreuz- oder sternförmige, wie Fig. 51

Fig. 51.

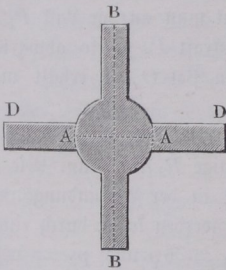
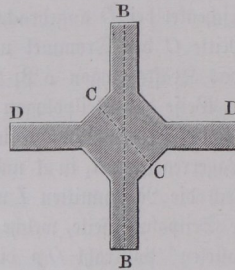


Fig. 52.



und 52, zu geben. Man hat dann nur dafür Sorge zu tragen, daß die Axen an den Tragpunkten, wo die Naben von Rädern, Hebeln zc. auf den Axen

befestigt werden sollen, in geeigneter Weise zur soliden und bequemen Befestigung der Naben ausgebildet werden, was am besten dadurch geschieht, daß man die Axen an diesen Stellen cylindrisch bildet. Die Feststellung der Stärkenabmessungen geschieht auch hier in der oben angegebenen Art, indem man für verschiedene Querschnitte das biegende Moment M durch Rechnung oder graphostatisch bestimmt, und die Querschnittsdimensionen aus der Grundformel $M = k \frac{W}{e}$

ermittelt. Hierbei ist $\frac{W}{e}$ für den betreffenden Querschnitt in der in Band I.

§. 225 u. f. f. angegebenen Art zu bestimmen, und darauf zu rücksichtigen, daß bei der Drehung der Ase die neutrale Ase des Querschnitts alle möglichen Lagen in demselben annimmt. Man wird daher vorzugsweise diejenigen

beiden Werthe $\frac{W}{e}$ ermitteln, welche sich ergeben, je nachdem die neutrale Ase

in eine der Hauptrippen (AA oder BB), Fig. 51, oder um 45° dagegen geneigt in einen der Zwischenräume fällt, und den kleineren dieser Werthe in Rechnung stellen. In den gewöhnlichen Fällen wird übrigens derjenige

Werth von $\frac{W}{e}$ der kleinere sein, welcher der Lage der neutralen Ase in einer

Hauptrippe entspricht.

Bezeichnet man den Durchmesser des inneren kreisförmigen Theils des Querschnitts, Fig. 51, oder die Seite des Quadrats, Fig. 52, mit d , die Höhe BB der Rippen mit $D = \mu d$ und deren Breite mit $b = \nu d$, so hat man für den Querschnitt Fig. 51 das Trägheitsmoment in Bezug auf eine Ase durch die Hauptrippe AA nach dem Früheren:

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi d^4}{64} + \frac{b}{12} (D^3 - d^3) + \frac{D - d}{12} b^3 \\ &= \left(\frac{\pi}{64} + \frac{\nu(\mu^3 - 1) + \nu^3(\mu - 1)}{12} \right) d^4, \end{aligned}$$

daher

$$\frac{W}{e} = \frac{W}{\frac{1}{2} \mu d} = \left(\frac{\pi}{32} + \frac{\nu(\mu^3 - 1) + \nu^3(\mu - 1)}{6} \right) \frac{d^3}{\mu}.$$

Für eine neutrale Ase CC , welche den Winkel der Rippen halbirt, ergibt sich W annähernd, wenn man mit x den Abstand irgend eines Elementes von dem Mittelpunkte des Querschnitts bezeichnet, durch:

$$W_1 = \frac{\pi d^4}{64} + 2 \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} 2b dx \left(\frac{x}{\sqrt{2}} \right)^2 = \frac{\pi}{64} d^4 + \frac{b}{12} (D^3 - d^3)$$

$$= \left(\frac{\pi}{64} + \nu \frac{\mu^3 - 1}{12} \right) d^4,$$

und da hier

$$e_1 = \frac{1}{2} \frac{D}{\sqrt{2}}$$

ist, so erhält man:

$$\frac{W_1}{e_1} = \left(\frac{\pi}{32} + \nu \frac{\mu^3 - 1}{6} \right) \frac{\sqrt{2}}{\mu} d^3.$$

Nimmt man etwa $\mu = 3$ und $\nu = 1/3$, so ergibt sich

$$\frac{W}{e} = \left(\frac{3,14}{32} + \frac{1/3 (27 - 1) + 1/27 (3 - 1)}{6} \right) \frac{d^3}{3} = 0,518 d^3$$

und

$$\frac{W_1}{e_1} \left(\frac{3,14}{32} + 1/3 \frac{27 - 1}{6} \right) \frac{1,414}{3} d^3 = 0,726 d^3.$$

Man hat daher, wie schon erwähnt, den Werth $\frac{W}{e}$ als den kleineren, entsprechend einer neutralen Aze nach AA der Rechnung zu Grunde zu legen.

In ähnlicher Art findet man für den Querschnitt mit quadratischem Kern, Fig. 52, unter Beibehaltung derselben Bezeichnung:

$$\frac{W}{e} = \left[1 + \nu (\mu^3 - \sqrt{8}) + (\mu - \sqrt{2}) \nu^3 \right] \frac{d^3}{6\mu}$$

und

$$\frac{W_1}{e_1} = \left[1 + \nu (\mu^3 - \sqrt{8}) \right] \frac{\sqrt{2}}{6\mu} d^3,$$

woraus für $\mu = 3$ und $\nu = 1/3$ die Werthe folgen:

$$\frac{W}{e} = 0,506 d^3$$

und

$$\frac{W_1}{e_1} = 0,711 d^3.$$

Da bei der Umdrehung der Aze die einzelnen Fibern derselben in steter Abwechslung bald gedrückt, bald gezogen werden, und hierdurch erfahrungsmäßig das Material viel leichter zum Bruche gebracht wird, als bei

der Belastung festliegender Balken, wo alle Fibern stets gedrückt oder stets gezogen werden, so wird man gut thun, die zulässige Belastung k des Materials bei Axen nicht zu groß zu wählen, und insbesondere für Gußeisen nicht größer als 3 Kilogramm pro Quadratmillimeter anzunehmen.

Beispiel. Welche Stärke muß die gußeiserne auf Torsion nicht beanspruchte Aye eines oberflächigen Wasserrades erhalten, wenn das Gewicht desselben inclusive der darin enthaltenen Wassermasse 8000 Kilogramm beträgt und die Zapfenmitte auf jeder Seite um 0,25 Meter von den Ebenen der Radarme absteht?

Der Zapfendruck beträgt bei symmetrischer Anordnung auf jeder Seite die Hälfte mit 4000 Kilogramm und es ergibt sich daher die Stärke d der Zapfen aus

$$4000 \frac{l}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 k,$$

woraus, unter λ das Verhältniß $\frac{l}{d}$ verstanden, sich nach Früherem (§. 3) ergibt:

$$d = 2,26 \sqrt[3]{4000 \frac{\lambda}{k}}.$$

Setzt man hierin $\lambda = \frac{4}{3}$ und $k = 3$ Kilogramm, so erhält man:

$$d = 2,26 \sqrt[3]{\frac{4000 \cdot \frac{4}{3}}{3}} = 95,3 \text{ Millimeter,}$$

wofür rund $d = 100$ Millimeter und die Zapfenlänge $l = 133$ Millimeter genommen werden kann.

Die Stärke der Welle zwischen den Armsystemen ist überall gleich groß zu machen, weil das Bruchmoment für jeden Punkt durch $4000 \cdot 0,25$ Meterkilogramm ausgedrückt ist, und man hätte dajelbst der massiven Welle eine Stärke d_1 zu geben, welche sich aus $4000 \cdot 250 = \frac{\pi}{32} d_1^3 k$ ergibt zu:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{4000 \cdot 250}{3}} = 152 \text{ Millimeter.}$$

Wollte man die Aye hohl machen und etwa das Verhältniß des äußeren Durchmessers D zum inneren d wie 4:3 wählen, so ergäbe sich der äußere Durchmesser D aus:

$$4000 \cdot 250 = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - (\frac{3}{4}D)^4}{D} k = 0,098 \cdot 0,684 D^3 k;$$

zu

$$D = \sqrt[3]{\frac{4000 \cdot 250}{3 \cdot 0,098 \cdot 0,684}} = \frac{100}{0,586} = 191,5 \text{ Millimeter,}$$

daher der innere Durchmesser

$$d = \frac{3}{4} \cdot 191,5 = 143,6 \text{ Millimeter.}$$

Soll die Aye einen kreuzförmigen Querschnitt mit cylindrischem Kern, nach Fig. 51, erhalten, so ergibt sich die Stärke d dieses Kernes unter Annahme

des Rippendurchmessers $D = 3 d$ und einer Rippenstärke $b = \frac{1}{3} d$ durch die Gleichung

$$4000 \cdot 250 = \frac{W}{e} k = 0,518 d^3 \cdot 3$$

zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{4000 \cdot 250}{0,518 \cdot 3}} = 86,36 \text{ Millimeter.}$$

Daher wird der äußere Durchmesser der Rippen

$$D = 3 d = 259 \text{ Millimeter}$$

und die Stärke derselben

$$b = \frac{1}{3} d = 28,8 \text{ Millimeter}$$

zu machen sein.

§. 11. Zapfenbefestigung. Zuweilen macht man die gußeisernen Axen auch hohl, indem man ihnen die Röhrenform giebt. Die Zapfen in solchem Falle ebenfalls hohl zu machen, ist im Allgemeinen nicht rathsam, da hierdurch die Zapfendicken und damit die Arbeitsverluste durch Reibung wesentlich vergrößert werden. Es empfiehlt sich in solchem Falle vielmehr, die Zapfen aus möglichst widerstandsfähigem Material, Schmiedeeisen oder Stahl zu machen, und in die hohle Welle besonders einzusetzen. Eine solche Construction wählt man vielfach auch bei den Spurzapfen stehender Wellen von Schmiedeeisen, indem ein solches Einsetzen besonderer Zapfen in die Welle nicht nur die Anwendung gehärteten Stahls für die Zapfen, sondern auch die Auswechslung der letzteren gegen neue im Falle der Abnutzung gestattet.

Die Befestigung solcher Zapfen in der Axe geschieht am häufigsten und bequemsten so, daß der Zapfen mit einer schlang conisch geformten Ver-

Fig. 53.

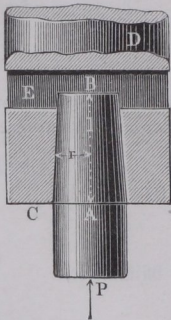
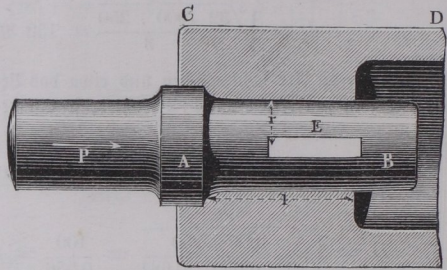


Fig. 54.



längerung AB , Fig. 53 und Fig. 54, in eine genau passend ausgebohrte Höhlung der Axe CD gesetzt wird. Während nun bei einer stehenden Axe,

Fig. 53, das Gewicht der letzteren und der auf ihr befindlichen Maschinentheile genügt, den Zapfen wie einen Keil fest in seinen Sitz einzupressen und ihn mit Hülfe der Reibung festzuhalten, wird bei horizontaler Lage der Axe in der Regel ein besonderer Zugkeil E , Fig. 54, angewendet, dessen Anzug den Zapfen fest gegen die Höhlung in der Axe preßt. Das Keilloch E , Fig. 53, dient nur, um den Zapfen event. mittelst eines dahintergeschlagenen Dorns bequem lösen zu können. Um bei dieser Art der Befestigung, welche übrigens auch bei anderen Maschinentheilen vielfach zur Anwendung kommt, vor einem Aufspalten der Axe sicher zu sein, hat man die Wandstärke derselben um den Zapfensitz herum genügend groß zu machen, und kann dabei folgende Rechnung angestellt werden.

Es sei der Halbmesser des conischen Zapfensitzes in der Mitte von dessen Länge mit r bezeichnet, und bedeute l die Länge der conischen Sitzfläche des Zapfens in der Kegelseite gemessen, sowie α den Winkel an der Spitze des Kegels. Der in der Axenrichtung auf den Zapfen wirkende Druck P , herrührend von dem Gewicht der Axe in Fig. 53, oder von dem Zugkeil E in Fig. 54, preßt nun die conische Zapfenfläche gegen die Oberfläche der Höhlung mit einem Normaldrucke, welcher pro Quadratmillimeter mit p bezeichnet sein möge. Die Resultirende dieser Normaldrucke auf alle Elemente der Berührungsfläche ist offenbar eine in der Axenrichtung wirkende Kraft von der Größe

$$2r\pi \cdot lp \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = A.$$

Bezeichnet ferner φ den Reibungscoefficienten (der Ruhe), so ist an jedem Oberflächenelemente ein Widerstand φp vorhanden, welcher, in der Richtung der Seite der Kegelfläche wirkend, dem tieferen Eindringen des Zapfens sich entgegensetzt. Die Resultirende aller dieser elementaren Reibungen ist eine ebenfalls in der Axe wirkende Kraft von der Größe:

$$\varphi 2r\pi \cdot lp \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = B.$$

Man hat daher für den Gleichgewichtszustand, wo ein weiteres Eindringen des Zapfens durch die Belastung P nicht ferner stattfindet:

$$A + B = P = 2r\pi \cdot lp \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right),$$

woraus der spezifische Normaldruck

$$p = \frac{P}{2r\pi l \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right)} = \frac{P}{f \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right)}$$

folgt, wenn f die Berührungsfläche $2r\pi l$ des Zapfens mit der Axe bezeichnet.

Man erkennt aus dieser Formel, welche mit der für den gewöhnlichen geradflankigen Keil entwickelten (f. I. S. 183) übereinstimmt, daß bei Nichtvorhandensein der Reibung die Pressung p durch Verminderung von $\frac{\alpha}{2}$ auf jeden beliebigen Betrag gesteigert werden würde, denn bei Annahme von $\varphi = 0$ würde für $\alpha = 0$, $p = \infty$ folgen. Mit Rücksicht auf Reibung hingegen erhält man den größten Werth, welchen p jemals erreichen kann, wenn man α sehr klein, also $\sin \frac{\alpha}{2} = 0$ und $\cos \frac{\alpha}{2} = 1$ annimmt, zu

$$\max p = \frac{P}{\varphi f}.$$

Man erkennt hieraus, daß der auf Auseinanderspalten der Axe wirkende spezifische Druck p um so größer wird, je kleiner der Reibungscoefficient φ ist, und steht hiermit in engem Zusammenhange die Erscheinung, wonach Maschinenbauer die conischen Stahlböhrer mit Del bestreichen, welche sie dazu verwenden, einzelne Gußstücke dadurch auseinander zu sprengen, daß sie diese Böhrer in vorher zu dem Zwecke gebohrte Löcher eintreiben.

Jedenfalls läßt obige Formel auch erkennen, daß in den gewöhnlichen Fällen der Zapfenbefestigung eine besondere Vorsicht gegen das Aufspalten der Axe (eisernen) durch den conischen Zapfen, wie sie z. B. in dem Umlegen besonderer Ringe besteht, überflüssig sein wird, und sich nur da empfehlen dürfte, wo die Structur des Materials (Holz) oder die zu befürchtenden Stosswirkungen diese Anordnung rathsam erscheinen lassen.

In solchen Fällen, wo die Axen großen Stößen ausgesetzt sind, sollte man sie nicht gerippt oder röhrenförmig, sondern massiv bilden, da den Stößen nur durch die gehörige Masse, nicht aber durch ein großes Trägheitsmoment des Querschnittes begegnet werden kann. Dem entsprechend werden z. B. die stehenden gußeisernen Axen der verticalen Mahlgänge (sogenannten Rollergänge) als massive Cylinder ausgeführt.

Beispiel. Der gußstählerne Spurzapfen eines Mühleisens ist in das letztere mit einem conischen Ansatze von 50 Millimeter Länge eingesetzt, dessen Durchmesser unten 30 Millimeter und oben 25 Millimeter beträgt. Mit welchem Druck wird die Höhlung des Mühleisens durch das Gewicht des Mühlsteins von 1500 Kilogramm gepreßt?

Der Winkel α an der Spitze des kegelförmigen Zapfens berechnet sich durch die Beziehung

$$\operatorname{tang} \frac{\alpha}{2} = \frac{1/2 (30 - 25)}{50} = 0,05 \text{ zu } \frac{\alpha}{2} = 3^\circ.$$

Die Berührungsfläche zwischen Zapfen und Höhlung beträgt

$$f = 3,14 \frac{30 + 25}{2} 50 = 4320 \text{ Quadratmillimeter.}$$

Nimmt man daher den Reibungscoefficienten für die Berührungsflächen zu 0,10, meist wird derselbe viel größer sein, da die Berührungsflächen trocken sind, so erhält man

$$P = \frac{P}{f\left(\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{1500}{4320 (0,052 + 0,1 \cdot 0,999)} = 2,29 \text{ Kilogr.}$$

Der Druck auf die Verticalprojection der Zapfenhöhlung, welcher ein Aufspalten anstrebt, beträgt daher

$$R = \frac{30 + 25}{2} \cdot 50 \cdot 2,29 = 3148 \text{ Kilogramm.}$$

Einem Aufreißen widersteht das untere Ende der 80 Millimeter starken Axe mit zwei Querschnitten von etwa 45 Millimeter Höhe vom Ende bis an das Keilloch und einer mittleren Breite von je

$$\frac{80 - 27,5}{2} = 26,25 \text{ Millimeter,}$$

so daß also die dem Aufreißen widerstehende Querschnittsfläche sich berechnet zu:
 $45 \cdot 2 \cdot 26,25 = 2363 \text{ Quadratmillimeter.}$

Es wird daher durch den Keildruck des Zapfens das Material der Welle nur mit $\frac{3148}{2363} = 1,33 \text{ Kilogramm}$ auf Zerreißen beansprucht, vorausgesetzt, daß der Reibungscoefficient wirklich nur den Werth 0,1 habe.

Hölzerne Axen werden jetzt nur noch vergleichsweise selten aus §. 12. geführt. Man verwendet sie wohl noch in holzreichen Gegenden, wo der Materialpreis gering ist und die Transportkosten wegfallen, insbesondere zu Wasserradwellen. Gerechtfertigt ist ihre Anwendung ferner in solchen Fällen, wo sie beträchtliche Stößwirkungen aufzunehmen haben, wie dies bei den Axen der Daumenhämmer der Fall ist. In Band I. §. 375 ist der Vorzüglichkeit des Holzes hinsichtlich seines großen Arbeitswiderstandes gegen lebendige Kräfte gedacht worden, und man findet, da die Aufnahme der Stöße hauptsächlich durch Massenwirkung stattzufinden hat, daher bei solchen Hammerwerken als Daumenwellen oft Eichbäume von beträchtlicher Länge (6 bis 8 Meter) angewendet, deren Querdimensionen viel größer sind, als nach den Regeln der Biegungsfestigkeit den einwirkenden Drucken zufolge erforderlich wäre. In solchen Fällen hat man oft das Holz durch ein vortheilhafteres Material gar nicht ersetzen können. Häufig empfiehlt sich auch die Anwendung von Holz für Axen von bedeutender Länge, deren Anstrengung nicht zu groß ist, wie z. B. für die drehbaren Säulen von Gießereitrahnen zc., wo eine Eisenconstruction bei der oft bedeutenden Gebäudehöhe meist sehr kostspielig werden würde. Jedenfalls setzt jedoch die Verwendung des Holzes zu derartigen Zwecken immer niedere Holzpreise und geringe Transporte voraus, da die Kosten längerer Transporte in der Regel sehr schnell die Vortheile des geringeren Preises aufheben.

Daß die schnelle Vergänglichkeit des Holzes als ein besonderer Nachtheil der größeren Verwendbarkeit für solide und dauernde Einrichtungen in Wege steht, ist von selbst klar.

Die hölzernen Axen werden fast immer cylindrisch oder prismatisch, also in ihrer ganzen Länge gleich stark gemacht und giebt man denselben meist als Querschnitt einen Kreis oder ein Polygon von 8 und mehr Seiten (vierkantige Axen kommen fast nur als Krahnssäulen vor). Man kann daher bei der Berechnung der Festigkeit den Querschnitt als Kreis voraussetzen und hat daher

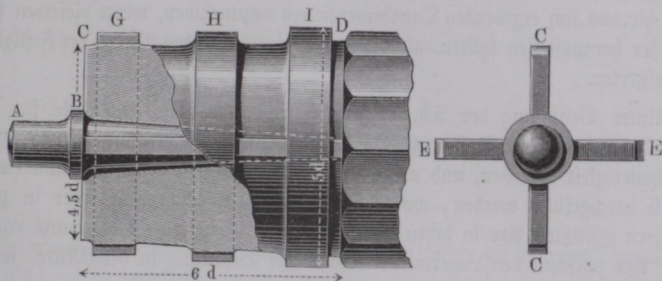
$$M = k \frac{W}{e} = k \frac{\pi d^3}{32},$$

worin d den Durchmesser des eingeschriebenen Kreises bedeutet. Die zulässige Spannung k pro Quadratmillimeter nehme man je nach den Umständen und der beabsichtigten Dauer der Construction etwa zwischen 0,75 und 1 Kilogramm bei Voraussetzung gefunden Eichenholzes an. Reuleaux giebt an, man solle den Durchmesser 1,55mal so groß annehmen, als eine gußeiserne Welle unter gleichen Verhältnissen erhalten würde, welcher Angabe eine $1,55^3 = 3,724$ mal geringere Spannung k entspricht, also eine solche von $k = 0,8$ Kilogramm, wenn für Gußeisen $k = 3$ Kilogramm zu Grunde gelegt wird. Wenn die Ase zur Befestigung der auf ihr befindlichen Theile, wie z. B. für die Arme von Wasserrädern häufig der Fall ist, mit eingestemmt Löchern versehen wird, so muß man natürlich mit Rücksicht auf diese Verschwächungen den Durchmesser entsprechend größer wählen.

Die Zapfen der hölzernen Wellen werden immer aus Eisen gemacht, und zwar sowohl der Dauerhaftigkeit wie der geringeren Reibung wegen. Nur für geringe Kräfte wendet man dabei schmiedeeiserne Spitz- und Hafenzapfen an (vgl. Th. II. §. 194). Die verbreitetste Anwendung finden wegen der sehr soliden Verbindung, die sie mit der hölzernen Welle gestatten, die sogenannten Kreuzzapfen, Fig. 55, welche aus Gußeisen gemacht werden, da die Herstellung aus Schmiedeeisen sehr schwierig sein würde. Der eigentliche Zapfen A oder die Walze AB schließt sich mittelst eines Brustringes B , welcher einen gut abgerundeten Anlauf bildet, an die beiden zu einander rechtwinkligen Blätter CC und EE an, welche in zwei passenden Einschnitten des conischen Wellhalses CD Platz finden. Durch drei schmiedeeiserne Ringe G , H und I werden die durch gedachte Einschnitte gebildeten vier Zinken des Wellhalses fest gegen die Kreuzblätter gepreßt, indem nämlich die eisernen Ringe G , H , I etwas kleiner gemacht sind, als ihre Sitze auf dem Wellenhalse, auf welchen sie im rothwarmem Zustande aufgezogen werden. Durch die Zusammenziehung

der Ringe bei nachherigem Erkalten, wird das Holz mit großer Kraft gegen das Zapfenkreuz gepreßt.

Fig. 55.



Für die Abmessungen dieses Zapfens giebt Wiebe*) folgende Verhältnisse an, worin d den Durchmesser der Walze bedeutet:

$$\text{Länge der Walze } l = \frac{4}{3}d;$$

$$\text{Durchmesser des Brusttringes } d_1 = \frac{4}{3}d;$$

$$\text{Länge der Blätter } 6d;$$

$$\text{Größter Durchmesser derselben } 5d;$$

$$\text{Kleinster Durchmesser } 4,5d;$$

$$\text{Stärke der Blätter } \frac{1}{8}d + 6,5 \text{ Millim.}$$

Man hat auch noch verschiedene andere Zapfenconstructions für hölzerne Wellen erfunden, dieselben sind aber wenig in Anwendung gekommen, da sie sämmtlich sowohl in Beziehung auf Einfachheit wie Solidität dem Kreuzzapfen nachstehen (s. darüber Wiebe an unten angegebener Stelle).

Biegung der Tragaxen. In dem Vorstehenden sind die Dimensionen §. 13. der Tragaxen mit Rücksicht auf ihre Festigkeit bestimmt worden, so zwar, daß die größte auftretende Spannung der Fasern einen bestimmten höchstens zulässigen Werth k an keiner Stelle übersteigt.

Die Durchbiegung, welche die Tragaxen bei einer solchen Anstrengung annehmen, konnte dabei unberücksichtigt bleiben, da bei der Reducirung der Länge auf den möglich kleinsten Werth und bei dem geringen Betrage der zugelassenen Spannung die Durchbiegungen im Allgemeinen hinreichend kleine Werthe annehmen werden, um sie vernachlässigen zu können. Sollte indeß doch in einzelnen Fällen eine besondere Rücksicht, etwa diejenige auf eine

*) Die Lehre von den einfachen Maschinenteilen I, §. 107.

möglichst sichere Betriebsübertragung zu einer bestimmten Beschränkung in Hinsicht der Durchbiegung zwingen, z. B. zu derjenigen, daß die größte Durchbiegung s einen gewissen aliquoten Theil der Länge l nicht überschreiten dürfe, so hat man die Aze auch noch in dieser Hinsicht zu prüfen. Man hat die hieraus sich ergebenden Querdimensionen anzunehmen, wenn dieselben sich größer herausstellen sollten, als die nach Obigem aus den Regeln der Festigkeit gefolgerten.

Unter Benutzung der Th. I, §. 235 ff. entwickelten Ausdrücke für die Senkung belasteter Balken läßt sich die betreffende Rechnung stets ohne Schwierigkeit anstellen, und möge dieselbe hier nur für den oft vorkommenden Fall durchgeführt werden, wo es sich um die Durchbiegung einer in zwei Lagern gestützten Aze in deren Mitte handelt. Bezeichnet l die ganze Länge der Aze zwischen den Lagermitten und P die Belastung in der Mitte, so ist die Senkung s ebendasselbst gegeben durch:

$$s = \frac{Pl^3}{48 WE} \quad (\text{Th. I, §. 241}),$$

worin E den Elasticitätsmodul bezeichnet. Ist nun die Bedingung gestellt, daß die Senkung s jedenfalls den Werth αl nicht übersteigen solle, wo α ein kleiner Bruch ist, so findet man die erforderlichen Querdimensionen aus:

$$W = \frac{Pl^2}{48 \alpha E}.$$

Wegen der Festigkeit hat man aber

$$M = \frac{Pl}{4} = k \frac{W}{e}$$

oder

$$W = \frac{Pl \cdot e}{4k}.$$

Setzt man daher beide Ausdrücke für W einander gleich, so folgt:

$$\frac{l}{48 \alpha E} = \frac{e}{4k}$$

oder

$$\frac{l}{2e} = \frac{6 \alpha E}{k}.$$

Dieser Ausdruck gibt den Grenzwert des Verhältnisses zwischen der Länge l und der größten Querdimension $2e$ an, für welchen beide Rechnungen denselben Werth von W ergeben. Ist $\frac{l}{2e}$ größer, so ist auf Biegung, ist $\frac{l}{2e}$ kleiner, so ist auf Festigkeit zu rechnen.

Setzt man etwa $\alpha = 0,001$ voraus, so ergibt sich dieser Grenzwert:

für Schmiedeeisen ($E = 19\,700$; $k = 6$) zu

$$\frac{l}{2e} = 19,7 = \text{rot. } 20,$$

für Gußeisen ($E = 10\,000$; $k = 3$) zu

$$\frac{l}{2e} = 20,$$

für Holz ($E = 1100$; $k = 0,8$) zu

$$\frac{l}{2e} = 8,25.$$

Unter der gemachten Voraussetzung hätte man daher die eisernen Tragaxen auf Biegung zu berechnen, wenn ihre Länge die zwanzigfache größte Querdimension und die hölzernen, wenn ihre Länge die 8,25 fache Querdimension übersteigt. Wie in jedem anderen Falle der Beanspruchung und für andere zulässige Werthe von α die Rechnung zu führen, dürfte nach dem Vorstehenden nicht schwer zu ermitteln sein.

Transmissionswellen. Eine Transmissionswelle ist eine Ase, welche §. 14. dazu dient, die drehende Bewegung eines auf ihr befestigten Körpers einem anderen ebenfalls auf ihr befestigten Körper mitzutheilen, oder die Rotationsbewegung von einem Punkte nach einem anderen zu transmittiren.

Man bedient sich solcher Transmissions- oder auch Triebwellen in Fabrikanlagen ganz allgemein zur Uebertragung der Bewegung von der Kraftmaschine aus nach den einzelnen Arbeits- oder Werkzeugmaschinen, und es bilden daher die Transmissionswellen sehr wichtige Organe des Maschinenbaues.

Eine Transmissionswelle ist wie jede Ase durch Lager zu stützen, welche ihr die Drehung gestatten, und zwar genügt es bei den großen Längen, auf welche hin die Bewegung durch Wellen oft übertragen wird, meistens nicht, die Welle nur an den Enden zu unterstützen, wie bei den Tragaxen, sondern es müssen zwischen den Enden oft noch Lager in größerer Anzahl angebracht werden. Die Welle erhält also eine nach ihrer Länge mehr oder minder große Anzahl Zapfen, welche sämmtlich, mit etwaiger Ausnahme der Endzapfen, Halszapfen sind, d. h. solche, durch welche das Kraftmoment hindurchtransmittirt wird, und die also durch das letztere auf Torsion beansprucht werden. Von den Endzapfen kann übrigens jeder einzelne ebenfalls ein Halszapfen sein, wenn der betreffende die Kraft aufnehmende resp. abgebende Theil (Rad zc.) außerhalb des Zapfens liegt. Ist dieser Theil auf derjenigen Seite des Endzapfens angebracht, nach welcher hin die Welle sich

fortsetzt, so ist der Zapfen ein Stirnzapfen, welcher einer Torsion nicht (oder doch höchstens durch das unbedeutende Moment der Zapfenreibung) unterworfen ist, und daher wie ein Stützzapfen einer Tragaxe zu bestimmen ist.

Die Transmissionswellen sind zwar außer auf Torsion durch das übertragene Kraftmoment auch noch durch ihr Eigengewicht sowie das Gewicht der auf ihnen befestigten Theile, wie Räder zc., auf relative Festigkeit in Angriff genommen, und auch die Drucke der Zahnräder, die Spannungen der Riemen zc. suchen die Wellen zu biegen. Diese Inanspruchnahme ist indessen bei den eigentlichen Transmissionswellen meist nur unbedeutend im Vergleich zur Torsion und kann für gewöhnlich um so mehr vernachlässigt werden, als man in der Regel Gelegenheit haben wird, die biegenden Gewichte und Kräfte möglichst nahe an die stützenden Lager zu legen und dadurch die Biegemomente entsprechend herabzuziehen. Auch wird man bei der Feststellung der Anzahl der Lager und deren gegenseitiger Entfernung sich nach der Vertheilung der biegenden Kräfte richten. Es kommt indeß, wenn auch seltener bei den eigentlichen Transmissionswellen, so doch öfter bei den Axen der Wasserräder und Dampfmaschinen sowie gewisser Arbeitsmaschinen der Fall vor, daß der Einfluß der biegenden Kräfte neben dem der verdrehenden nicht zu vernachlässigen ist, daß also die Ase nach den Regeln der zusammengesetzten Festigkeit zu behandeln ist, wie in der Folge an einem Beispiele gezeigt werden soll.

In welcher Weise die Dimensionen eines Körpers zu bestimmen sind, welcher einem verdrehenden Kraftmomente mit genügender Sicherheit widerstehen soll, ist früher Theil I, §. 269 u. f. f. gezeigt worden.

Bezeichnet man mit t die höchstens zulässige Schubspannung des Materials, mit W das Maß des Drehungsmomentes des Querschnitts (das polare Trägheitsmoment desselben), mit e die Entfernung der äußersten Faser von der Drehaxe, so hat man nach dem Früheren (Thl. I, §. 271):

$$Pa = t \frac{W}{e},$$

worin P die verdrehende Kraft, a deren Abstand von der Drehaxe, also Pa das verdrehende Moment bedeutet. Bezeichnet nun, wie bisher, k die höchstens zulässige absolute Spannung des Wellenmaterials, so folgt die Größe der zulässigen Schubspannung t aus einer gelegentlich der Theorie der Schubfestigkeit entwickelten Beziehung, wonach

$$\frac{t}{k} = \frac{m}{m+1} = \frac{4}{5}$$

also

$$t = \frac{4}{5} k$$

ist. Entsprechend den bei den Tragaxen angenommenen Werthen

für	Schmiedeeisen	Gußeisen	Holz
$k =$	6 Kilogramm	3 Kilogramm	0,8 Kilogramm

wird man daher, um gegen Torsion dieselbe Sicherheit zu erreichen, $t = \frac{4}{3} k$ annehmen müssen, also

für	Schmiedeeisen	Gußeisen	Holz
$t =$	4,8 Kilogr.	2,4 Kilogr.	0,64 Kilogr.

Führt man diese Werthe ein, und erinnert sich, daß das Drehungsmoment oder polare Trägheitsmoment des kreisförmigen Querschnitts vom Durchmesser d durch

$$W = \frac{\pi d^4}{32},$$

also

$$\frac{W}{e} = \frac{\pi d^3}{16}$$

ausgedrückt ist, so erhält man für die Transmissionswellen von kreisförmigem Querschnitt, für Schmiedeeisen:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{4,8 \pi} Pa} = 1,02 \sqrt[3]{Pa},$$

für Gußeisen:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{2,4 \pi} Pa} = 1,28 \sqrt[3]{Pa},$$

für Holz:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{0,64 \pi} Pa} = 2,0 \sqrt[3]{Pa}.$$

Anderer Querschnitte als kreisförmige kommen bei Transmissionswellen kaum vor, sollte dies aber der Fall sein, so ändert sich in der Rechnung durchaus nichts, nur hat man für $\frac{W}{e}$ den dem Querschnitte entsprechenden Werth

einzuführen, und zwar insbesondere für den quadratischen Querschnitt von der Seitenlänge b :

$$W = \frac{b^4}{6}, e = \frac{b}{2} \sqrt{2}; \frac{W}{e} = \frac{b^3}{3\sqrt{2}} = 0,236b^3$$

und für den ringförmigen Querschnitt mit den Durchmessern d_1 und d_2

$$\frac{W}{e} = \frac{\pi (d_1^4 - d_2^4)}{16 d_1}$$

Vielfach ist bei einer Transmissionswelle nicht direct das verdrehende Moment Pa , sondern das Arbeitsmoment in Pferdekraften gegeben. Gesezt, es sei die zu übertragende Arbeit gleich N Pferdekraften à 75 Meterkilogramm oder 75 000 Millimeterkilogramm, und es mache die Welle in der Minute n Umdrehungen, so gilt für den dieser Leistung L und Geschwindigkeit entsprechenden Druck P in einem Abstände a von der Ase nothwendig der Ausdruck

$$L = 75\,000 N \text{ Millimeterkg.} = P \cdot 2a\pi \frac{n}{60};$$

woraus man

$$Pa = \frac{75\,000 \cdot 60}{2\pi} \frac{N}{n} = 716\,200 \frac{N}{n}$$

findet.

Setzt man diesen Werth für Pa in obige Formeln für d ein, so erhält man für Schmiedeeisen:

$$d = 1,02 \sqrt[3]{716\,200} \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 91,3 \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

für Gußeisen:

$$d = 1,28 \sqrt[3]{716\,200} \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 115 \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

für Holz:

$$d = 2,0 \sqrt[3]{716\,200} \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 179 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Bei der Berechnung einer Welle auf Torsion kann man sich sowohl der Formeln bedienen, welche die Wellenstärke als Function von dem Verdrehungsmomente Pa ergeben, wie derjenigen, in welchen der Quotient $\frac{N \text{ Pferdekraften}}{n \text{ Umdrehungen}}$ bestimmend auftritt. Man wird in beiden Fällen zu demselben Resultate gelangen, unter der Voraussetzung, daß der Druck P an dem constanten Hebelsarme a immer in unveränderter Größe angreift, wie dies z. B. der Fall ist, wenn P den Druck des Wassers gegen die Schaufeln eines Rades vom Halbmesser a vorstellt. In diesem Falle ist nämlich die von diesem constanten Drucke P an dem unveränderten Halbmesser a verrichtete mechanische Arbeit N Pferdekraften durch die obige Beziehung

$$75\,000\,N = P\,2\,a\,\pi\,\frac{n}{60}$$

gegeben.

Anders verhält sich die Sache, wenn der verdrehende Druck P , oder der Hebelarm a , oder beide Größen zugleich von veränderlichem Werthe sind, wie dies z. B. bei der Kurbel einer Dampfmaschine der Fall ist. Hier ändert bei der Expansion des Dampfes nicht nur der Kolbendruck seine Größe, sondern auch der wirksame Arm desselben durchläuft allmählig alle Werthe von Null im Todtpunkte der Kurbel bis zum vollen Kurbelhalbmesser. Wollte man daher der Berechnung der Kurbelwelle hier den Werth $\frac{N}{n}$ zu Grunde legen, so würde man eine zu geringe Wellenstärke erhalten, denn dem Ausdrücke $\frac{N}{n}$ entspricht hier nur ein durchschnittlicher Mittelwerth des Torsionsmomentes. In solchem Falle hat man der Rechnung immer das Maximum des Verdrehungsmomentes zu Grunde zu legen, welches in jedem Falle durch eine besondere Untersuchung der Verhältnisse der Kurbel und der Dampf-wirkung zu ermitteln ist. Ähnliche Betrachtungen gelten natürlich nicht nur für Dampfmaschinen, sondern allgemein für das Kurbelgetriebe, wie es z. B. zur Bewegung von Pumpen u. Verwendung findet.

Verdrehungswinkel. Die im vorigen Paragraph gefundenen Formeln §. 15. zur Bestimmung der Wellenstärken nehmen keine Rücksicht auf den Torsionswinkel, indem sie nur mit Bezug darauf entwickelt sind, daß die größte Faserspannung t einen gewissen zulässigen Werth nicht übersteigt. Bei dünnen und besonders bei langen Wellen kann nun aber der Verdrehungswinkel einen Betrag annehmen, wie er mit einem sicheren Betriebe nicht verträglich ist, und es genügt daher in solchen Fällen nicht, die Wellenstärke nach obigen Festigkeitsformeln zu bestimmen, vielmehr wird man dieselbe mit Rücksicht auf eine höchstens zulässige Größe des Verdrehungswinkels ermitteln müssen. Man kann nach Reuleaux die Größe dieses Winkels in Graden für Wellen, deren Länge nicht größer als 3 Meter ist, zu $\alpha^0 = \frac{L}{4}$ annehmen, wenn L die Länge der Welle in Metern bezeichnet, also

$$\alpha^0 = \frac{l}{4000} = 0,00025\,l^*),$$

*) Nach Redtenbacher darf der Verdrehungsmittelpunkt $\frac{l}{397}$ Grad betragen, wenn l in Centimetern gegeben ist, also $\alpha^0 = 0,000253 \cdot l$ Millimeter.

wenn l in Millimetern gegeben ist. In Theil I, §. 269 war die Formel gefunden worden:

$$Pa = \frac{\alpha WC}{l},$$

worin α den Verdrehungswinkel der Welle als Bogen vom Halbmesser l , also die Länge $\frac{\alpha^0 \pi}{180}$ und C den Elasticitätsmodul bedeutet. Führt man den Winkel in Graden ein, so geht obige Formel daher über in

$$Pa = \frac{\alpha^0 \pi WC}{180 \cdot l},$$

und speciell für den kreisförmigen Querschnitt, für welchen

$$W = \frac{\pi d^4}{32}$$

ist:

$$Pa = \frac{\alpha^0 \pi^2 d^4 C}{180 \cdot 32 \cdot l} = 0,00171 \frac{\alpha^0 d^4 C}{l}.$$

Der Elasticitätsmodul C der Schubfestigkeit ist nach dem Früheren (Theil I, §. 260) gleich $\frac{2}{5}E$ zu setzen, wenn E den Elasticitätsmodul der absoluten Festigkeit bezeichnet, und man kann daher setzen:

$$\text{für Schmiedeeisen } C = 8000;$$

$$\text{für Gußeisen } C = 4000;$$

$$\text{für Holz } C = 400.$$

Führt man diese Werthe ein, und nimmt

$$\alpha^0 = \frac{l}{4000} = 0,00025l$$

an, so erhält man für Schmiedeeisen:

$$d = \sqrt[4]{\frac{l \cdot Pa}{0,00171 \cdot 0,00025l \cdot 8000}} = 4,13 \sqrt[4]{Pa},$$

für Gußeisen:

$$d = \sqrt[4]{\frac{l \cdot Pa}{0,00171 \cdot 0,00025l \cdot 4000}} = 4,92 \sqrt[4]{Pa},$$

für Holz:

$$d = \sqrt[4]{\frac{l \cdot Pa}{0,00171 \cdot 0,00025l \cdot 400}} = 8,75 \sqrt[4]{Pa}.$$

Will man die Dimensionen wieder durch die Arbeitsleistung N Pferdekräfte und die Umdrehungszahl n bestimmen, so hat man nur nöthig wieder

$$Pa = 716200 \frac{N}{n}$$

einzuführen und erhält:

für Schmiedeeisen:

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{P}{n}},$$

für Gußeisen:

$$d = 143 \sqrt[4]{\frac{N}{n}},$$

für Holz:

$$d = 255 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}.$$

Um zu erkennen, in welchem Falle die Festigkeitsformel denselben Werth für d ergibt wie die Elasticitätsformel, hat man nur nöthig, die beiden Ausdrücke für d einander gleich zu setzen und daraus den betreffenden Werth von P oder $\frac{N}{n}$ zu ermitteln. Dies ausgeführt giebt für Schmiedeeisen:

$$d_0 = 91,3 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}},$$

woraus

$$\frac{N}{n} = \left(\frac{120}{91,3}\right)^{12} = 26,6,$$

für welche Werthe aus beiden Formeln der Durchmesser $d = 273$ Millimeter folgt. Ebenderfelbe Werth für d ergibt sich auch für gußeiserne Wellen, wenn man setzt:

$$d_0 = 115 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 143 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}.$$

Hieraus folgt, daß für alle eisernen Wellen unter dieser Stärke $d_0 = 273$ Millimeter die Elasticitätsformeln die größeren Werthe geben, also nach ihnen die Stärken zu bestimmen sind, während für größere Durchmesser die Bestimmung nach den Festigkeitsformeln zu treffen ist.

Für hölzerne Wellen ergibt sich der entsprechende Grenzwert für d_0 aus:

$$d = 179 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 255 \sqrt[4]{\frac{N}{n}},$$

wofür

$$\frac{N}{n} = \left(\frac{255}{179}\right)^{12} = 73,5,$$

welcher Werth nach beiden Formeln $d = 749$ Millimeter ergibt. Da größere Durchmesser wohl überhaupt nicht vorkommen, so wird man gut thun, hölzerne Wellen immer nach den Elasticitätsformeln (Verdrehung) zu berechnen.

Bei sehr kurzen Wellen, wie bei den Handkurbeln für Winden u., bei denen der Verdrehungswinkel α wegen der geringen Länge überhaupt nur

klein ausfällt, und vernachlässigt werden kann, darf man immer nach den Festigkeitsformeln rechnen.

Beispiele. 1. Wie stark hat man die Trommelage einer Krahnwinde zu machen, bei welcher die Kette einen Zug von 4000 Kilogramm an dem Trommelhalbmesser von 0,20 Meter ausübt?

Da bei der geringen Länge der Windetrommel der Verdrehungswinkel nicht in Betracht kommt, so kann man den Durchmesser wählen

$$d = 1,02 \sqrt[3]{4000 \cdot 200} = 94,7 \text{ Millimeter.}$$

2. Welche Stärke hat man der schmiedeeisernen Axe einer Turbine zu geben, die bei minutlich 45 Umdrehungen ein Arbeitsmoment von 30 Pferden übertragen soll?

Es ist hier nach der Elasticitätsformel zu machen:

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{30}{45}} = 108,5 \text{ Millimeter.}$$

3. Welchen Durchmesser hat man einer hölzernen Göpelwelle zu geben, welche die Arbeit von vier Pferden aufnehmen soll, die bei mittlerer Geschwindigkeit zwei Mal in der Minute herumgehen?

Vernachlässigt man die Inanspruchnahme durch biegende Kräfte, so ergibt sich mit Rücksicht auf Verdrehung ein erforderlicher Durchmesser von:

$$d = 255 \sqrt[4]{\frac{4}{2}} = 304,8 \text{ Millimeter.}$$

§. 16. Verdrehung und Biegung von Wellen. Wenn eine Axe, welche durch ein gewisses Kraftmoment auf Torsion in Anspruch genommen wird, außerdem noch biegenden Kräften unterworfen ist, welche nicht so klein sind, um sie ohne erheblichen Fehler vernachlässigen zu können, so muß die Wellenstärke nach den Regeln der zusammengesetzten Festigkeit bestimmt werden, wie sie Theil I, §. 284 entwickelt worden sind. Dieser Fall kommt vornehmlich bei den Axen von Wasserrädern und Dampfmaschinen vor. Bezeichnet hierbei M_1 das auf Biegung und M_2 das auf Verdrehung wirkende Moment für irgend einen Querschnitt, dessen Trägheitsmoment W sein mag, so findet man die erforderlichen Querdimensionen dieses Querschnitts durch die Beziehung (s. Thl. I, §. 284):

$$\frac{3}{8} M_1 + \frac{5}{8} \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = k \frac{W}{l},$$

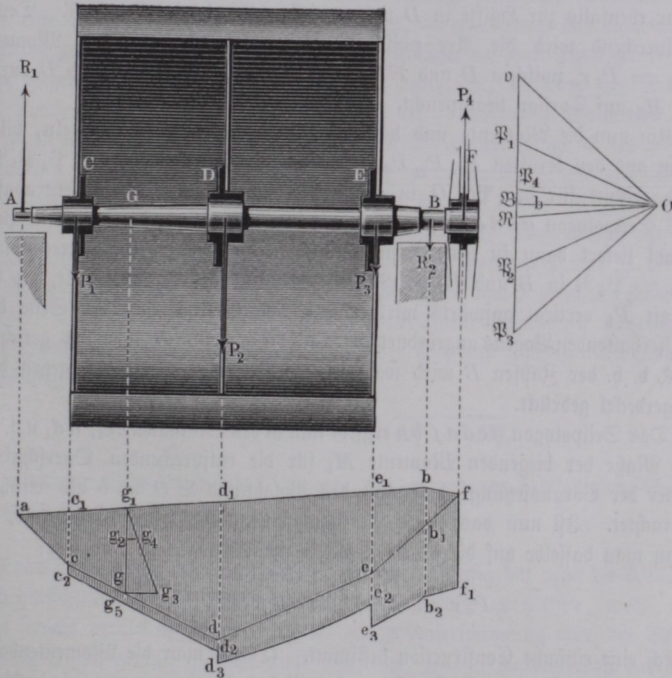
worin k die höchstens zulässige Biegungsspannung bedeutet. Um das Biegungs- und Torsionsmoment und daraus den obigen Ausdruck

$$\frac{3}{8} M_1 + \frac{5}{8} \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

für verschiedene Querschnitte zu bestimmen, kann man sich wieder mit Vortheil der graphostatischen Methode bedienen, wie in dem folgenden Beispiele dargethan werden soll.

Es sei AB , Fig. 56, die Axe eines oberflächigen Wasserrades, auf welcher in C , D und E die Hofetten für drei Armsysteme befestigt sind,

Fig. 56.



während bei F ein Zahnrad angebracht ist, welches die Kraft auf das Getriebe einer Transmissionswelle überträgt. Das Gewicht des Rades und des die Schaufeln erfüllenden Wassers wird durch die Armsysteme bei C , D und E auf die Axe übertragen, und mögen die in diesen Punkten auf die Welle wirkenden Kräfte beziehungsweise mit P_1 , P_2 und P_3 bezeichnet werden. Ist das mittlere Armsystem in D symmetrisch gegen die beiden in C und E gelegen, so darf man annehmen, daß in D die Hälfte und in C und E je ein Viertel des ganzen Rad- und Wassergewichtes wirksam ist. Wenn die aufgenommene Wasserkraft durch das Rad F , dessen Halbmesser r sein möge, übertragen wird, wobei zwischen den Zähnen in F ein Druck P_4 auftritt

möge, so wird dieser Druck P_4 als biegender Kraft ebenfalls auf die Axc wirken, und wird letztere außerdem noch einem Torsionsmomente $M_2 = P_4 r$ ausgesetzt sein. Hierbei muß man bemerken, daß nicht die ganze Axc zwischen F und A , sondern natürlich nur das Stück zwischen F und C auf Verdrehung angegriffen wird, und zwar auch dieses Stück nicht in allen Punkten in gleicher Stärke. Man muß nämlich annehmen, daß die Wirkung der Wasserkraft durch die drei Armsysteme C , D und E auf die Axc übergeht, und zwar ebenfalls zur Hälfte in D und zu je ein Viertel in C und F . Dementsprechend wird die Axc zwischen E und F durch das ganze Moment $M_2 = P_4 r$, zwischen D und E durch $\frac{3}{4} M_2$ und zwischen C und D durch $\frac{1}{4} M_2$ auf Torsion beansprucht.

Um nun die Momente und daraus die Dimensionen zu ermitteln, bilde man aus den Kräften P_1, P_2, P_3 und P_4 das Kräftepolygon $o P_1 P_2 P_3 P_4$ und zeichne für den Pol O in einem Abstände gleich der Momentenbasis das Seilpolygon $acdefba$. Der mit der Schlußlinie ba parallele Polstrahl liefert dann in dem Schnittpunkte K die beiden Auslagerreactionen $R_2 = P_4 K$ in B und $R_1 = Ko$ in A . In vorliegendem Falle, wo die Kraft P_4 vertical aufwärts wirkt (wenn das Getriebe auf der Seite des wasserhaltenden Bogens angeordnet ist), fällt die Reaction R_2 abwärts gerichtet aus, d. h. der Zapfen B wird während des Betriebes nach oben gegen den Lagerdeckel gedrückt.

Das Seilpolygon $acdefba$ ergiebt nun in den Ordinaten cc_1, dd_1 u. s. w. die Maße der biegender Momente M_1 für die entsprechenden Querschnitte, unter der Voraussetzung, daß man den Polabstand $Bo = b$ als Einheit betrachtet. Ist nun das ganze Torsionsmomente $M_2 = P_4 r$ bekannt, so kann man dasselbe auf die gleiche Basis b reduciren, indem man setzt:

$$P_4 r = P_t b, \text{ und } P_t = P_4 \frac{r}{b}$$

durch eine einfache Construction bestimmt. (Hätte man die Momentenbasis $Bo = b$ gleich dem Halbmesser r des Rades F angenommen, so erhielte man $P_t = P_4$.)

Kennt man nun P_t , d. h. diejenige Kraft, welche an einem Hebelsarm gleich $Bo = b$ einem Torsionsmomente $M_2 = P_4 r$ entspricht, so findet man leicht das Moment der ganzen Inanspruchnahme durch Construction des Ausdruckes

$$\frac{3}{8} M_1 + \frac{5}{8} \sqrt{M_1^2 + M_2^2}.$$

Um diese Construction für irgend einen Querschnitt, z. B. durch G , auszuführen, theile man die zugehörige Ordinate gg_1 des Seilpolygons in g_2 so, daß $g_1 g_2 = \frac{3}{8} gg_1 = \frac{3}{8} M_1$ ist, mache gg_3 senkrecht zu gg_1 und gleich $\frac{1}{4} P_t$ also $\frac{1}{4} M_2$, ziehe $g_3 g_1$ und theile letztere Linie in g_4 so, daß

$$g_4 g_3 = \frac{5}{8} g_1 g_3 = \frac{5}{8} \sqrt{M_1^2 + (\frac{1}{4} M_2)^2}$$

wozu man nur $g_2 g_4$ parallel mit $g g_3$ zu ziehen hat. Trägt man nun $g_4 g_3$ in g_2 als $g_2 g_3$ an, so erhält man in $g_1 g_3$ das ideale biegend anzunehmende Moment

$$\frac{3}{8} M_1 + \frac{5}{8} \sqrt{M_1^2 + (\frac{1}{4} M_2)^2},$$

natürlich immer unter der Voraussetzung, daß der Polabstand $BO = b$ als Momenteneinheit zu Grunde gelegt werde. Führt man diese Construction für eine genügende Anzahl von Punkten aus, so erhält man das combinirte Seilpolygon $acc_2 d_2 d_3 e_2 e_3 b_2 f_1 f b a$, von welchem der obere Theil $acdefb$ den biegenden Kräften P_1, P_2, P_3 und P_4 entspricht, während der untere Theil $cc_2 d_2 d_3 e_2 e_3 b_2 f_1 f e d c$ den Einfluß des verdrehenden Momentes M_2 erkennen läßt. Daß der letztere Zweig des Seilpolygons bei d und e die plötzlichen Zunahmen $d_2 d_3$ und $e_2 e_3$ zeigt, hängt natürlich mit dem oben erläuterten Uebergang der Kraft in die Welle bei C, D und E zusammen, und es ist dementsprechend erforderlich, die angegebene Construction $g g_1 g_3$ so auszuführen, daß die horizontale Kathete $g g_3$ zwischen c und d gleich $\frac{1}{4} P_1$, zwischen d und e gleich $\frac{3}{4} P_1$ und zwischen e und f gleich P_1 gemacht werde. Die Bestimmung der zulässigen Querschnittsdimensionen folgt nun in der mehrfach besprochenen Weise mittelst der höchstens zulässigen Biegespannung k durch die Formel:

$$k \frac{W}{e} = \frac{3}{8} M + \frac{5}{8} \sqrt{M_1^2 + M_2^2},$$

wo die rechte Seite durch die Ordinaten des gefundenen combinirten Seilpolygons gegeben ist.

Festigkeit der Wellen gegen Stöße. Häufig hat man die Wellen §. 17. auch hinsichtlich ihrer Festigkeit gegen lebendige Kräfte zu prüfen, wobei es nicht sowohl darauf ankommt, daß die größte Faserspannung oder der Verdrehungswinkel gewisse Werthe nicht übersteige, sondern darauf, daß das in der Welle vorhandene Material in Folge der elastischen Formänderung eine hinreichend große mechanische Arbeit zu leisten vermöge.

Dieser Fall der Anstrengung der Welle durch lebendige Kräfte kommt z. B. bei jeder plötzlichen Geschwindigkeitsänderung, also bei jedem Stoße vor. Wenn z. B. die Daumenwelle eines Schwanzhammers in schneller Bewegung ist, und ein Daumen derselben trifft plötzlich auf den Schwanz des freigemachten Hammers, so wird die Welle einem Stoße ausgesetzt, welchem sie nur durch eine genügende Masse widerstehen kann. Bezeichnet in diesem Falle M die auf die Angriffsstelle (Daumen) reducirte Masse der Welle incl. des treibenden Wasserrades, und M_1 die ebendahin reducirte Masse des Hammers mit Helm und Hülse, so ist, wenn c die Geschwindigkeit des

Daumens an der Angriffsstelle im Augenblicke des Aufstoßens bedeutet, nach dem Früheren (Thl. I, §. 359) der Verlust an mechanischer Arbeit

$$L = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{c^2}{2}.$$

Diese Arbeit, welche eine Zerstörung der stoßenden Theile anstrebt, muß in jedem Falle durch die elastischen Wirkungen dieser Organe vernichtet werden. Da die geringe Masse des Hammerhelms eine große Arbeit nicht zu äußern vermag, so muß jene mechanische Arbeit hauptsächlich von der Welle aufgenommen werden, welche dadurch auf Abwürgen beansprucht wird. Es sei daher hier vorausgesetzt, der gesammte Arbeitsverlust durch den Stoß sei von der Welle zu vernichten. Die mechanische Arbeit zur Verdrehung einer prismatischen Welle von der Länge l und dem polaren Trägheitsmomente W ihres Querschnittes drückt sich nun aus durch (s. Thl. I, §. 269 und 271)

$$L = \frac{S^2}{C} \frac{W l}{2e^2},$$

worin S die größte vorkommende Spannung und C den Elasticitätsmodul der Schubspannung bedeutet. Setzt man daher für S die höchstens zulässige Schubspannung t ein, so erhält man in

$$L = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{c^2}{2} = \frac{t^2}{C} \frac{W l}{2e^2}$$

die Gleichung zur Ermittlung von W und l oder des Volumens V der Welle. Für den kreisförmigen Querschnitt speciell hat man

$$W = \frac{\pi d^4}{32} \text{ und } e = \frac{d}{2},$$

daher wird hierfür:

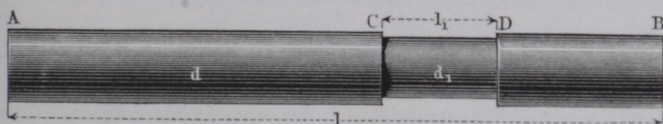
$$L = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{c^2}{2} = \frac{t^2}{C} \frac{\pi d^4 l}{32 \cdot 2 \left(\frac{d}{2}\right)^2} = \frac{t^2}{C} \frac{\pi d^2 l}{16} = \frac{t^2}{4C} V,$$

unter V das Volumen der Welle $\frac{\pi d^2}{4} l$ verstanden.

In derselben Art, wie bei dem Hammerbetriebe tritt ein Stoß auch ein, und hat die Berechnung der Welle nach derselben Regel zu geschehen, wenn eine ruhende Welle plötzlich durch eine starre Kuppelung mit einer schnell rotirenden anderen Welle verkuppelt wird (s. unten Kuppelungen), oder auch, wenn eine rotirende Ase plötzlich durch einen großen Widerstand gehemmt wird. Letzteres ist z. B. bei Prägwerken der Fall, wo der Widerstand, den das Metallstück dem Prägstempel entgegensetzt, einen Theil der lebendigen Kraft des Prägwerkes aufzehrt, während ein anderer Theil auf Verdrehung der Prägspindel wirkt u. s. f.

Einfluss der Verdünnungen. Aus den obigen Formeln erkennt §. 18. man, daß die Torsionsfestigkeit einer Welle gegen den Stoß proportional mit dem Volumen derselben $V = \frac{\pi d^2}{4} l$ wächst, wie dies auch für die absolute und relative Stoßfestigkeit der Fall ist. Es muß hierbei aber bemerkt werden, daß jene Formel $L = \frac{t^2}{4C} V$ nur unter der Bedingung gültig ist, daß das Material in allen Querschnitten in den äußersten Fasern mit der Spannung t beansprucht wird, was nur der Fall sein kann, wenn die Welle cylindrisch, d. h. in allen Punkten von gleicher Stärke ist. Jede Abweichung von der cylindrischen Form, namentlich jede Verschwächung der Welle, wie sie z. B. in Form der sogenannten eingedrehten Lagerstellen so häufig vorkommt, vermindert ganz erheblich die lebendige Kraft, welche von der Welle etwaigen Stoßwirkungen entgegengesetzt werden kann. Zur Erläuterung dieses Verhaltens sei in AB , Fig. 57, eine cylindrische Welle

Fig. 57.



vom Durchmesser d und der Länge l dargestellt. Wäre diese Welle in ihrer ganzen Länge von derselben Stärke, so würde bei einer Verdrehung die Faserspannung in allen Punkten der Umfläche denselben Werth, also etwa die höchstens zulässige Größe t annehmen. Die mechanische Arbeit, welche zu einer solchen Verdrehung bis zur Spannung t aufzuwenden ist, welche also von der Welle aufgenommen werden kann, ist dem Obigen zufolge gegeben durch

$$L = \frac{t^2}{4C} \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{t^2}{4C} V.$$

Gesetzt nun, die Welle werde bei CD , etwa behufs ihrer Unterstützung in einem Lager auf eine Länge l_1 bis zum Durchmesser $d_1 = \nu d$ eingedreht, so wird sie jetzt nur einen viel geringeren lebendigen Widerstand äußern können. Denkt man sich nämlich die Welle wiederum so stark verdreht, daß die äußerste Faser in CD mit der zulässigen Spannung t angestrengt wird, so wird die Spannung in dem stärkeren Wellentheile nicht t , sondern einen geringeren Werth t' betragen, der sich aus der allgemeinen Torsionsformel

$$Pa = t \frac{\pi d_1^3}{16} = t' \frac{\pi d^3}{16}$$

$$t' = \frac{d_1^3}{d^3} t = v^3 t$$

berechnet.

Die mechanische Arbeit, welche die Welle bis zu dieser Verdrehung geleistet hat, setzt sich daher zusammen aus derjenigen Arbeit, welche das Stück CD vom Durchmesser d_1 und der Länge l_1 bei einer äußersten Spannung t leistete, und derjenigen, die dem übrigen Wellentheile $AC + DB$ vom Durchmesser d und der Länge $l - l_1$ bei einer äußersten Faserspannung $t' = v^3 t$ entspricht. Man hat daher jetzt diese Leistung

$$L_1 = \frac{t^2}{4C} \frac{\pi d_1^2 l_1}{4} + \frac{v^6 t^2}{4C} \frac{\pi d^2 (l - l_1)}{4}.$$

Da nun die Länge der Stelle $CD = l_1$ nur unbedeutend gegen die Länge l der ganzen Welle ist, so darf man den ersten Theil vernachlässigen und dafür im zweiten Theile l anstatt $l - l_1$ setzen, und erhält dann

$$L_1 = v^6 \frac{t^2}{4C} \frac{\pi d^2 l}{4} = v^6 \frac{t^2}{4C} V.$$

Die Welle vermag daher jetzt nur eine lebendige Kraft $L_1 = v^6 L$ zu leisten. Nimmt man z. B. $d_1 = 0,8d$, so behält die Welle nur noch $0,8^6 = 0,266$ von der Widerstandsfähigkeit der ungeschwächten Welle. Es ist eine besonders interessante Thatsache, daß durch die Verdünnung der Welle an einer Stelle CD die Widerstandsfähigkeit sogar noch viel mehr geschwächt wird, als dies der Fall sein würde, wenn man die Welle in ihrer ganzen Länge auf den Durchmesser $d_1 = vd$ abdrehen wollte. In diesem Falle würde nämlich die Faserspannung t gleichzeitig in den äußersten Fasern aller Querschnitte eintreten, gerade wie bei der ungeschwächten Welle, und die Verminderung des lebendigen Widerstandes wäre nur eine Folge des verminderten Volumens. Man hätte daher für diesen Fall die lebendige Widerstandskraft:

$$L_2 = \frac{t^2}{4C} \frac{\pi (vd)^2 l}{4} = v^2 \frac{t^2}{4C} V,$$

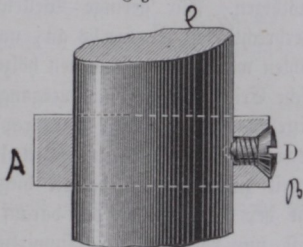
oder $v = 0,8$ gesetzt:

$$L_2 = 0,64 L.$$

Die vorstehenden Resultate sprechen genugsam für die Wichtigkeit der Regel, bei allen Axen, welche Stoswirkungen ausgesetzt sind, alle Querschnittsänderungen, besonders alle plötzlichen scharfen Eindrehungen möglichst zu vermeiden, und die Anläufe an den Lagern niemals durch Eindrehungen, sondern besser durch aufgeschweißte Bunde oder aufgeschobene Stellringe zu bilden, wie ein solcher in Fig. 58 dargestellt ist. Der schmiedeeiserne Ring AB ist cylindrisch und genau auf die Welle C passend ausgebohrt, auf

welcher letzteren er an der geeigneten Stelle durch die mit gehärteter Spitze versehene Stahlschraube *D* festgestellt wird.

Fig. 58.



Anordnung der Transmissionswellen. Bei der Ausführung §. 19. einer Wellentransmission wird man immer bestrebt sein müssen, die Wellenstärke so gering zu machen, wie die Rücksicht auf die Haltbarkeit nur irgend erlaubt. Mit einer größeren Wellendicke wird nämlich nicht nur das Gewicht der Wellenleitung, sowie der zugehörigen Lager, Kuppelungen u. s. w. und damit der Herstellungspreis erhöht, sondern es werden die dickeren Zapfen auch eine größere Reibungsarbeit consumiren. Dieser letztere Umstand fällt um so erheblicher ins Gewicht, als die Wellenleitungen oftmals in sehr bedeutender Länge auszuführen sind, um ausgedehnte Fabrikräumlichkeiten mit Kraft zu versorgen. Man wird daher bei der Anlage einer Transmission alle diejenigen Verhältnisse entsprechend zu berücksichtigen haben, welche auf die Bestimmung der Wellenstärke einwirken, und sollen im Folgenden die in dieser Hinsicht besonders einflussreichen Punkte näher ins Auge gefasst werden.

Was zunächst das Material betrifft, so pflegt man Transmissionswellen beinahe durchgängig aus Schmiedeeisen zu machen, nur in seltenen Fällen, etwa bei sehr großen Kräften und daher schweren Transmissionen kommen noch gußeiserne Wellenleitungen vor, die man aber, wenn irgend möglich, lieber vermeiden sollte, da sie wegen der dickeren Zapfen viel Reibung geben, und gegen auftretende Stöße das geringe Arbeitsvermögen des Gußeisens nicht die hinreichende Gewähr für einen ungestörten Betrieb darbietet. Man findet dementsprechend gußeiserne Transmissionen meist nur noch in Werken, die zu einer Zeit ausgeführt worden sind, wo die Herstellung des Walzeisens in so beträchtlichen Dimensionen noch größere Schwierigkeiten und Kosten verursachte.

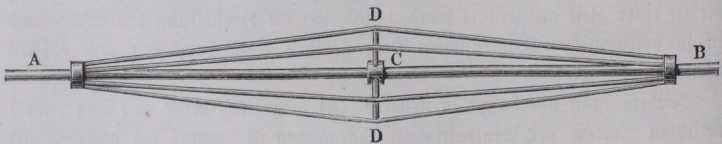
Seitdem man überhaupt in neuerer Zeit mehr und mehr von dem früher beliebten System der Centralisation abgegangen ist, wobei die ganze Kraft für ein ausgedehntes Fabriketablisement möglichst von einem centralen

Motor abzweigt wurde, und seitdem man mehr der Aufstellung verschiedener Kraftmaschinen möglichst nahe den Orten des Kraftverbrauchs sich zuneigt, sind überhaupt die Gründe verschwunden, welche zu so starken gußeisernen Transmissionswellen nöthigen. Für geringe Wellenstärken wendet man Gußeisen wegen der Zerbrechlichkeit niemals an, und ebenso sind die in alten einfachen Landmühlen wohl nach gefundenen hölzernen Transmissionswellen nur als historische Erinnerungen einer vergangenen Zeit anzusehen.

Wie aus den Ermittlungen der vorigen Paragraphen sich ergibt, hat man die Transmissionswellen in den meisten Fällen lediglich mit Rücksicht auf ihre Torsionsfestigkeit zu bestimmen, da die biegenden Kräfte, welche durch das Eigengewicht der Wellen und der darauf angebrachten Theile ausgeübt werden, meist nur von geringer Einwirkung sind. Man hat nur dafür zu sorgen, daß die Wellen in hinreichend vielen Punkten durch Lager unterstützt werden, und kann etwa annehmen, daß die Lager einer Transmissionswelle passend in Entfernungen von 2 bis $2\frac{1}{2}$ Meter angeordnet werden. Außer dem Eigengewichte der auf einer Welle befindlichen Maschinentheile wie Räder, Scheiben u. s. w. wirken auf Durchbiegung der ersteren auch noch die am Umfange von Zahnrädern ausgeübten Drücke, ferner die Spannungen der Riemen und Schnüre. Man wird mit Rücksicht hierauf die Zahnräder, Riemscheiben zc., welche größere Kräfte übertragen sollen, so weit es möglich ist, in unmittelbarer Nähe neben den Lagern anordnen, ja bei großen Drücken wie bei Zahnrädern schließt man oft das betreffende Rad zwischen zwei beiderseits angebrachte Lager ein. Jedenfalls sollte man auch niemals eine Kuppelung (s. dort), welche zwei Wellenstücke vereinigt, mitten in dem Zwischenraume zwischen zwei entfernten Lagern anordnen, sondern dieselbe möglichst dicht neben ein Lager verlegen, oder bei großen Kräften dicht neben ihnen zu jeder Seite ein Lager anordnen.

Zuweilen ist man genöthigt, mit einer Transmissionswelle größere Breiten in Räumen zu überspannen, in denen die Anbringung stützender Lager nicht thunlich ist, wie z. B. beim Ueberführen der Welle über Durchfahrten oder durch freie Arbeitsäle, in denen man Säulen nicht aufstellen kann oder will u. s. w. Man bedient sich dann, um die Welle nicht sehr dick machen zu müssen, der sogenannten armirten Wellen, Fig. 59. Die Welle AB

Fig. 59.



ist hier in der Mitte der freiliegenden Strecke mit einem vier- oder sechs-armigen Sterne und an den Enden mit Ringen versehen, durch welche die Spannstangen ADB , gezogen sind. Diese Anordnung gestattet zwar das Freihängen der Welle auf einer längeren Strecke, doch ist dabei die Abzweigung von Kraft zwischen A und B nicht angängig.

Kraftvertheilung bei Transmissionswellen. Nach den obigen §. 20. Formeln für die Torsionsfestigkeit resp. Verdrehung hat man eine Welle unter sonst gleichen Umständen um so stärker zu machen, je größer der Werth $\frac{N}{n}$ ist. Unter N hat man hierbei diejenige Anzahl Pferdekräfte zu verstehen, welche durch das in Betracht kommende Wellenstück übertragen werden, keineswegs aber die ganze Kraft, welche durch eine Transmissionswelle überhaupt aufgenommen wird. Letzteres ist nur dann der Fall, wenn die Welle an einem Ende eine Arbeit von N Pferdekräften aufnimmt, welche sie am anderen Ende wieder abgibt. In diesem Falle ist die Welle in ihrer ganzen Länge einer Verwindung durch die ganze aufgenommene Kraft ausgesetzt. Setzt man jedoch voraus, daß der Welle in einem mittleren Punkte eine Arbeit von N Pferdekräften mitgetheilt wird, und daß hiervon N_1 Pferdekräfte nach dem einen und $N_2 = N - N_1$ Pferdekräfte nach dem anderen Ende fortgepflanzt werden, so ist natürlich auch das erste Wellenstück nur auf eine Anstrengung durch N_1 , das zweite auf eine solche durch N_2 Pferdekräfte zu bemessen. Es rechtfertigt sich hieraus die praktische Regel, bei Ausführung von Transmissionen die Anordnung möglichst so zu treffen, daß die Kraftmaschine die Welle in einem mehr nach deren Mitte gelegenen Punkte antreibt, von welchem aus die zu übertragende Kraft nach beiden Seiten hin sich vertheilt. Dadurch fallen offenbar der Wellendurchmesser und damit das Constructionsgewicht, der Kraftverlust durch Reibung, Verschleiß der Lager und Verbrauch an Schmiermaterial geringer aus, als wenn der Motor die Welle an einem ihrer Enden antreibt.

Bei dem Betriebe technischer Etablissements sind die Verhältnisse in der Regel derart, daß die an einem Punkte von dem Motor angetriebene Welle die aufgenommene Kraft nach einer oder beiden Seiten hin zwar fortpflanzt, aber die Abgabe dieser Kraft nicht nur am Ende der Welle, sondern in verschiedenen Punkten derselben stattfindet, wie die Aufstellung der verschiedenen in Bewegung zu setzenden Arbeitsmaschinen es erfordert. In diesem Falle sind die verschiedenen Strecken der Welle verschiedenen Torsionsmomenten ausgesetzt, und können dem entsprechend die Wellenstärken von dem Kraftaufnahmepunkte aus allmählig kleiner werden, entsprechend der nach und nach stattfindenden Verminderung des zu übertragenden Kraftmomentes. Wird z. B. auf eine Welle bei A , Fig. 60 (a. f. S.), eine Leistung von N Pferde-

kraft übertragen, die sich nach beiden Seiten hin vertheilt, um in A_1 eine Leistung N_1 und in A_2 , A_3 und A_4 nach einander die Arbeiten N_2 , N_3 , N_4

Fig. 60.



an die daselbst aufgestellten Arbeitsmaschinen abzugeben, so hat man das Wellenstück AA_1 auf N_1 Pferdekraft zu berechnen, während das Torsionsmoment für A_3A_4 mit N_4 , für A_2A_3 mit $N_3 + N_4$ und für AA_2 mit $N_2 + N_3 + N_4$ proportional ist. Man könnte daher jedem dieser Wellenstücke andere Stärken geben. Um indessen nicht gar zu große Verschiedenheit der Lager, Nabenbohrungen *z.* zu erhalten, pflegt man meistens längere Stücke eines Wellenstranges von gleicher Stärke zu machen, was sich besonders dann empfiehlt, wenn die Anzahl der Kraftabgestellen $A_2A_3A_4 \dots$ sehr groß, die Kraftabgabe selbst in jedem Punkte aber nur gering ist (*z.* B. bei Transmissionen in Spinnereifälen *z.*). Aus der obigen Betrachtung ergibt sich sofort die fernere praktische Regel, daß man beim Entwurfe einer Fabrikanlage gut thun wird, diejenigen Arbeitsmaschinen, welche die größte Arbeitskraft zum Betriebe erfordern, in möglichster Nähe des Motors aufzustellen, *d.* h. dem Kraftaufnahmepunkte A , Fig. 60, thunlichst nahe zu bringen, um hierdurch die Wellenstärken und die Gewichte der Transmission sowie die Reibungen möglichst zu reduciren. Wenn diese Regel auch nicht immer streng befolgt werden kann, da der Aufstellungsort einer Arbeitsmaschine meist mit Rücksicht auf eine bequeme Fabrikation zu bestimmen ist, so wird man doch überall, wo es angeht, die schweren Maschinen nahe dem Motor gruppiren.

Man findet daher in Mahlmühlen die Steine in die unmittelbare Nähe des Motors gestellt, während die leichteren Maschinen, wie Siebe und Winden *z.*, durch längere Transmissionen bewegt werden. Ebenso wird man bei Sägemühlen die kraftzehrenden Bollgatter, die mit vielen Sägen arbeiten, möglichst direct von der Kraftmaschine betreiben und die vom Motor entfernteren Räumlichkeiten zur Aufstellung der leichteren einfachen Gatter und Kreis Sägen *z.* benutzen. Aehnliche Bemerkungen lassen sich für Spinnereien und viele andere technische Anlagen machen.

§. 21. Geschwindigkeit der Transmissionswellen. Von wesentlichem Einflusse auf den Wellendurchmesser ist ferner die Geschwindigkeit oder Umdrehungszahl n , und zwar wird der Formel $d = c \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$ zufolge eine um

so kleinere Wellenstärke genügen, je größer die Umdrehungszahl n ist. Wenn nun auch die Geschwindigkeit der Transmissionswellen bis zu gewissem Grade durch die aus fabrikativen Rücksichten bestimmten Geschwindigkeiten der Arbeitsmaschinen bedingt ist, so hat man doch in den meisten Fällen immer noch einen beträchtlichen Spielraum bei der Wahl der der Transmission zu gebenden Geschwindigkeit. Um den Einfluß zu erkennen, welchen die Größe der Umdrehungsgeschwindigkeit auf die Verhältnisse der Transmission ausübt, namentlich was die Wellenstärke und den Kraftverlust durch Reibung betrifft, sei angenommen, eine Transmissionswelle, welche N Pferdekräfte bei n Umdrehungen übertragen solle, müsse den Durchmesser d erhalten, und habe bei diesem Durchmesser das Gewicht G . Gesezt nun, man ändere die Anordnung in der Weise ab, daß die Welle v mal so viel Umdrehungen als vorher, also vn Umdrehungen pro Minute mache, so wird jetzt der Formel

$$d = c \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

zufolge der Durchmesser

$$d_1 = \frac{d}{\sqrt[4]{v}}$$

erforderlich sein. Diesem Durchmesser entsprechend wird das Gewicht der Welle jetzt

$$G_1 = G \frac{d_1^2}{d^2} = \frac{G}{\sqrt{v}}$$

betragen. Bezeichnet man nun die durch das Eigengewicht der Welle erzeugte Reibung mit $F = \varphi G$, unter φ den Reibungscoefficienten der Zapfenreibung verstanden, so wird diese Reibung bei der v fachen Geschwindigkeit

$$F_1 = \varphi G_1 = \varphi \frac{G}{\sqrt{v}}$$

betragen. Endlich hat man die Arbeitsleistung L , welche dieser Reibung entspricht, bei n Umdrehungen:

$$L = \pi d n \cdot \varphi G$$

und bei der v fachen Geschwindigkeit:

$$L_1 = \pi d_1 v n \cdot \varphi G_1 = \pi d n \varphi G \sqrt[4]{v} = L \sqrt[4]{v}.$$

Aus dieser Betrachtung ergibt sich zunächst, daß mit einer gesteigerten Geschwindigkeit zwar der Durchmesser und das Gewicht einer Transmissionswelle geringer wird, diejenige Reibungsarbeit aber, welche aus dem Eigengewichte der Welle entsteht, sich vergrößert und zwar in dem Verhältnisse

$$1 : \sqrt[4]{v}.$$

Nun muß man aber bemerken, daß die aus dem Eigengewichte der Welle selbst resultirende Reibung meist nur ein kleiner Theil der gesammten Reibung ist, welche hauptsächlich von den beträchtlichen Druckkräften herrührt, mit denen die Zahnräder gegen einander drücken, oder welche durch die Riemenspannungen erzeugt werden. Da diese Drucke aber bei der bestimmten Arbeit von N Pferdekräften der Geschwindigkeit n umgekehrt proportional sind, so erkennt man, daß, unter P die Summe dieser Drucke verstanden, wenn die Welle n Umdrehungen macht, die aus dieser Quelle stammende Reibungsarbeit sich ausdrückt durch

$$L_p = \pi d n \varphi P,$$

während die hieraus folgende Reibungsarbeit bei v facher Geschwindigkeit:

$$L_{p_1} = \pi d_1 v n \varphi P_1 = \pi d n \varphi P \frac{1}{\sqrt{v}}$$

beträgt. Man erkennt hieraus, daß die Reibungsarbeit und der damit im Zusammenhang stehende Kraftverlust und Verbrauch an Schmiermaterial im Allgemeinen geringer ausfallen werden, wenn man die Geschwindigkeit der Welle vermehrt. Da mit einer solchen Geschwindigkeitsvergrößerung außerdem noch andere Vortheile in Verbindung stehen, namentlich außer der Welle selbst auch die Räder, Riemscheiben, Lager und sämtliche Transmissions-theile leichter und billiger werden, für die Radzähne kleinere Theilungen und für die Riemen geringere Breiten genügen u., so pflegt man mit der Geschwindigkeit von Transmissionswellen nicht gern unter ein gewisses Maaß herabzugehen. Umdrehungsgeschwindigkeiten zwischen 90 und 120 pro Minute sind für Fabriktransmissionen sehr gebräuchlich, doch kommen für sehr schnell gehende Arbeitsmaschinen auch noch größere Werthe vor, wie man andererseits jedoch zum Betriebe langsam gehender Maschinen oft mit der Geschwindigkeit der Transmission weit unter jene Größe herabgeht. Insbesondere pflegt man stehende Wellen, welche in mehrstöckigen Fabrikgebäuden den Betrieb der Transmissionswellen in den über einander liegenden Etagen vermitteln, nur langsam, selten über 60 mal in der Minute umgehen zu lassen. Allgemeine Regeln lassen sich hierüber natürlich nicht geben, da die passende Anordnung immer wesentlich von den speciellen Umständen abhängig sein wird.

Die Bestimmung der Stärken von Transmissionswellen hat immer nach der Elasticitätsformel (§. 15)

$$Pa = 0,00171 \frac{\alpha^0 d^4 C}{l}$$

zu geschehen. Nur würde bei den meist sehr beträchtlichen Längen der Wellen der Verdrehungswinkel α^0 immer noch sehr groß ausfallen, wollte man ihn,

wie oben für Wellen angegeben, zu $\alpha^0 = \frac{l}{4000}$ annehmen. Um den Verdrehungswinkel auch bei sehr langen Transmissionen mäßig zu erhalten, giebt Reuleaux an, man solle den Winkel α^0 bei Transmissionwellen

$$\alpha^0 = \sqrt{\frac{L^m}{8}} = \sqrt{\frac{l^{mm}}{8000}}$$

annehmen. Diese Annahme giebt beiläufig für α^0 denselben Werth ($\alpha^0 = 1/2^0$) wie die frühere Angabe

$$\alpha^0 = \frac{l}{4000},$$

wenn $l = 2000$ Millimeter vorausgesetzt wird. Unter l ist in jener Angabe die ganze Wellenlänge zu verstehen, wenn die Kraft an einem Ende ein- und am anderen austritt, dagegen die halbe Länge, wenn die Kraft auf der ganzen Wellenlänge gleichmäßig abgegeben wird. Im Allgemeinen soll man unter l den Abstand des Angriffsschwerpunktes von der Kräfteintrittsstelle verstehen, d. h. desjenigen Schwerpunktes, welcher sich ergibt, wenn man in den einzelnen Kraftabgabestellen Gewichte wirksam denkt, welche den in diesen Punkten abgegebenen Kraftmomenten proportional sind. Dieser Punkt S würde sich z. B. in Fig. 60 durch die Gleichung

$$AS = l = \frac{N_2 \cdot AA_2 + N_3 \cdot AA_3 + N_4 \cdot AA_4}{N_2 + N_3 + N_4}$$

ergeben. Diese Länge unter l verstanden und

$$\alpha^0 = \sqrt{\frac{l}{8000}}$$

eingesetzt, erhält man die Formel für schmiedeeiserne Transmissionwellen:

$$Pa = 0,00171 \frac{d^4 C}{l} \sqrt{\frac{l}{8000}},$$

woraus

$$d = 1,60 \sqrt[4]{Pa} \sqrt[8]{l}$$

oder

$$d = 1,60 \sqrt[4]{716200 \frac{N}{n}} \sqrt[8]{l} = 46,6 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \sqrt[8]{l}$$

folgt.

Kuppelungen. Bei den großen Längen, in welchen die Transmissionswellen meistens auszuführen sind, verbietet sich die Herstellung derselben aus einem Stücke nicht nur durch die Schwierigkeit resp. Unmöglichkeit der Fabrikation, sondern auch durch die Rücksichten auf einen bequemen Transport und auf eine thunlichst einfache Montirung. Man pflegt daher die §. 22.

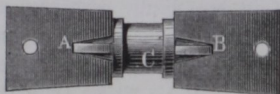
längeren Transmissionswellen aus einzelnen Stücken zusammenzusetzen, welche man mit Rücksicht auf Fabrications- und Transportverhältnisse in der Regel nicht über 5 bis 6 Meter lang annimmt. Die Verbindung der einzelnen Wellenenden mit einander, welche so zu geschehen hat, daß die Drehung des einen Wellenstücks nothwendig die Mitnahme des folgenden veranlaßt, bewirkt man durch die Kuppelungen. Man kann die mancherlei zu diesem Zwecke erfundenen Constructionsarten eintheilen in feste Kuppelungen, d. h. solche, welche, immer an ihrer Stelle verbleibend, auch immer die Verbindung der beiden Wellen vermitteln, und lose oder lösbare Kuppelungen, auch wohl Ausrücke-Kuppelungen genannt, welche ein beliebiges Ausrücken gestatten, wenn die eine Welle von der anderen in Bewegung befindlichen nicht mehr betrieben werden soll. Zwischen diesen beiden Kuppelungen stehen in gewisser Beziehung diejenigen, welche nur so lange die Bewegungsübertragung vermitteln, als das zu übertragende Kraftmoment innerhalb bestimmter Grenzen bleibt, bei deren Ueberschreitung die Wirkung der Kuppelung von selbst aufhört. Man nennt diese Kuppelungen Frictionskuppelungen, weil das Mitnehmen der getriebenen Welle mit Hilfe der Reibung geschieht; solche können übrigens als feste sowohl wie als auslösbare Kuppelungen ausgeführt werden.

Die festen Kuppelungen lassen sich wieder unterscheiden in steife und biegsame, von denen die ersteren eine vollkommen starre Verbindung der beiden Wellenenden unter Ausschluß jeder gegenseitigen Beweglichkeit bewirken, während die biegsamen Kuppelungen gewisse kleine Bewegungen namentlich Verschiebungen der Wellen gegen einander gestatten. Steife Kuppelungen lassen sich nur dann anwenden, wenn die Axen der beiden zu verkuppelnden Wellen genau in eine gerade Linie fallen und in dieser Lage auch verharren, denn es ist klar, daß bei einer wenn auch noch so geringen Abweichung der Wellenrichtungen bei einer steifen Verbindung in Folge der Drehung starke Pressungen zwischen den beiden Wellen eintreten müssen, welche fortfallen, wenn die Verbindung eine gewisse Beweglichkeit zuläßt. Kann man daher nicht mit Bestimmtheit darauf rechnen, daß die Axen der beiden Wellen unverändert ihre Lage beibehalten, ist z. B. wie bei Walzwerken eine gewisse Bewegung der einen Welle gegen die andere unvermeidlich, so wendet man biegsame Kuppelungen an, auch erfordert bei langen Wellen die Rücksicht auf die Ausdehnung derselben bei Temperaturveränderungen die Anwendung solcher Kuppelungen, welche eine geringe Längenverschiebung der Wellen gestatten.

Die Kuppelung zweier hölzerner Wellen durch einen gußeisernen Kreuz- oder Blattzapfen *C*, welcher an jedem Ende mit einem Kreuze oder Blatte *A* und *B* versehen ist, um daselbst in bekannter Weise, Fig. 61, mit den Halsen der hölzernen Wellen verbunden zu werden, hat nur noch historisches

Interesse, da man hölzerne Transmissionswellen wohl kaum noch zur Ausführung bringt.

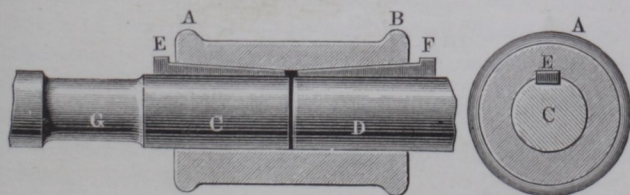
Fig. 61.



Schmiedeeiserne Wellen dadurch (in steifer Art) zu kuppeln, daß man die Enden derselben übereinander blattet und mittelst hindurchgehender Schrauben vereinigt, ist durchaus nicht empfehlenswerth, weil durch das Ueberblatten die Wellenenden um die Hälfte des Querschnitts und bei hakenförmiger Vereinigung noch mehr geschwächt werden. Will man, wie vielfach in Lehrbüchern angegeben, diesem Uebelstand dadurch begegnen, daß man den Wellen an den Enden einen entsprechend größeren Durchmesser giebt, so wird dadurch nicht nur die Herstellung der Wellen, die für gewöhnlich aus einfachem Rundeisen gedreht werden, sehr vertheuert, sondern man verliert dadurch überhaupt die Möglichkeit, eine auf einer solchen Welle sitzende Nabe (Rad- oder Riemscheibe) von dem Ende her aufzuschieben zu können. Aus denselben Gründen müssen diejenigen Kuppelungen verwerflich genannt werden, bei welchen das eine Wellenende mit einer angeschmiedeten Hülse versehen ist, in deren vierkantige Höhlung das Ende der anderen Welle eingepaßt ist; höchstens für ganz kleine Kräfte, oder für gußeiserne Wellen, bei denen die Herstellung der Hülse weniger Schwierigkeiten macht, läßt sich eine derartige Construction rechtfertigen, obwohl auch im letzteren Falle die Anwendung der im Folgenden beschriebenen Kuppelungen empfehlenswerther ist.

Einteilige Kuppelung (Muffenkuppelung). Die in der Praxis §. 23. am meisten angewandten Kuppelungen sind derartig construirt, daß die beiden Wellenenden mittelst eines besonderen Zwischengliedes in Verbindung gebracht werden, welches aus einem oder mehreren Theilen bestehen kann. Eine einfache und deswegen vielfach zur Anwendung kommende Kuppelung zeigt Fig. 62. Eine gußeiserne Hülse oder sogenannte Muffe AB mit

Fig. 62.



cylindrischer Bohrung ist passend über die beiden Enden der Wellen C und D geschoben und mit jeder der letzteren durch einen Keil E und F verbunden. Diese Keile von rechteckigem Querschnitt liegen in passendem zum Theil in den Wellen zum Theil in der Muffe vorhandenen Ruthen, wodurch jede Drehung der letzteren auf den ersteren unmöglich gemacht wird. Wenn die Welle C den Antrieb empfängt, so wird durch den Keil E die Muffe AB und von dieser durch den Keil F die Welle D in Umdrehung gesetzt. Eine Verbindung der beiden Wellen nach der Richtung ihrer Längen ist hierbei gar nicht vorhanden und auch nicht nöthig, da ein Bestreben der Wellen, sich in ihrer Längsrichtung zu verschieben, meist nicht oder nur in so geringem Grade vorhanden ist, daß die Anläufe der Lagerstellen G diesem Bestreben genügend entgegenwirken. Die zuweilen vorgeschlagenen hafensförmigen Verstärkungen der beiden Wellenenden im Innern der Muffe sind daher unnöthig und, wie schon erwähnt, wegen der damit verbundenen Verschwächung nicht zu empfehlen. Daß man eine solche Kuppelung gern in möglichster Nähe eines Lagers G anordnet, ist ebenfalls schon bemerkt worden.

Die Kuppelungshülse wird durch das zu übertragende Kraftmoment, welches die Wellen zu verwinden strebt, auf Torsion beansprucht, und man könnte die Dimensionen daher etwa mit Rücksicht darauf bestimmen, daß man den Werth $t \frac{W}{e}$ für die Muffe gleich demjenigen für die Welle setzt. Bezeichnet also d den aus den Torsionsformeln ermittelten Wellendurchmesser und D den äußeren Durchmesser der gußeisernen Muffe, so kann man, unter t die äußerste Spannung der schmiedeeisernen Welle und unter t_1 die zulässige Spannung des Gußeisens verstanden,

$$\frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} t_1 = \frac{\pi}{16} d^3 t$$

setzen, oder da

$$t_1 = 2,4, t = 4,8$$

angenommen werden darf, also $t_1 = \frac{1}{2} t$ ist, so folgt:

$$\frac{D^4 - d^4}{D} = 2 d^3$$

oder

$$D^3 - \frac{d}{D} d^3 - 2 d^3 = 0.$$

Setzt man hierin $\frac{D}{d} = v$, so erhält man die Gleichung

$$v^3 - \frac{1}{v} - 2 = 0,$$

woraus $v = 1,39$ sich ergibt. Die Muffe wird aber außerdem durch das

Antreiben der Keile stark auf Auseinanderreißen beansprucht, eine Angriffsweise, die sich jeder Rechnung entzieht, und da die Muffe außerdem durch die Keilmuth verschwächt wird, so pflegt man ersterer größere Wandstärke zu geben, als obige Rechnung ergibt. Man kann die Wandstärke δ der Muffe passend gleich $\frac{1}{3}d + 5$ bis 10 Millimeter, also $D = 1,67d + 10$ bis 20 Millimeter machen. Außerdem pflegt man die Muffe an den Rändern durch die vorstehenden Wulste A und B zu verstärken, um einem Ausbrechen der Ecken beim festen Antreiben der Keile zu begegnen. Die Keile werden auf Abscheeren in Anspruch genommen, und kann die Rechnung mit Rücksicht auf diese Inanspruchnahme derart angestellt werden, daß die Festigkeit der Keile gegen Abscheeren ebenso groß ist, wie die Torsionsfestigkeit. Bezeichnet d den Wellendurchmesser, welcher aus der Festigkeitsformel

$$d = 1,02 \sqrt[3]{Pa}$$

bestimmt sein mag, so hat man

$$Pa = \left(\frac{d}{1,02}\right)^3 = 0,94 d^3,$$

und setzt man für a den Halbmesser $\frac{d}{2}$, so erhält man als die am Umfange der Welle auf Abscheeren des Keils wirkende Kraft

$$P = 1,88 d^2.$$

Man hat daher, wenn man die Länge des Keils $l = d$ und die Breite $b = v d$ setzt, und wenn k die zulässige Schubspannung (4,8 für Schmiedeeisen) bedeutet:

$$P = 1,88 d^2 = l b k = d \cdot v d \cdot 4,8,$$

woraus folgt

$$v = \frac{1,88}{4,8} = 0,392;$$

demgemäß müßte der Keil eine Breite $b = 0,39 d$ erhalten. Dieser Fall, welchem die Voraussetzung zu Grunde liegt, daß die Welle auf ihre Festigkeit berechnet ist, und in ihr eine äußerste Faserspannung $t = 4,8$ Kilogramm vorkommt, ist übrigens der ungünstigste und trifft bei Transmissionswellen, die auf ihre Verdrehung nach der Elasticitätsformel $d = 4,13 \sqrt[4]{Pa}$ berechnet werden, insofern nicht zu, als bei dieser letzteren Voraussetzung die größte Faserspannung in der Welle weit kleiner als t ist, und daher die auf Abscheeren des Keils wirkende Umfangskraft P auch viel niedriger sich stellt. Man pflegt daher die Dimensionen der Keile bei Transmissionswellen nach empirischen Regeln zu bestimmen und macht Redtenbacher hierfür folgende Angaben:

Wandstärke der Kuppelungsmuffe $\delta = \frac{1}{3}d + 5$ Millim.

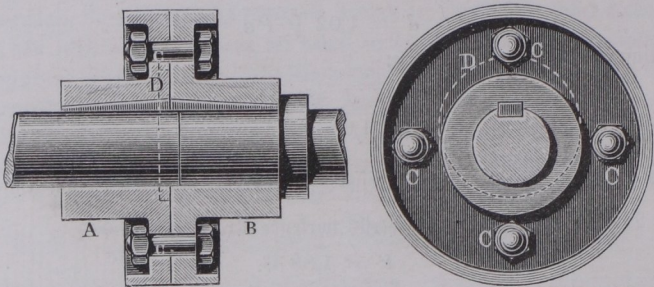
Länge derselben $2d + 30$ Millim.

Breite des Keils $b = 0,9 \delta = 0,3 d + 4,5$ Millim.

Dicke des Keils $\frac{1}{2}b = 0,15d + 2$ Millim.

§. 24. **Zweitheilige Kuppelung.** Die vorstehend beschriebene Muffenkuppelung ist mit dem Uebelstande behaftet, daß das Aufbringen oder allfällige Abnehmen einer Welle nur mit Schwierigkeiten bewirkt werden kann, indem dazu die Verschiebung der Muffe auf der Welle nöthig ist. Diesen Mangel zu beseitigen, construirt man die Kuppelungen vielfach aus zwei Theilen, wie die nachfolgenden Beispiele zeigen. Fig. 63 stellt eine so-

Fig. 63.



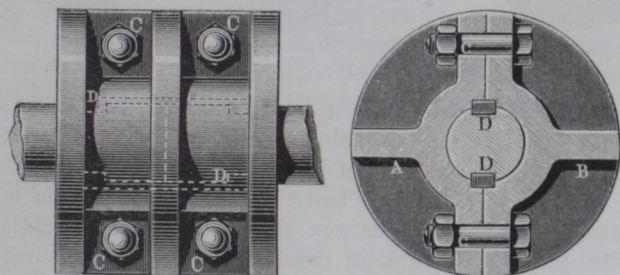
nannte Scheibenkuppelung vor, bei welcher auf die Enden der beiden Wellen die scheibenförmigen Stücke A und B aufgekeilt sind, welche mit ihren eben abgedrehten Stirnflächen sich berühren. Die Uebertragung der Bewegung von einer Welle auf die andere geschieht mittelst der durch die beiden Scheiben gesteckten Schraubenbolzen C, C, welche je nach der Größe der Kuppelung in der Anzahl von 4 bis 8 angebracht sind. Die Köpfe und Müttern dieser Schrauben finden ihren Platz in den ringförmigen Vertiefungen zwischen den Naben und Kränzen der Kuppelungshälften, um auf diese Weise ein zufälliges Hängenbleiben eines Riemens oder sonstigen Gegenstandes und eine daraus folgende Fährlichkeit zu verhüten.

Die Schraubenbolzen haben bei dieser Kuppelung die Uebertragung des Kraftmoments zu vermitteln, und es wird daher bei großen Momenten gut sein, den Abstand a der Schraubenbolzen von der Axe nicht zu klein zu nehmen, um durch einen thunlichst großen Hebelarm a die zu übertragende Kraft P , welche die Schrauben auf Abscheeren in Anspruch nimmt, möglichst herabzuziehen. Um die Schraubenbolzen dieser für dieselben sehr ungünstigen Anstrengung zu überheben, durch welche die Löcher leicht oval gepreßt werden

und die Verbindung an Halt verliert, hat man für sehr kräftige Wellen diese Kuppelung in ausgezeichnete Weise dadurch verbessert, daß man in die Stirnfläche der einen Hälfte *A* eine excentrische Vertiefung *D* nach der gezeichneten Punktirung eindreht und die andere Hälfte mit einem in diese Vertiefung genau passenden, vorstehenden Ansätze versieht. Die Uebertragung des Arbeitsmomentes geschieht jetzt durch jenen Ansatz, und die Schraubenbolzen haben nur die beiden Scheiben an einem zufälligen Auseinandergehen zu verhindern.

Eine in vieler Hinsicht vorzügliche Kuppelung ist die Fig. 64 dargestellte Schalenkuppelung*). Hier wird die Wellenverbindung durch eine gußeiserne

Fig. 64.



Muffe bewirkt, welche nach einer Axenebene in zwei Hälften *A* und *B* getheilt ist, die durch die Schraubenbolzen *C* fest über den Wellen zusammengeschaubt werden. Die beiden in die Nuthen eingelegten Keile *D* bewirken die Uebertragung des Arbeitsmomentes, indem sie zugleich mittelst ihrer hakenförmigen Köpfe eine Entfernung der Wellenenden von einander verhindern, falls hierzu überhaupt eine Tendenz vorhanden sein sollte. Die Bequemlichkeit, mit welcher diese Kuppelung jederzeit auf die Wellen gebracht und von denselben entfernt werden kann, verbunden mit der Möglichkeit einer sehr genauen Ausföhrung sind besondere Vortheile dieser Construction, welche übrigen für die stärksten Wellen sich empfiehlt.

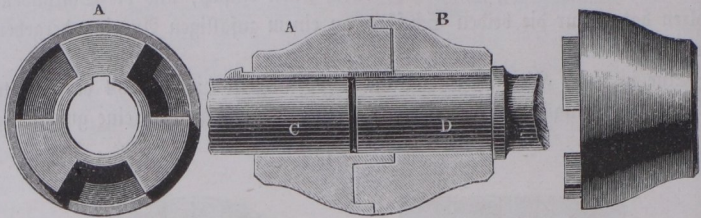
Biegsame Kuppelungen. Die bisher angeführten Kuppelungen gehören sämtlich zu den sogenannten steifen Kuppelungen, und können daher nur angewandt werden, wenn sich mit Sicherheit erwarten läßt, daß die Wellenachsen stets in dieselbe Gerade fallen. Ist letzteres aus dem einen oder anderen Grunde nicht der Fall, so zieht man zur Verminderung der

*) S. die Kuppelung von Kosten. Dingl. Bd. 145, S. 258, Jahrg. 1857.

aus einer festen Verbindung dann hervorgehenden Klemmungen und Pressungen die Anwendung einer biegsamen Kuppelung vor.

Eine beliebte Construction dieser Art ist die Fig. 65 dargestellte nach ihrem Erfinder so benannte Sharp'sche Klauenkuppelung*). Auch hier

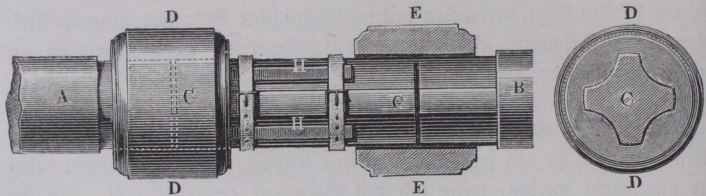
Fig. 65.



besteht die Muffe aus zwei Hälften *A* und *B*, welche auf ihren Stirnflächen in der aus der Figur ersichtlichen Weise derartig mit sectorenförmigen Vorsprüngen resp. Vertiefungen versehen sind, daß dieselben gegenseitig klauenförmig in einander greifen. Da hierbei zwischen den Zähnen ein kleiner Spielraum gelassen ist, so erreicht man auf diese Weise die gewünschte geringe Beweglichkeit derselben gegen einander. Ist *D* hierbei die treibende Welle, so unterstützt man dieselbe unmittelbar neben der Kuppelung durch ein Lager und läßt das Ende der einen etwa der treibenden Welle *D* circa 10 bis 15 Millimeter in die Bohrung der anderen Kuppelungshälfte *A* eintreten, um auf diese Weise dem freien Wellenende *C* eine Unterstützung zu bieten, welche dasselbe zwischen den sectorenförmigen Zähnen wegen des besagten Spielraums nicht in genügender Art finden würde.

Bei Walzwerken vereinigt man die gußeisernen Zapfen zweier in neben-

Fig. 66.

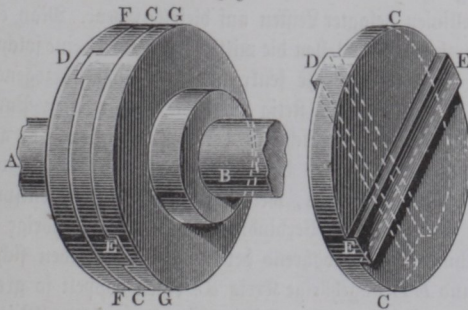


*) Eine Tabelle über die Dimensionen dieser Kuppelung s. Wiebe. Die Lehre von den einfachen Maschinenteilen, S. 303.

einanderstehenden Gerüstständern gelagerten Walzen *A* und *B*, Fig. 66 durch ein Zwischenstück *C*, welches ebenso wie die Ansätze an den Walzenzapfen einen sternförmigen Querschnitt hat und mit den Zapfen durch die beiden übergeschobenen Muffen *D* und *E* verkuppelt wird. Diese sind innerlich nach den Umschlußformen der sternförmig profilirten Zapfenansätze und des Zwischenstückes geformt, welchem letzteren sie jedoch vermöge eines kleinen Spielraums ein geringes Heben oder Senken gestatten, wie es beim Walzwerksbetriebe nothwendig ist. Eine Verschiebung der Muffen verhindert man einfach durch Holzstäbe, welche zwischen den Muffen auf das Zwischenstück gelegt und darauf festgeschnallt oder gebunden werden. Hier kann beiläufig bemerkt werden, daß das Zwischenstück wegen seiner geringeren Stärke die Gefahr eines etwaigen Walzenbruches besonders vermindert, da bei einem übermäßigen Widerstande eher ein Bruch des schwächeren Zwischenstückes eintreten wird, als der Walze. In ähnlicher Art geht man übrigens öfter von dem im Allgemeinen festgehaltenen Princip ab, wonach alle Theile einer Maschine verhältnißmäßig gleiche Bruchsicherheit gewähren sollen, indem man zuweilen leicht ersetzbare kleinere Theile, z. B. Zapfen, verhältnißmäßig schwächer construirt, als andere schwer ersetzbare Theile, wie Balanciers, Lenkerstangen &c., deren Bruch namhafte Schäden und Störungen herbeiführen würde.

Eine besonders große Beweglichkeit besitzt die in Fig. 67 dargestellte Oldham'sche Kuppelung. Bei dieser ist auf dem Ende jeder der beiden

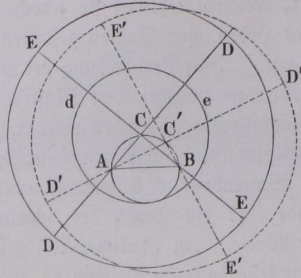
Fig. 67.



zu kuppelnden Wellen *A* und *B* eine ebene kreisförmige Scheibe *FF* und beziehungsweise *GG* festgefesit, und die Verbindung dieser letzteren durch eine dritte, zwischen jenen befindliche Scheibe *CC* bewirkt. Die Scheibe *CC* ist zu dem Ende auf der einen Stirnfläche in diametraler Richtung mit einer hervorstehenden prismatischen Leiste *DD* und auf der anderen Stirnfläche mit einer eben solchen zu *DD* normalen Leiste *EE* versehen. Da diese Leisten von entsprechenden Nuthen der auf den Wellen befestigten Scheiben

F und G aufgenommen werden, so ersieht man, wie bei einer Umdrehung der Welle A mittelst der Leiste DD die Scheibe C mitgenommen wird, welche mittelst der Leiste EE nun ihrerseits wieder die Endscheibe G der anderen Welle B und damit diese selbst in Umdrehung setzt.

Fig. 68.



Diese Kuppelung hat die Eigenthümlichkeit, daß sie die Bewegungsübertragung von der einen Welle auf die andere auch dann noch vermittelt, wenn die Wellen nicht mehr in dieselbe Gerade fallen, vorausgesetzt nur, daß sie parallel sind, und zwar geht auch in diesem Falle die Bewegung beider Wellen stets mit gleicher Geschwindigkeit vor sich, wie sich aus Fig. 68 leicht erkennen läßt. Hierin stellen A und B die Durchschnitte der in zwei parallelen Geraden liegenden Axen mit einer durch die Mitte der Kuppelung gelegten Ebene vor, und es seien DD und EE die Projectionen der Mittellinien besagter Leisten auf dieselbe Ebene. Man ersieht dann, daß bei der Umdrehung der Wellen die mittlere Scheibe C eine solche Bewegung annimmt, daß die beiden in ihr senkrecht zu einander gezogenen Geraden DD und EE gezwungen sind, stetig durch die beiden festen Punkte A resp. B zu gehen, eine Bewegung, welche in der Einleitung (§. 11) ausführlicher besprochen worden ist. Wie aus der Untersuchung an dieser Stelle hervorgeht, sind die beiden Polbahnen, welche dieser Bewegung entsprechen, zwei Kreise, von denen der eine der Verbindungslinie AB zugehörige diese Strecke AB zum Durchmesser hat, während der andere den beiden sich kreuzenden Geraden DD und EE angehörige Kreis de einen doppelt so großen Durchmesser und in dem Schnittpunkte C jener Geraden seinen Mittelpunkt hat. In dem vorliegenden Falle hat man die beiden Axen A und B und also auch deren Verbindungslinie AB als unwandelbar fest anzunehmen und die Bewegung der Kreuzscheibe entspricht daher dem Rollen des größeren Kreises Cde auf dem kleineren Kreise ACB . Bei diesem Abwälzen verbleibt der Schnittpunkt C der beiden Leisten stets auf der kleineren Polbahn oder dem über AB als Durchmesser gezeichneten Kreise. Denkt man sich durch eine kleine Abwälzung des großen Kreises Cde auf dem kleinen

ABC , entsprechend einer kleinen Drehung der Kuppelung, den Kreuzungspunkt C nach C' und also die Geraden CD und CE nach $C'D'$ und $C'E'$ gelangt, so ergibt sich ohne Weiteres aus der Gleichheit der beiden Winkel CAC' und CBC' als Peripheriewinkel auf demselben Bogen, daß die beiden Axen A und B genau um denselben Winkel sich gedreht haben müssen, da sie an der Drehung der Geraden DD nach $D'D'$ resp. EE nach $E'E'$ direct theilnehmen müssen. Wenn die beiden Wellenaxen in dieselbe Gerade fallen, so trifft A in B , die Polbahnen schrumpfen in einen Punkt (den Axenpunkt) zusammen, und die Kreuzscheibe hat keine andere als die mit den beiden Wellen gemeinschaftliche Drehbewegung.

Man kann in dem Falle, wo die beiden parallelen Wellen nicht genau in eine Gerade fallen, die Kuppelung derselben auch dadurch bewirken, daß man nach Fig. 69 auf jedes Wellenende A und B eine Kurbel setzt, deren beide Zapfen durch eine Gelenkschiene CD verbunden werden und nennt diese Verbindung wohl Kniekuppelung. Dieselbe hat nicht mehr die Eigenschaft, daß beide Wellen sich stets mit gleicher Geschwindigkeit drehen, vielmehr wird bei einer gleichmäßigen Umdrehung der treibenden Welle A die getriebene Welle B abwechselnd mit größerer und geringerer Geschwindigkeit bewegt. Dieser zu dem Kurbelgetriebe gehörende Mechanismus soll dort näher besprochen werden.

Giebt man bei der letztgedachten Kuppelung, Fig. 69, den Kurbelzapfen und den umschließenden Lagern der Gelenkschiene eine kugelförmige Gestalt,

Fig. 69.

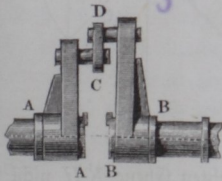
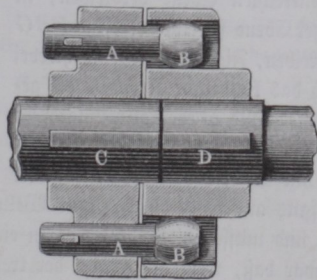


Fig. 70.



so ist die Bewegungsübertragung auch noch möglich, wenn die Wellen nicht genau parallel zu einander gelagert sind, sondern einen kleinen Winkel mit einander bilden. Gleiches gilt auch von der in Fig. 70 abgebildeten Scheibenkuppelung, bei welcher die Kuppelungsbolzen A nur in der einen auf der Welle C befestigten Scheibe festgekeilt sind, während sie andererseits mit ihren birnförmigen Köpfen B nur lose und bis zu gewissem Betrage drehbar in die auf der anderen Welle D befindliche Scheibe eingreifen. Für

größere Richtungsablenkungen der Wellen sind die letztgedachten Mittel, Fig. 69 und Fig. 70, aber nicht anzuwenden, vielmehr wird man sich bei größerer Neigung der Wellen gegen einander des folgenden Mittels bedienen.

§. 26. Das Universalgelenk. Mit diesem Namen oder auch wohl der Benennung Hooke'scher Schlüssel, Hooke'sche Klaue bezeichnet man die durch Fig. 71 dargestellte Verbindung zweier sich in C schneidenden Wellen D und E . Die beiden Axen sind dabei an ihren Enden mit zwei gleich großen Gabeln AA und BB versehen, in deren Augen A, A, B, B die vier

Fig. 71.

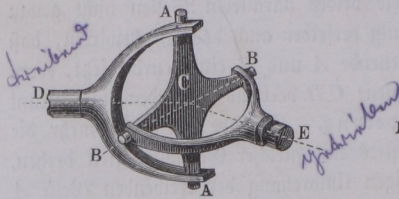
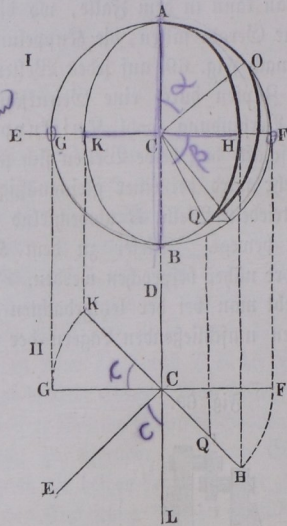


Fig. 72.



Endzapfen eines rechtwinkligen Kreuzes C eintreten. Bei der Umdrehung der treibenden Welle D müssen die Lagermitten AA der fest mit D verbundenen Gabel in einer zur Welle D senkrechten Ebene verbleiben, in welcher Ebene sie einen Kreis $AFBG$ beschreiben, Fig. 72. Wenn hierbei durch das kuppelnde Kreuz C die getriebene Welle E ebenfalls umgedreht wird, so können die Lagermitten BB der mit E fest verbundenen Gabel

ebenfalls aus einer durch C zur Welle E senkrechten Ebene KH nicht heraus, und müssen diese Punkte darin einen anderen Kreis $HBKA$ beschreiben, so zwar daß, wenn die Gabel der treibenden Welle die Stellung BA einnimmt, die Gabel der getriebenen Welle in KH steht. Hat sich die treibende Welle um 90° gedreht, ist also ihre Gabel nach GF gelangt, so steht die Gabel der getriebenen Welle in AB , u. s. w., indem die Winkel ACH , FCB , BCK und GCA gleich dem Rechtwinkel sind, unter welchem die Axen des Kreuzes sich schneiden. Diese beiden Kreise sind, wie leicht ersichtlich, größte Kreise einer Kugelfläche, deren Mittelpunkt im Schnittpunkte C der beiden Axen liegt, und deren Durchmesser mit der Weite $AA = BB$ der beiden Gabeln übereinstimmt. Der Winkel KCG , welchen diese Ebenen

mit einander bilden, ist gleich dem Winkel $ECL = c$ der Axen gegen einander. Das die Gabeln verbindende Kreuz $ABAB$, Fig. 71, welches mit den Zapfen AA der Gabel D und mit den Zapfen BB der Gabel E folgen muß, macht daher eine Bewegung, vermöge deren die Zapfenaxe AA in der Ebene $AFBG$ und die zu AA normale Gerade BB in der Ebene $HBKA$ zu verbleiben gezwungen ist. Offenbar ist dies dieselbe Bewegung, von welcher in der Einleitung §. 24 specieller gehandelt worden ist, und können daher die dort entwickelten Formeln direct hier Anwendung finden. Bezeichnet man, wie dort, den Winkel ACO mit α , um welchen die Gerade CA in ihrer Bewegungsebene zu einer bestimmten Zeit von ihrer Anfangslage CA aus sich gedreht hat, und zählt man den Winkel $\beta = HCQ$, um welchen zu derselben Zeit die Gerade CB des Kreuzes in ihrer Ebene gedreht worden ist, von der Anfangslage HC aus, so hat man wieder, wie früher, aus dem sphärischen Dreiecke $CAOQ$:

$$\cos O C Q = \cos A C O \cos A C Q + \sin A C O \sin A C Q \cos O (A C) Q$$

oder:

$$\cos 90^\circ = 0 = \cos \alpha \cos(90^\circ + \beta) + \sin \alpha \sin(90^\circ + \beta) \cos c,$$

woraus nach einiger Umformung folgt:

$$\cos c = \frac{\tan \beta}{\tan \alpha}.$$

Es stehen daher nicht die Wege β und α der Zapfenmitten des Kreuzes, sondern die trigonometrischen Tangenten ihrer Drehungswinkel in einem constanten Verhältnisse, das durch den Cosinus der Axenablenkung gegeben ist. Da $\cos c$ immer ein echter Bruch ist, so muß auch immer $\tan \beta < \tan \alpha$ sein, d. h. es muß im ersten und dritten Quadranten $\beta < \alpha$, dagegen im zweiten und vierten Quadranten $\beta > \alpha$ ausfallen.

Demgemäß ist auch die Geschwindigkeit der beiden Axen nicht übereinstimmend, und wenn die treibende Welle D mit gleichförmiger Geschwindigkeit sich dreht, so wird die Welle E mit abwechselnd größerer und kleinerer Geschwindigkeit getrieben. Es ist auch bereits in §. 24 der Einleitung der Werth für das Verhältniß der Winkelgeschwindigkeiten ermittelt, und denselbst der Ausdruck:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{(1 + \tan^2 \alpha) \cdot \cos c}{1 + \tan^2 \alpha \cdot \cos^2 c} = \frac{\cos c}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 c}$$

gefunden worden, worin ω_1 die Winkelgeschwindigkeit der treibenden Welle D und ω_2 diejenige der getriebenen Welle E bedeutet.

Dieses Verhältniß erreicht seinen größten Werth für

$$\sin \alpha = \pm 1,$$

d. h. für

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \text{ und } \frac{3\pi}{2},$$

wenn die treibende Gabel in GF und die getriebene in AB , das Kreuz daher in der zur treibenden Welle D senkrechten Ebene $AFBG$ gelegen ist. Für diese Stellung ist

$$\max \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos c}{1 - \sin^2 c} = \frac{1}{\cos c}.$$

Der kleinste Werth von $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ ergibt sich für $\sin \alpha = 0$, oder für

$$\alpha = 0 \text{ und } \pi$$

zu

$$\min \frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos c,$$

und entspricht derselbe einer Lage der treibenden Gabel in AB und einer solchen der getriebenen in HK , d. h. wenn die Ebene des Kreuzes normal zur getriebenen Welle E steht.

Die beiden Geschwindigkeiten ω_1 und ω_2 endlich sind gleich groß für

$$(1 + \tan^2 \alpha) \cos c = 1 + \tan^2 \alpha \cos^2 c,$$

woraus

$$\tan^2 \alpha \cos c (1 - \cos c) = 1 - \cos c$$

oder

$$\tan \alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos c}}$$

und also

$$\tan \beta = \sqrt{\cos c}$$

folgt.

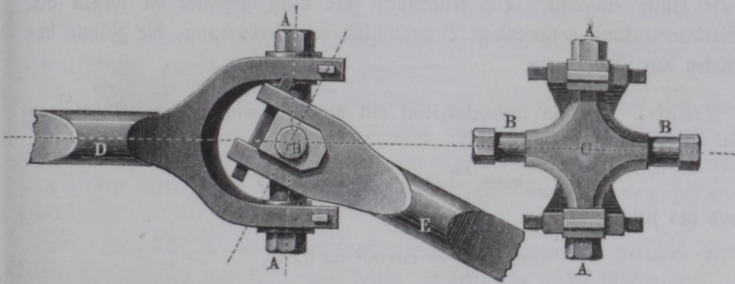
Es schwankt sonach das Geschwindigkeitsverhältniß zwischen den beiden äußersten Werthen $\frac{1}{\cos c}$ und $\cos c$ und zwar wird bei gleichförmiger Geschwindigkeit ω_1 der treibenden Welle die getriebene Gabel bei jeder Umdrehung zweimal in ihren Stellungen in AB eine größte Winkelgeschwindigkeit $\frac{\omega_1}{\cos c}$ und zweimal eine kleinste Geschwindigkeit $\omega_1 \cos c$ annehmen, letzteres sobald die getriebene Gabel die Gerade HK passiert. Zwischen diesen Grenzstellungen der Gabeln findet abwechselnd eine Beschleunigung resp. Verzögerung der getriebenen Welle statt.

Diese Eigenthümlichkeit in der Bewegung der getriebenen Welle ist um so beträchtlicher, je größer der Neigungswinkel c der beiden Wellen ist und verschwindet mit diesem. Daher wendet man das Universalgelenk meist nur für geringe Ablenkungen an (c höchstens 30 Grad), weil sonst die Ungleichförmigkeiten und daraus entspringenden Reibungen, Stöße und sonstigen Nachteile zu groß werden würden. Besonders findet das Universalgelenk Anwendung beim Betriebe landwirtschaftlicher Maschinen, bei denen man auf eine so genaue Montirung der bald hier bald dort aufzustellenden transportablen

Maschinen (z. B. Dreschmaschinen) nicht rechnen kann, wie sie für eine Anwendung steifer Kuppelungen erforderlich ist. Ferner hat man neuerdings den Hooke'schen Schlüssel, natürlich in entsprechend kräftiger Ausführung, bei Panzerschiffen zur Kuppelung der Schiffsschraubenwelle mit derjenigen der Dampfmaschine verwendet, damit man der Schraube nach Erfordern eine geneigte Lage gegen die Längsaxe des Schiffes ertheilen kann, um hierdurch die Wirkung des Steuerers und ein schnelles Wenden des Schiffes zu erreichen.

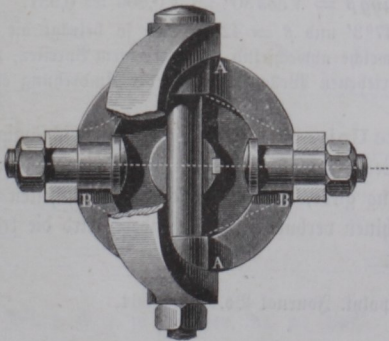
Die specielle Einrichtung des Universalgelenkes ist aus den beiden Ansichten, Fig. 73, zu entnehmen, wo *C* das geschmiedete Kreuz ist, und die

Fig. 73.



gleichfalls schmiedeeisernen Gabelzinken für die Zapfen *A* und *B* mit besonderen, zum Nachstellen eingerichteten Lagerfutteren (s. unten) versehen sind. Bei geringeren Kräften, wie sie bei landwirthschaftlichen Maschinen vorkommen, pflegt man auch wohl der billigeren Herstellung wegen gußeiserne Gabeln auf den Wellen *D* und *E* durch Keile zu befestigen und ein ebenfalls gegossenes Kreuz anzuwenden, in welches besondere schmiedeeiserne Zapfen gesteckt sind. Anstatt des Kreuzes, welches die beiden Gabeln verbindet, wendet man auch vielfach einen schmiedeeisernen Ring, Fig. 74, an, welcher

Fig. 74.



die Lager A, A, B, B zur Aufnahme der Bügelaxen trägt, und bildet man dabei in der Regel die eine Bügelaxe AA aus einem durchgehenden Bolzen, die andere aus zwei kürzeren Bolzen B, B , kann jedoch auch beide Axen in letztgedachter Weise aus je zwei kurzen Scharnierbolzen bestehen lassen. Diese Ringform wird besonders dann anstatt des Kreuzes gewählt, wenn man, wie bei den folgenden Constructionen der Fall ist, in einer Ebene mehrere Zapfensysteme anzubringen hat.

Bei dem von Taylor*) angegebenen Universalgelenk trägt die eine Welle an ihrem Ende eine cylindrische Hülse, in deren Innerm vier axiale Einschnitte oder Cannelirungen angebracht sind, während das andere Wellenende mit einer kugelförmigen mit vier entsprechenden Zähnen versehenen Nuß in diese Hülse eingreift. Die Kugelform der Nuß gestattet die wegen der Wellenablenkung nothwendige Beweglichkeit der Verbindung, die Zähne bewirken das Mitnehmen.

Beispiel. Für ein Universalgelenk mit dem Axenwinkel $c = 30^\circ$ hat man das größte Umsehungsverhältniß:

$$\max \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos 30^\circ} = 1,155$$

und das kleinste:

$$\min \frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos 30^\circ = 0,866,$$

daher ist das Verhältniß zwischen beiden

$$\left(\frac{1}{\cos 30^\circ} \right)^2 = \frac{4}{3}.$$

Wenn daher die treibende Welle mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit ω_1 umläuft, so variiert die Geschwindigkeit ω_2 der getriebenen zwischen $1,155 \omega_1$ und $0,866 \omega_1$ und es ist der sogenannte Ungleichförmigkeitsgrad gleich $1,155 - 0,866 = 0,289$.

Die Wellen haben einerlei Umdrehungsgeschwindigkeit für

$$\tan \alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos 30^\circ}} = \sqrt{1,155} = 1,074,$$

$$\tan \beta = \sqrt{\cos 30^\circ} = \sqrt{0,866} = 0,931.$$

Da hierfür $\alpha = 47^\circ 3'$ und $\beta = 42^\circ 57'$ ist, so beträgt die größte Abweichung $\alpha - \beta = 4^\circ 6'$, welche abwechselnd zweimal einem Voreilen, zweimal einem Zurückbleiben der getriebenen Welle während jeder Umdrehung entspricht.

§. 27. Das doppelte Universalgelenk. Die Ungleichförmigkeit der Bewegung der getriebenen Welle, zu welcher nach dem Obigen das einfache Universalgelenk Veranlassung giebt, ist mit mancherlei Nachtheilen für den Gang der betriebenen Maschinen verbunden, insbesondere wird die treibende Welle sehr

*) Dingler's polyt. Journal Bd. 173, 1864.

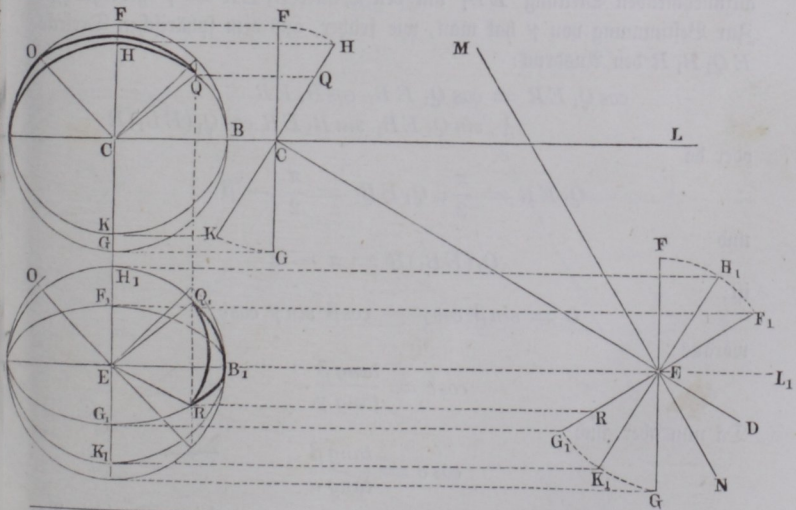
verschiedene Widerstände zu überwinden haben, da bei der Beschleunigung der getriebenen Welle nicht nur die Arbeit der an dieser hängenden Maschinen mit größerer Geschwindigkeit zu überwinden, sondern auch zur Beschleunigung der Massen eine bestimmte mechanische Arbeit aufzuwenden ist, welche in der darauf folgenden Periode der Verzögerung als lebendige Kraft zur Ueberwindung des Arbeitswiderstandes beiträgt, also die treibende Welle jetzt noch mehr entlastet, oder den Unterschied der Arbeitsmomente noch mehr hervorhebt. In Folge davon stellt sich in dem ganzen Systeme eine unregelmäßige rüttelnde Gangart und in deren Folge viel Reibung und Verschleiß ein. Man hat sich daher in neuerer Zeit vielfach bemüht, Universalgelenke zu construiren, welche mit diesem Uebelstande der Veränderung der Winkelgeschwindigkeit nicht behaftet sind, insbesondere hat eine von dem Vereine zur Beförderung des Gewerbflusses in Preußen zu dem Ende gestellte Preisaufgabe zu mehreren Constructions Veranlassung gegeben*).

Das einfachste Mittel, bei Anwendung des Universalgelenkes die Bewegungsübertragung gleichförmig zu machen, besteht darin, durch Anwendung eines zweiten Universalgelenkes die von dem ersten hervorgerufenen Ungleichförmigkeiten aufzuheben, wovon die Möglichkeit aus dem Folgenden sich ergeben wird.

Sei, Fig. 75, C der Mittelpunkt eines Universalgelenkes zwischen den beiden Wellen CA und CE, von denen die treibende in die Richtung CA

Fig. 75.

I II



*) Verh. d. B. z. Bef. d. Gew. in Preußen, Bd. 44, 1865.

fallen möge. Für die hierdurch von AC auf CE übertragene Bewegung gilt das im vorigen Paragraphen Gesagte. Der Gabelbolzen der treibenden Welle bewegt sich in der Ebene $AFBG$, während der Gabelbolzen der getriebenen Welle CE sich in der Ebene $HQBKA$ umdreht und zwar so, daß einer Drehung der treibenden Welle um den Winkel $ACO = \alpha$ eine Drehung der getriebenen Welle CE um einen Winkel $HCQ = \beta$ entspricht, für welchen man hat

$$\underline{\tan \beta = \cos c \tan \alpha}, \quad \textcircled{a}$$

unter c wieder den Winkel $LCE = FCH$ der beiden Wellen verstanden. Es möge jetzt in einem beliebigen Punkte E der getriebenen Welle CE an diese eine dritte Welle EN sich anschließen, welche gegen diejenige CE unter einem Winkel $DEN = c$ geneigt ist, der mit der Ablenkung der ersten und zweiten Welle AC und CE gleiche Größe hat, und soll zuvörderst angenommen werden, daß die drei Wellen in einer Ebene (derjenigen der Zeichnung) liegen. In E sollen die beiden Wellen ebenfalls durch ein Universalgelenk verbunden werden, so zwar, daß die auf CE in E sitzende Gabel parallel zu der in C auf derselben Welle angebrachten stehen soll. Die Gabel in E , welche sich in der Ebene $H_1 B_1 K_1 A_1$ dreht, hat also in dem betrachteten Augenblicke, wo die Gabel in C die Stellung CQ einnimmt, eine hiermit parallele Lage EQ_1 , während der auf der Welle EN angebrachte Gabelbolzen, welcher sich in der Ebene $A_1 F_1 B_1 G_1$ bewegt, die Stellung ER angenommen hat, indem er sich aus der als Ausgangslage anzunehmenden Stellung EB_1 um den Winkel $B_1 ER = \gamma$ gedreht hat. Zur Bestimmung von γ hat man, wie früher, aus dem sphärischen Dreieck $E Q_1 B_1 R$ den Ausdruck:

$$\begin{aligned} \cos Q_1 ER &= \cos Q_1 EB_1 \cos B_1 ER \\ &+ \sin Q_1 EB_1 \sin B_1 ER \cos Q_1 (EB_1) R \end{aligned}$$

oder da

$$Q_1 ER = \frac{\pi}{2}; \quad Q_1 EB_1 = \frac{\pi}{2} - \beta$$

und

$$Q_1 (EB_1) R = \pi - c$$

ist:

$$0 = \sin \beta \cos \gamma - \cos \beta \sin \gamma \cos c,$$

woraus

$$\cos c = \frac{\tan \beta}{\tan \gamma}.$$

Da nun aber auch

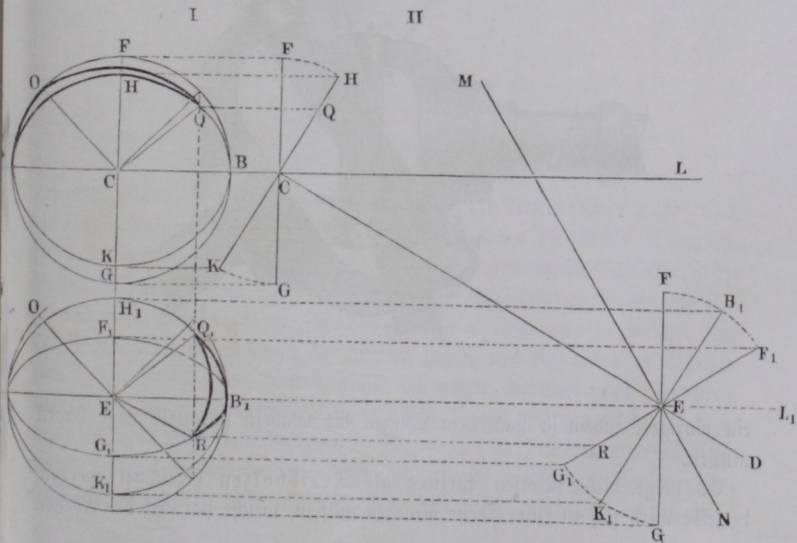
$$\cos c = \frac{\tan \beta}{\tan \alpha}$$

gefunden war, so muß $\tan \gamma = \tan \alpha$, also $\gamma = \alpha$ sein. Da diese Be-

ziehung ganz allgemein für jeden Werth von α gilt, indem α ohne Beschränkung ganz beliebig angenommen werden konnte, so erkennt man, daß der Winkel γ , um welchen die dritte Ase sich gedreht hat, in jedem Augenblicke gleich dem Drehungswinkel α der ersten Welle sein muß. Bewegt sich daher die treibende Welle AC mit gleichförmiger Geschwindigkeit, so gilt dies auch von der dritten Welle, während die zwischenliegende Welle CE dieselbe Ungleichförmigkeit der Bewegung beibehält, welche mit einem einfachen Universalgelenk bei dem Ablenkungswinkel c verbunden ist.

Um daher durch die gleichförmige Bewegung der treibenden Welle eine ebenfalls gleichförmige Bewegung der getriebenen Welle zu erreichen, hat man, wie aus den Voraussetzungen obiger Rechnung sich ergibt, nicht nur die Ablenkungswinkel dieser beiden Axen gegen die mittlere Ase von gleicher Größe zu machen, sondern die beiden Universalgelenke müssen auch eine übereinstimmende Lage gegen die Wellen haben. Die übereinstimmende Lage ist hier so zu verstehen, daß, wenn die Gabel der Zwischenwelle des einen Gelenks C z. B. in die Ebene ACE der beiden in C zusammenstoßenden Axen AC und CE hineinfällt, auch die Gabel der Zwischenwelle in E in die Ebene CEN der in E zusammentreffenden Wellen zu liegen kommt, oder daß die beiden Gabeln der Zwischenwelle in C und E gleichzeitig auf den gedachten Ebenen der zusammenstoßenden Wellen senkrecht stehen, überhaupt gleiche Winkel mit diesen Ebenen bilden.

Dieses letztere Erforderniß und dasjenige gleicher Ablenkungswinkel in C und E bedingen übrigens noch keineswegs, daß alle drei Wellen, wie in Fig. 76, Fig. 76.

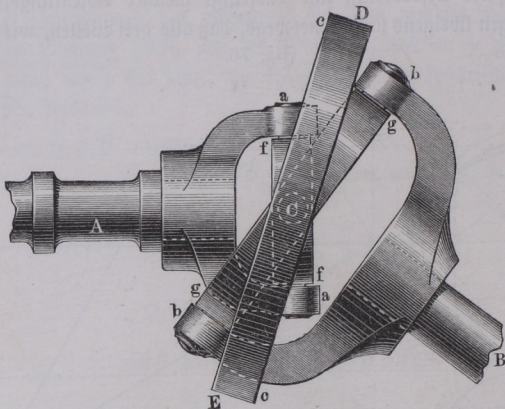


angenommen worden, in einer und derselben Ebene liegen müssen. Denkt man sich nämlich um die mittlere Welle CE zwei Kegelmäntel mit den Spitzen in C und E dadurch beschrieben, daß man die Richtungslinien AC und EN der treibenden und getriebenen Wellen unter Einhaltung des constanten Ablenkungswinkels e um CE herum bewegt, so können die beiden Wellen AC und EN in zwei beliebige Seiten dieser Kegelflächen gelegt gedacht werden, und man wird eine gleichförmige Bewegungsübertragung zwischen diesen nun windschief zu einander stehenden Wellen erreichen, vorausgesetzt nur, daß die Universalgelenke in dem oben näher erläuterten Sinne übereinstimmend auf den Wellen angebracht werden.

§. 28. **Universalgelenke für gleichförmige Bewegungsübertragung.** Die hier ermittelte Eigenschaft des doppelten Universalgelenks liegt auch mehreren der oben gedachten Constructionen zu Grunde, welche zu dem Zwecke angegeben sind, die Bewegung ohne Aenderung der Geschwindigkeit zu übertragen, wie sich aus Folgendem ergibt.

Da die Länge der Zwischenwelle CE , Fig. 76, ganz ohne Einfluß auf die Bewegungsübertragung ist, so kann man diese Länge auch beliebig und sogar soweit verkürzen, daß die beiden Gabeln dieser Welle in C und E in eine und dieselbe Ebene fallen. Aus den beiden Gabelbolzen wird daher

Fig. 77.

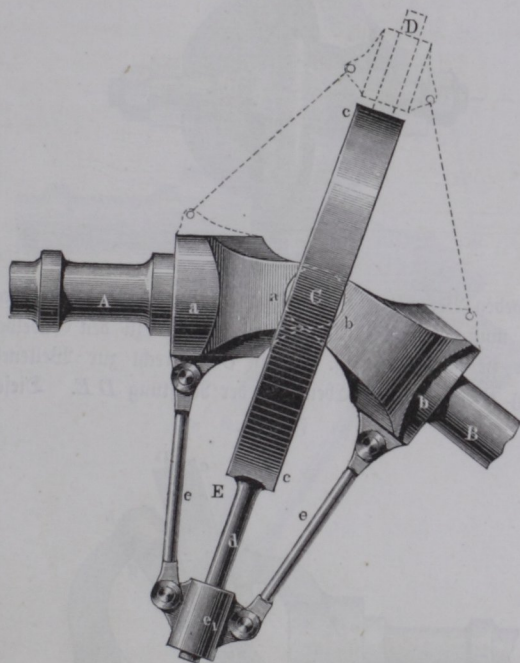


ein einziges, indem ja nach dem Obigen die Gabeln parallele Lage haben müssen.

Es möge dieser Bolzen kurzweg als Treibbolzen bezeichnet werden, derselbe wird sich in einer Ebene bewegen müssen, welche parallel den Ebenen

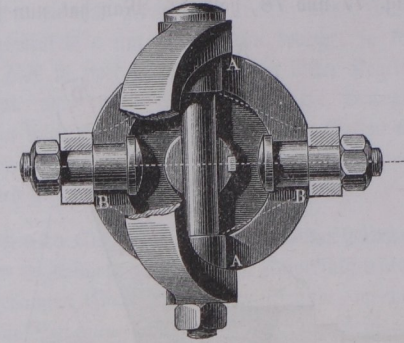
HK und $H_1 K_1$ ist, also gleiche Winkel $\frac{\pi}{2} - c$ mit der treibenden Welle und der getriebenen Welle bildet, d. h. den Winkel ACB der beiden Wellen AC und BC , Fig. 77 und 78, halbirt. Man hat nun jede der Wellen

Fig. 78.



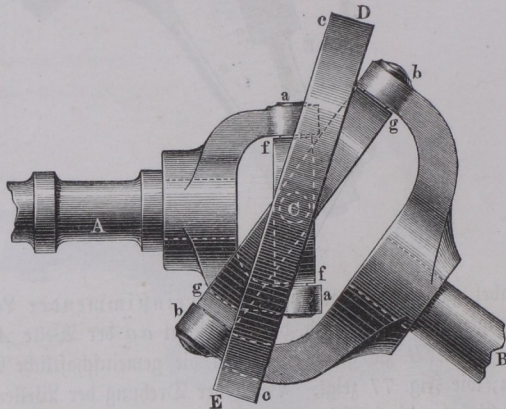
mit einer Gabel zu versehen, welche in übereinstimmender Lage, d. h. nach dem Vorigen so befestigt sind, daß die Gabel aa der Welle A und diejenige bb der Welle B zu gleicher Zeit in die gemeinschaftliche Ebene der Wellen fallen, wie Fig. 77 zeigt. Bei einer Drehung der Wellen um 90° nehmen diese Gabeln die in Fig. 78 gezeichnete Lage an, in welcher ihre Bolzen senkrecht zu der Ebene der Wellen stehen, und sich daher in C projectiren. Die Gabeln sind hierbei nicht mit langen durchgehenden Queragen, sondern mit kurzen Scharnierbolzen in ihren Augen versehen, höchstens kann die eine Gabel analog der Anordnung in Fig. 79 (a. f. S.) mit einer quer hindurchgehenden Aye versehen werden. Diese Gabeln aa und bb müssen nun jede durch ein Kreuz in entsprechender Art mit dem Treibbolzen vereinigt

werden, in welchen die beiden auf der Zwischenwelle *CE* in Fig. 76 angebrachten Gabeln zusammengeschrumpft sind. Dieser Treibbolzen, welcher
Fig. 79.



nach dem soeben Bemerkten in der Halbiringsebene *DE* des Axenwinkels sich bewegen muß, steht natürlich immer senkrecht zu den Gabelbolzen *aa* und *bb*, er ist daher in Fig. 80, in *C* senkrecht zur Wellenebene und liegt in Fig. 81, in dieser Ebene in der Richtung *DE*. Dieser Treib-

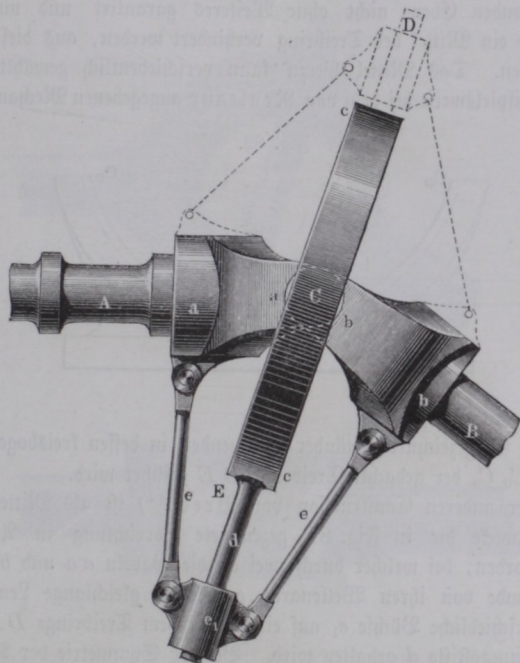
Fig. 80.



bolzen braucht auch nicht als durchgehende Quereye construirt zu werden, sondern ist durch zwei kurze Scharnierbolzen gebildet, die bei *cc*, Fig. 81, liegen und durch einen schmiedeeisernen Ring *DE* verbunden sind. Mit diesen beiden kurzen Scharnierbolzen, welche in Fig. 80 sich in *cc* projiciren, sind die Kreuze der Gabeln *aa* und *bb* drehbar zu verbinden, und man

erkennt aus Fig. 80, wie diese Kreuze nach Analogie der Fig. 79 die Form von Ringen erhalten haben, welche in Fig. 80 mit *ff* und *gg* bezeichnet sind.

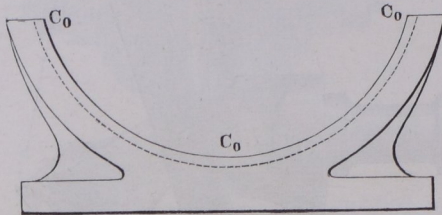
Fig. 81.



Eine Vergleichung der so erhaltenen Construction mit Fig. 76 zeigt, daß alle daselbst vorhandenen Organe der beiden Universalgelenke hier ebenfalls vorkommen, und zwar sind *aa* und *bb* die Gabeln der treibenden und getriebenen Welle, *ff* und *gg* die zugehörigen Kreuze in Ringform, während der Ring *DE* oder der Treibbolzen den beiden Gabeln entspricht, welche in Fig. 76 getrennt auf der Zwischenwelle in *C* und *E* angebracht waren, denn dieser Treibbolzen oder Ring *DE* gestattet den beiden Ringen *ff* und *gg* dieselbe Drehbarkeit, welche die beiden Gabeln der Zwischenwelle *CE* in Fig. 76 ihren Kreuzen erlauben. Es wird daher hier wie dort eine Uebertragung der Bewegung ohne Geschwindigkeitsänderung stattfinden müssen, unter der stillschweigenden Voraussetzung, daß der Ring oder Treibbolzen wirklich immer in der Halbirungsebene des Axenwinkels verharre. Während in Fig. 76 die Zwischenwelle und ihre Gabeln diese entsprechende

Lage ganz von selbst haben, weil die Lage dieser Aze durch die beiden Punkte C und E unverrückbar festgestellt ist, so ist hier bei dem Zusammenfallen dieser Punkte in C , Fig. 80 eine solche Lage des Treibringes DE in der winkelhälbirenden Ebene nicht ohne Weiteres garantirt und muß daher durch irgend ein Mittel der Treibring verhindert werden, aus dieser Ebene herauszutreten. Das Mittel hierzu kann verschiedentlich gewählt werden, und es ist beispielsweise bei dem von Reuleaux angegebenen Mechanismus *)

Fig. 82.



der in Fig. 82 gezeichnete Ständer angewendet, in dessen freibogenförmiger Rinne $C_0 C_0 C_0$ der gedachte Treibring DE geführt wird.

Bei einer anderen Construction von Bredt**) ist als Mittel zu dem besagten Zwecke die in Fig. 81 gezeichnete Vorrichtung in Anwendung gebracht worden, bei welcher durch zwei an die Gabeln aa und bb in gleichem Abstände von ihren Wellenaxen angelenkte gleichlange Lenkerstangen ee eine verschiebliche Büchse e_1 auf einem mit dem Treibringe DE verbundenen Führungsstifte d gehalten wird. Bei der Symmetrie der Anordnung $ae_1 eb$, welche natürlich an der Rotation Theil nimmt, ist dem Treibringe ein Herausstreten aus der Halbiringsebene der Axen, wie leicht zu erkennen ist, nicht gestattet.

Das von Bles***) angegebene Universalgelenk hat eine etwas andere Einrichtung, ist aber gleichfalls so construirt, daß die beiden Wellenenden mit Gabeln versehen und letztere durch einen Treibbolzen so verbunden werden, daß dieser Treibbolzen stets in der Ebene verbleiben muß, welche den Axenwinkel der beiden Wellen halbirt. Mit Hülfe der Fig. 83 kann man hiervon leicht eine Vorstellung gewinnen. Die beiden Wellen A und B sind an den Enden mit ringförmigen Köpfen D resp. E versehen, welche den Durchschnittspunkt der Wellen C zu ihrem Mittelpunkte haben. Diese

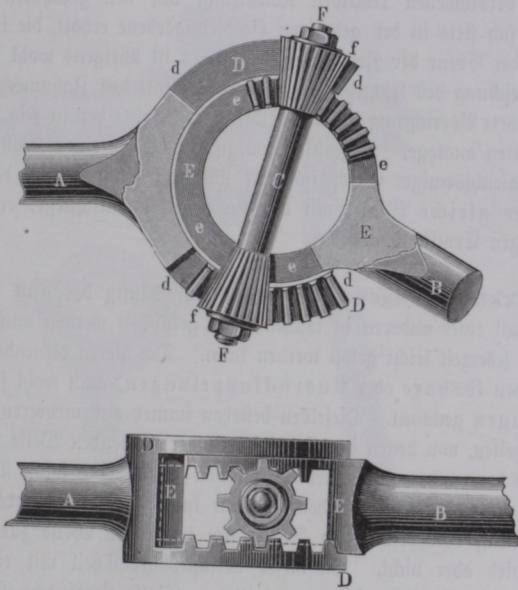
*) Verhdlg. d. Ber. z. Bef. d. Gewerbfl. Jahrg. 44, 1865.

**) Civil-Ingenieur Bd. 11, 1865.

***) Verhandel. d. V. z. Bef. d. Gewerbfl. Bd. 44, 1865.

Ringe, von denen übrigens der äußere *D* aus leicht ersichtlichen Gründen nicht ringsum geschlossen sein darf, sind mit einander durch einen Bolzen

Fig. 83.



FCF verbunden, dessen Axe den Winkel *ACB* halbirt. Nach den obigen Ermittlungen erhält man offenbar eine gleichförmige Uebertragung der Bewegung, wenn man dafür sorgt, daß der Treibbolzen *FF* bei der Drehung der Wellen stets in der Ebene verbleibt, welche den Winkel der Wellen *ACB* halbirt, welche also in *FF* auf der Ebene der Zeichnung senkrecht steht. Um dies zu erreichen, müssen zunächst die Ringköpfe *D* und *E* nicht mit einfachen runden Löchern für den Treibbolzen, sondern mit längeren Schlitzen, *dd* in *D* und *ee* in *E* versehen sein, um die entsprechende relative Verschiebung gegen den Treibbolzen zu ermöglichen. Die stete Erhaltung des Bolzens in der besagten Winkelhalbirungsebene ist nun hier dadurch erreicht worden, daß auf den Bolzen *FF* die kleinen conischen Räder *ff* gesteckt sind, deren Spitze in *C* liegt, und daß die Ringe im Innern der besagten Schlitze mit einigen in diese Rädchen greifenden Zähnen versehen sind. Da der Angriffspunkt, in welchem ein solches Rad von den Zähnen des inneren Ringes *E* ergriffen wird, demjenigen diametral gegenüberliegt, in welchem dieses Rad von dem äußeren Ringe *D* gedreht wird so muß

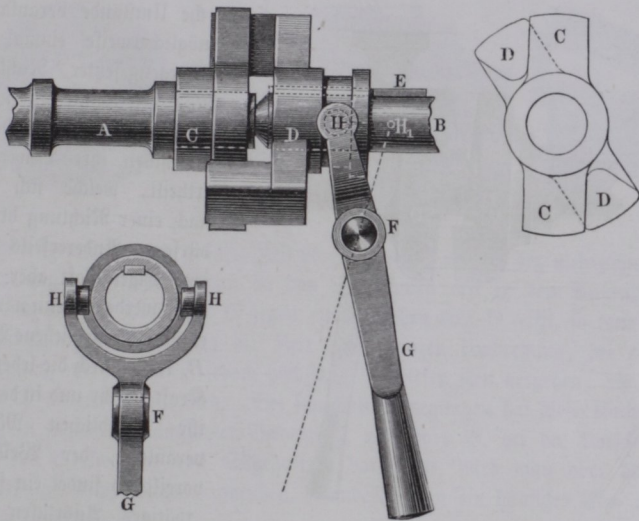
bei einer Drehung der Wellen, bei welcher die Ringe sich gegen einander um die in C senkrecht Gerade umdrehen, auch eine derartige Umdrehung des Treibbolzens FF um seine eigene Ase eintreten, daß letzterer vermöge der hiermit verbundenen relativen Abwälzung auf den gezahnten Theilen der Schlitze sich stets in der gedachten Halbirungsebene erhält, die in FCF normal auf der Ebene der Zeichnung steht. Es ist übrigens wohl klar, daß man zu Erreichung des letztgedachten Zweckes anstatt des Zahnmechanismus auch eine andere Vorrichtung anwenden kann, z. B. eine der in Fig. 81 oder 82 dargestellten analoge. Daß die Bewegung von der einen Welle auf die andere mit gleichförmiger Geschwindigkeit übertragen wird, wenn der Treibbolzen immer gleiche Winkel mit den beiden Axen einschließt, ergibt sich aus den obigen Ermittlungen.

§. 29. **Ausrückkuppelungen.** Es kommt sehr häufig der Fall vor, daß eine Welle mit einer anderen in solcher Weise gekuppelt werden muß, daß die Verbindung jederzeit leicht gelöst werden kann. Die hierzu dienenden Kuppelungen werden lösbare oder Ausrückkuppelungen, auch wohl schlechtweg Ausrückungen genannt. Dieselben bestehen immer aus mehreren, meistens aus zwei Theilen, von denen der eine fest mit der treibenden Welle verbunden ist, während dem anderen auf der getriebenen Welle eine solche Bewegung, in der Regel Verschiebung, ertheilt werden kann, daß er dadurch je nach seiner Stellung von dem festen Theile der treibenden Welle zur Rotation veranlaßt wird oder nicht. Da dieser verschiebbare Theil mit einer Nuth auf der mit einer Feder versehenen getriebenen Welle angebracht ist, so wird letztere genöthigt, einer eventuellen Umdrehung des verschieblichen Kuppelungstheils zu folgen.

Eine der einfachsten Ausrückungen ist die Fig. 84 dargestellte Mitnehmerkuppelung. Die treibende Welle A , welche möglichst dicht vor der Kuppelung durch ein Lager zu unterstützen ist, trägt auf ihrem Ende oder Kopfe einen fest aufgekeilten Querarm C , gegen dessen Enden sich die Schenkel einer Gabel D legen, welche sich auf der getriebenen Welle B in axialer Richtung etwas verschieben läßt, damit man nach Erfordern die Gabel D der Einwirkung des Querarms C aussetzen oder entziehen kann. Vermittelst der Feder E der Welle, auf welcher die Nabe D mit passender Nuth sich führt, wird hier wie bei allen derartigen Kuppelungen die Welle B von der Gabel mit herunngenommen. Die Verschiebung der Gabel auf der Welle B behufs Ein- und Ausrückens der letzteren geschieht durch einen Handhebel G , welcher, an einem Ende die Nabe D gabelsförmig umfassend, mit zwei Stiften H in eine rings in D eingedrehte Nuth eingreift, so daß eine Drehung des Hebels um F aus der Lage HF in H_1F eine Verschiebung der Nabe D veranlaßt, ohne daß deren Umdrehung ein Hinderniß im Wege

steht. Die Anwendung einer solchen Ausrückgabel, die mit zwei Stiften in eine Nuth eingreift, ist bei allen Ausrückkuppelungen gebräuchlich. Bei

Fig. 84.



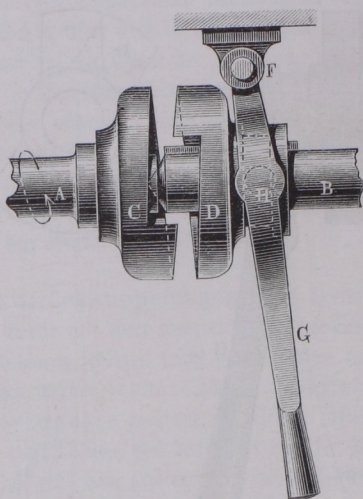
starken Kuppelungen für große Kräfte ist es immer gerathen, auch die getriebene Welle *B* unmittelbar neben der Kuppelung durch ein zweites Lager zu stützen, doch pflegt man bei geringeren Kräften sich wohl auch damit zu begnügen, das Ende der getriebenen Welle, wie die Figur andeutet, conisch abzdrehen, und die dadurch gebildete Spitze (Körner) in eine passende conische Vertiefung der treibenden Welle eintreten zu lassen.

Sehr gebräuchlich sind auch die Zahnkuppelungen, Fig. 85 und 86, bei welchen die Kuppelungstheile die Form von Scheiben *C* und *D* erhalten haben, welche auf ihren einander zugekehrten Flächen je mit einem (Fig. 85) oder mehreren (Fig. 86) schraubenförmigen Zähnen versehen sind, die gegen einander passen und als Mitnehmer dienen. Die Verschiebung mit Hilfe der Ausrücknuth und einer Gabel geschieht hier wie in Fig. 84, nur hat bei der Kuppelung Fig. 85 die Ausrückgabel wegen ihrer Anordnung als einarmiger Hebel eine unwesentlich abweichende Form erhalten.

Aus der schrägen Form der Zähne dieser Kuppelungen erkennt man sogleich, daß die Bewegungsübertragung von der Welle *A* auf *B* nur in derjenigen Umdrehungsrichtung möglich ist, wie sie durch den Pfeil angedeutet ist,

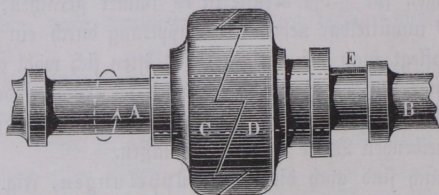
denn eine entgegengesetzte Umdrehung von *A* würde ein sofortiges Aussetzen der Kuppelung herbeiführen. Dieser Zustand ist zuweilen erwünscht, dann

Fig. 85.



nämlich, wenn die treibende Welle *A*, durch irgend welche Umstände veranlaßt, möglicherweise einmal in entgegengesetzter Richtung umlaufen könnte, und wenn die Welle *B* solchen Arbeitsmaschinen ihre Bewegung ertheilt, welche sich nur nach einer Richtung drehen dürfen. Andererseits kann jene Eigenschaft aber auch lästig werden; wenn nämlich einmal die getriebene Welle *B*, etwa durch die lebendige Kraft in ihr und in den auf ihr befindlichen Massen veranlaßt, der Welle *A* voreilt, so findet ein selbstthätiges Ausrücken der Zähne wegen deren schräger

Fig. 86.

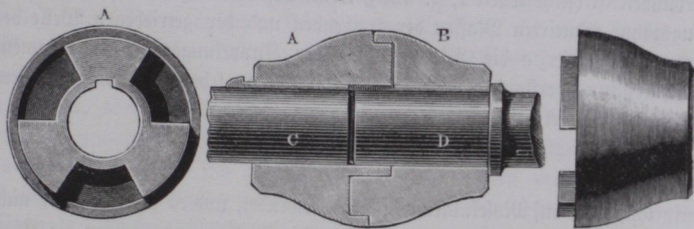


Form statt. Will man in solchem Falle eine Zahnkuppelung anwenden, so muß man den Zähnen eine gerade Form geben, etwa wie bei der Sharp'schen Kuppelung, Fig. 87. Die dort gezeichnete feste Kuppelung geht nämlich in eine lösbare über, wenn man die eine Hälfte *A*, anstatt sie auf ihrer Welle festzuheilen, mit einer Nuth auf einer Feder gleiten läßt und mit einer Ausrücknuth zum Angriff für den bewußten Ausrückhebel versieht. Die Einrückung geht bei solchen Zahnkuppelungen mit geraden Zähnen nicht so leicht vor sich, wie bei schrägen Zähnen.

Die beiden Fig. 85 und 86 dargestellten Zahnkuppelungen unterscheiden

sich in ihrer Wirkung noch dadurch von einander, daß bei der einzähnigen Kuppelung vom Augenblicke des Einrückens bis zum Mitnehmen der Welle

Fig. 87.



B im Allgemeinen eine größere Zeit vergehen wird, als bei der mehrzähnigen Kuppelung, Fig. 86. Denn da das Mitnehmen erst in dem Augenblicke geschieht, wo ein Zahn von *C* gegen einen solchen von *D* trifft, so kann bei der einzähnigen Kuppelung die Zeit einer ganzen Umdrehung, bei einer Kuppelung mit n Zähnen jedoch höchstens $1/n$ dieser Zeit vergehen, bis die Welle *B* mitgenommen wird. Bei schnellen Bewegungen hat dieser Umstand wenig zu sagen, bei langsamer Bewegung, wie sie z. B. bei der Vorschieb- welle des Blockwagens von Sägegattern vorkommt, wird man aber besser mehrzähnige Kuppelungen anwenden, besonders wenn ein häufiges Ein- und Ausrücken nöthig ist.

Ebenso pflegt man den Kuppelungen eine große Anzahl von Zähnen in denjenigen Fällen zu geben, wo ein sofortiges Mitnehmen der eingerückten Welle nothwendig ist, wie z. B. bei den Selfactors oder selbstthätigen Spinn- maschinen, bei denen das tadellose Spiel der einzelnen Organe wesentlich davon abhängt, daß sie dem Steuerungsapparat möglichst prompt Folge leisten.

Das Ein- und Ausrücken der Zahnkuppelungen kann bei kleineren über- tragenen Kraftmomenten und geringeren Umdrehungsgeschwindigkeiten in der Regel während des Ganges der Maschine ebensowohl wie im Stillstande ge- schehen. Ist indessen die übertragene Kraft beträchtlich, so ist das Ausrücken erschwert, da bei dem Verschieben der Kuppelungsscheibe die Reibung zwischen den Zähnen und an der Feder überwunden werden muß. Bei schnell gehenden Wellen ist das Einrücken der Kuppelung mit besonderer Vorsicht vorzunehmen, da dasselbe sehr leicht zu Brüchen Veranlassung giebt, insbesondere wenn die Masse der mit der betriebenen Welle vereinigten Theile groß ist. Denkt man sich nämlich, die zu treibende Welle *B* stehe still, während die treibende Welle *A* sich schnell bewegt, so wird in dem Momente des Einrückens zwischen den Zähnen der Kuppelung ein Stoß eintreten, mit welchem ein Verlust an lebendiger Kraft von der Größe

$$\frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} \frac{c^2}{2}$$

verbunden ist (siehe Theil I, §. 359), wenn M_1 und M_2 die auf die Kuppelungszähne reducirten Massen der treibenden und der getriebenen Welle bedeuten und unter c die Geschwindigkeit der Kuppelungszähne im Moment der Einrückung verstanden wird. Dieser Verlust an lebendiger Kraft, welchem die mechanische Arbeit

$$\frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} \frac{c^2}{2g}$$

entspricht, wird auf Molekularwirkungen verwendet, und es müssen daher nicht allein die Kuppelungszähne, sondern auch die Wellen und übrigen die Kraft übertragenden Theile, wie Zahnräder 2c., diese lebendige Kraft aufnehmen können. Es erklärt sich hieraus ohne Weiteres, wie durch plötzliches Einrücken einer Welle bei schneller Bewegung der Betriebswelle Brüche leicht herbeigeführt werden können, besonders wenn die in Bewegung zu setzende Masse beträchtlich ist. Man wird aus diesem Grunde beispielsweise niemals die Bewegung eines durch Zahnräder betriebenen Mahlgangs während des Ganges der Betriebswelle einrücken dürfen, weil bei der großen Masse des Steins (30 bis 40 Ctr.) und der schnellen Bewegung (circa 120 Umdrehungen pro Minute) die Mühlspindel oder andere Theile unfehlbar brechen würden, und es darf daher ein derartiges Einrücken nur geschehen, nachdem zuvor die Betriebswelle stillgestellt ist. Andererseits pflegt man langsamer gehende Maschinen, wie z. B. die verticalen Mahlgänge oder Kollermühlen, wohl zuweilen während des Ganges einzurücken, obwohl hier das zu bewegende Steinpaar noch ein viel größeres Gewicht hat. Dies ist nur deswegen ohne besondere Gefahr thunlich, weil bei der sehr langsamen Geschwindigkeit (3 bis 4 Umdrehungen pro Minute) die Heftigkeit des Stoßes nicht so bedeutend ist, um einen Bruch befürchten zu müssen. Mißlich ist ein solches Einrücken bei Zahnkuppelungen oder überhaupt starren Verbindungen aber immer, denn ein Stoß ist stets damit verbunden.

§. 30. **Frictionskuppelungen.** Es kommen oft Fälle vor, wo der in einer Maschine auftretende Arbeitswiderstand durch irgend welche Zufälligkeit momentan einen Betrag erreicht, welcher den durchschnittlichen, unter normalen Verhältnissen stattfindenden Werth außerordentlich übersteigt. Ein solcher Fall ist z. B. vorhanden, wenn zwischen die Walzen eines Quetschwerks für Kartoffeln oder Delfrüchte ein Stein von gewisser Größe gelangt, oder wenn die Cimer einer Baggermaschine ein Geshiebe oder ein im Flußbett versenktes Holzstück von einer Größe erfassen, die mehr beträgt, als die Breite des Schlitzes in dem Schiffsgefäße, durch welchen die Cimer hindurchgehen müssen. Wenn hierbei zur Bewegung nur mäßige Kräfte, wie z. B. die

jenigen thierischer Motoren, angewendet werden, deren Kraftäußerung eine bald beschränkte ist, so wird in der Regel die Bewegung durch den plötzlichen großen Widerstand von selbst aufgehoben, und kann eine Beseitigung des Hindernisses geschehen. Ist aber die Betriebskraft nicht in so enge Grenzen eingeschlossen, wenn z. B. das kleine Quetschwerk seine Bewegung von einer noch vielen anderen Zwecken dienenden großen Dampfmaschine empfängt, oder wenn auf der Welle der die Baggerkette treibenden Dampfmaschine gewichtige Schwungräder sind, die eine große fortwährend disponibele mechanische Arbeit in sich aufgespeichert haben, so muß in den betreffenden Fällen eine Beschädigung eintreten. Es wird in dem einen Falle etwa der Stein mit Gewalt zwischen die Walzen gezogen, deren glatte Oberflächen durch die von ihm zurückgelassenen Eindrücke verdorben werden, wenn nicht ein anderer Theil vorher schon bricht, während im anderen Falle ein Verbiegen und Zerreißen der Baggerkette zu befürchten steht.

Um derartigen Zufälligkeiten zu begegnen, bedient man sich vielfach zur Verbindung der getriebenen Welle mit der treibenden solcher Kuppelungen, welche die Bewegung nur so lange vermitteln, als der dazu erforderliche Druck einen bestimmten, mit der Festigkeit der Maschinentheile verträglichen Werth nicht überschreitet. Man hat z. B. bei Baggermaschinen *) diese Verbindung durch hölzerne Keile von bestimmtem Querschnitte und daher einer bestimmten Scheerfestigkeit bewirkt, welche Keile abgeschnitten werden, wenn der Widerstand die höchstens zulässige Größe übersteigt. Sehr häufig bedient man sich aber zu diesem Zwecke der sogenannten Frictionskuppelungen, welche in verschiedener Weise construirt werden können. Wie aber auch die Einrichtung sein möge, immer besteht eine Frictionskuppelung im Wesentlichen aus zwei zu einander passenden Theilen, welche sich beide in einer gewissen Rotationsfläche berühren und in dieser Fläche mit einem bestimmten Drucke Q gegen einander gepreßt werden können. Wird nun der eine dieser beiden Theile von der treibenden Welle in Bewegung gesetzt, so wird er den anderen, welcher mit der zu treibenden Welle verbunden ist, so lange mitnehmen, als das Moment des dabei zu überwindenden Widerstands kleiner ist, als das Moment der Reibung, die an der besagten Berührungsfläche sich einstellt, sobald die zu treibende Welle stillsteht und die treibende Welle unter Gleitung der beiden kuppelnden Theile auf einander sich bewegt. Durch solche Frictionskuppelungen werden auch die nachtheiligen Folgen vermieden, welche dem vorigen Paragraphen gemäß bei dem Einrücken einer starren Kuppelung während des Ganges sich einstellen können, weshalb man sehr häufig die Ausrückungen als Frictionskuppelungen construirt, z. B. bei den durch Dampfmaschinen betriebenen Kunstrammen. Denkt man sich nämlich

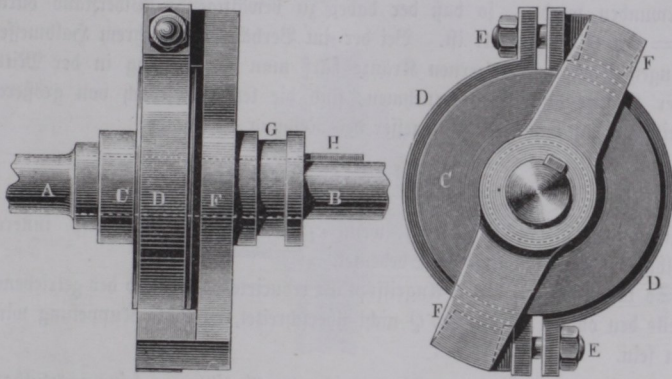
*) Siehe die Dampf-Baggermaschine in Hagen's Handbuch der Wasserbaukunst Bd. IV, Th. 3.

wieder, die treibende Welle drehe sich mit einer beliebig großen Geschwindigkeit ω , und es werde die Frictionskuppelung eingerückt, indem der eine Theil derselben gegen den anderen mit einem Drucke Q gepreßt wird. Bezeichnet nun φ den Reibungscoefficienten an der Berührungsfläche der Kuppelungstheile, so kann daselbst höchstens ein Druck $P = \varphi Q$, d. h. so groß wie die Reibung sein würde, von dem einen Kuppelungstheile auf den anderen übertragen werden. Entsprechend einer solchen Kraft $P = \varphi Q$ wird auch jetzt noch ein Stoß im Momente des Einrückens stattfinden, welcher aber, da man P in seiner Gewalt hat, ohne Nachtheil sein wird, denn man sieht, daß der Stoß von der Masse der getriebenen Welle ganz unabhängig ist. Letztere wird auch nicht sofort die Geschwindigkeit der treibenden Welle annehmen, sondern es wird dazu eine gewisse Zeit erforderlich sein, und man hätte sich, wollte man diese Zeit ermitteln, was indessen einen praktischen Werth nicht hätte, zu denken, die Masse M der getriebenen Welle, auf den Angriffspunkt der Reibung an den Kuppelscheiben reducirt, werde unter Einfluß einer beschleunigenden Kraft $P = \varphi Q$ so lange beschleunigt, bis die getriebene Welle mit derselben Geschwindigkeit umläuft, welche die treibende Welle hat. So lange diese Geschwindigkeit von der getriebenen Welle nicht erreicht ist, findet fortwährend ein Gleiten der Kuppelungstheile aufeinander statt, indem die Kuppelscheibe der treibenden Welle derjenigen der getriebenen voran eilt. Es ist übrigens auch möglich, daß dieses Gleiten überhaupt nicht aufhört; wenn nämlich die zur Drehung der getriebenen Welle erforderliche Kraft den Werth $P = \varphi Q$ schon früher erreicht, ehe beide Wellen gleiche Geschwindigkeit haben, so muß neben der Bewegung der getriebenen Welle mit dieser geringeren Geschwindigkeit noch ein Gleiten der Kuppelungsscheiben auf einander eintreten, in einem Betrage entsprechend dem Ueberschusse der Geschwindigkeit der treibenden Welle über die getriebene. Ein solcher Zustand ist aber nicht normal, da der Reibungswiderstand an der Kuppelung fortwährend ganz nutzlos einen schädlichen Arbeitsverlust herbeiführt, man muß in dem Falle durch Vergrößerung von Q oder φ oder beiden zugleich P so weit vergrößern, oder den Arbeitswiderstand der getriebenen Welle so weit vermindern, etwa dadurch, daß man dem betriebenen Mahlgange oder Quetschwerke weniger zu thun giebt, daß beide Wellen mit gleicher Geschwindigkeit rotiren, jene Gleitung daher nicht eintritt.

§. 31. Was die Ausführung der Frictionskuppelungen anbelangt, so kann man dieselben in zwei Classen theilen, nämlich in solche, bei denen die Reibung durch einen in der Axenrichtung wirkenden Druck erzeugt wird, und in solche, wo dieser Druck in einer zur Axenrichtung senkrechten Ebene stattfindet. Eine Einrichtung der letzteren Art führt Fig. 88 vor Augen. Hier ist auf der treibenden Welle A eine kreisförmige Scheibe C festgekeilt, welche ringsum eine eingedrehte Rinne enthält. In diese Rinne sind die beiden halbkreis-

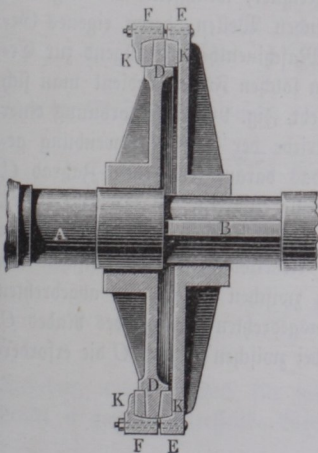
förmigen schmiedeeisernen Bügel *DD* eingelegt, welche durch die Schrauben *EE* fest um die Scheibe *C* gepreßt werden, so daß die entsprechende Reibung

Fig. 88.



zwischen ihnen und der Scheibe *C* erzeugt wird. Auf der getriebenen Welle *B* ist eine gabelförmige Klaue *F* befestigt, welche mit ihren Armen sich hinter die entsprechend schräg gebildeten Schraubenköpfe des Schloßbandes legt, und letzteres bei ihrer Drehung mitnimmt. Soll die Kuppelung ausdrücklich gemacht werden, so läßt man die Nabe der Gabel auf einer Feder *H* gleiten und versieht sie mit der bekannten Ausrückenuth *G*. Durch die größere oder geringere Kraft, mit welcher die Schrauben *E* das Schloßband zusammenziehen, läßt sich die Größe des zu übertragenden Druckes reguliren.

Fig. 89.



Die Kuppelungen, bei welchen ein in der Nrenrichtung wirkender Druck zur Erzeugung der erforderlichen Reibung angewandt wird, sind entweder Scheiben- oder Kegelskuppelungen, je nachdem die zusammengedrückten Theile die ebene oder conische Form haben. Eine Frictionsscheibenkuppelung zeigt Fig. 89. Hierbei ist auf der einen, etwa der treibenden Welle *A* eine Scheibe *D* fest aufgekittet, welche auf beiden Seiten mit vorstehenden Holzfränzen *K* belegt ist, gegen die eine auf der Welle *B* verschiebbliche Scheibe *E* mit Hilfe des Ringes *F* durch Schraubenbolzen gepreßt wird. Bezeichnet

wieder Q die Kraft, mit welcher durch die Schrauben die Scheibe E und der Ring F gegen die Holzkränze gepreßt werden, so muß hier bei einem Gleiten der Verbindung die Reibung φQ an jedem der beiden Holzkränze überwunden werden, so daß der dabei zu bewältigende Widerstand durch $P = 2\varphi Q$ ausgedrückt ist. Bei der im Verhältniß zu ihrem Halbmesser geringen Breite der hölzernen Kränze darf man die Reibung in der Mitte dieser Kränze angreifend annehmen, sind die letzteren jedoch von größerer Breite, so hat man als Halbmesser der Reibung die Größe

$$r = \frac{2}{3} \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}$$

anzunehmen (s. Thl. I, §. 193), wenn r_1 und r_2 den äußeren resp. inneren Halbmesser der Reibungsfläche bedeutet.

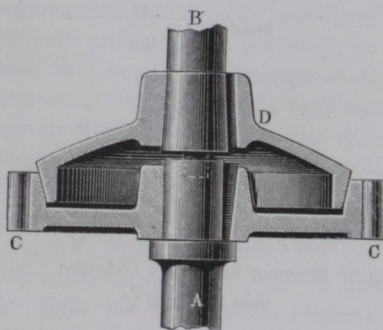
So lange der auf diesen Angriffspunkt reducirte Widerstand der getriebenen Welle den obigen Werth $2\varphi Q$ nicht überschreitet, wird die Kuppelung wirksam sein.

Die Kuppelung ist in der hier gezeichneten Ausführung keine ausrückbare, wollte man sie zu einer solchen machen, so müßte unter Beseitigung des Ringes F die Scheibe E durch irgend welche Druckvorrichtung, etwa durch die Ausrückgabel, gegen die Scheibe D gepreßt werden. Eine solche Einrichtung ist nicht zu empfehlen, denn abgesehen, daß hierbei der auszuübende Druck Q doppelt so groß ausfällt, da jetzt nur einseitige Friction das Mitnehmen veranlaßt, so finden auch fortwährend in dem Lageranlauf der Welle A sowohl, wie auch zwischen den Stiften der Ausrückgabel und der Brust der Ausrückentzweigung starke Reibungen statt, wodurch ein beträchtlicher Kraftverlust entsteht. Dieser Umstand macht überhaupt die Frictionskuppelungen mit axialem Drucke für Ausrückungen ungeeignet, wenigstens bei liegenden Wellen. Anders verhält es sich bei stehenden Wellen, deren eigenes Gewicht sammt dem der darauf befindlichen Maschinenteile genügend zur Erzeugung der erforderlichen Friction ist. In solchen Fällen bedient man sich vortheilhaft der Kegelskuppelungen, und giebt Fig. 90 die Anordnung einer solchen, wie sie in Mahlmühlen zum Betriebe der Steine Anwendung gefunden hat*). Hier ist A eine durch das darauf feststehende Zahnrad C , in welches ein Zahnrad der Hauptbetriebswelle eingreift, umgedrehte Spindel, welche den oberhalb auf der kurzen Welle B befindlichen Stein so lange in Umdrehung setzt, als das Moment des Arbeitswiderstandes zwischen den Mahlflächen kleiner ist, als die Reibung zwischen der conisch abgedrehten Scheibe D und dem innerlich passend ausgedrehten Kranze des Rades C . Durch das Gewicht des Steins wird hierbei zwischen D und C die erforder-

*) Siehe Wiebe: Die Mahlmühlen.

liche Friction erzeugt, und gestattet diese Einrichtung, jederzeit den Mahlgang während des Betriebs der Hauptwelle ein- und auszurücken, ohne Stöße und

Fig. 90.



Brüche befürchten zu müssen, wie schon im vorigen Paragraphen angegeben wurde.

Die Bestimmung der Reibung ergibt sich hier aus der Theorie des Keils in ganz ähnlicher Weise, wie die Ermittlung des Normaldruckes bei der Befestigung conischer Spurzapfen geschah (§. 11). Bedeutet hier wieder Q das Gewicht der Welle B mit dem Steine, α den Winkel an der Spitze des Kegels und f die Berührungsfläche der Regel, so hat man wieder, wie in §. 11, die Größe des Normaldruckes pro Quadrateinheit dieser Berührungsfläche:

$$p = \frac{Q}{f \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right)},$$

daher die Größe der Reibung

$$F = \varphi p f = \frac{\varphi Q}{\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Man findet in den betreffenden Lehrbüchern öfter irrthümlich den Normaldruck zwischen den Kegelflächen

$$p f = \frac{Q}{\sin \frac{\alpha}{2}}$$

angegeben, welche Formel für größere Winkel α angenäherte, für kleine Winkel α ganz unzutreffende Werthe ergibt. Denn nach dieser Formel

müßte für einen sehr kleinen Winkel α der Normaldruck p außerordentlich groß, und in der Grenze für $\alpha = 0$ sogar unendlich groß werden, wogegen in §. 11 gezeigt wurde, daß p in der Grenze (für $\alpha = 0$) höchstens den Werth:

$$\max p = \frac{Q}{\varphi f}$$

oder

$$\max pf = \frac{Q}{\varphi}$$

annehmen kann.

Das Maximum der Reibung kann also höchstens, wenn die Regel außerordentlich spitz ausfallen, den Betrag

$$\max F = \varphi f \max p = Q$$

erreichen, während diese Reibung bei ebenen Scheiben

$$\min F = \varphi Q$$

ist.

Reibungskuppelungen spielen eine wesentliche Rolle als Mittel zur Begrenzung der Spannung in der gesammten Fadenindustrie und überhaupt bei der Fabrication solcher Gegenstände, welche nur einer gewissen kleinen Spannung ausgesetzt werden dürfen, z. B. des Papiers und der Gespinne.

- §. 32. **Kraftmaschinenkuppelungen.** Es kommt in der Praxis häufig der Fall vor, daß zwei oder mehrere Kraftmaschinen gleichzeitig zum Betriebe einer Fabrik dienen, derartig, daß sie beide auf dieselbe Wellenleitung wirken. Wenn man dieselben hierbei mit dieser Wellenleitung und dadurch unter sich in eine starre unnachgiebige Verbindung durch Anwendung fester Kuppelungen bringt, so entstehen dadurch sehr häufig Brüche und andere unangenehme Zufälligkeiten. Geht nämlich die eine Kraftmaschine aus irgend einem Grunde langsamer als die andere, was z. B. bei einem Wasserrade bei spärlicher zufließendem Aufschlagwasser eintritt, so wird bei einer festen Verkuppelung diese Kraftmaschine von der anderen schneller gehenden, etwa einer Dampfmaschine mitgeschleppt werden, und es muß daher die Transmissionswelle zwischen beiden eine bedeutende Stärke und Schwere erhalten, damit sie eine derartige Anstrengung aushält. Auch wird hierdurch der Dampfmaschine ein bedeutender, aus dem Mitschleppen des Wasserrades hervorgehender schädlicher Widerstand aufgebürdet, wodurch die Oekonomie der Kraft des ganzen Werkes sehr beeinträchtigt wird. Vielfache Kraftmessungen, die man in dieser Hinsicht angestellt hat, zeigen, daß die Summe der getrennten Kraftwirkungen zweier oder mehrerer Kraftmaschinen größer ist, als die Gesammtleistung, welche dieselben bei fester Kuppelung ausüben*).

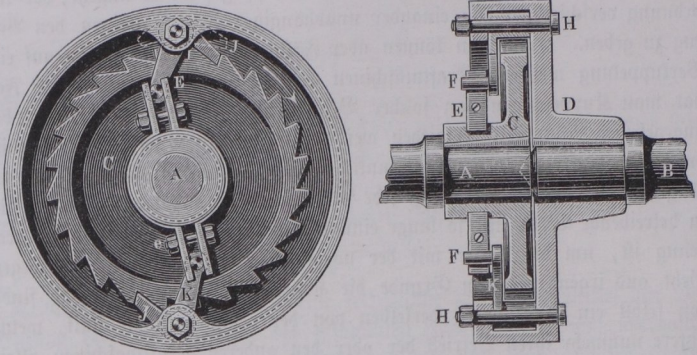
*) S. d. Aufsatz von J. Röschlin im Bulletin de la Société de Mulhouse 1850. Nro. 108.

Man pflegt daher wohl, wo es thunlich ist, von einer Verkuppelung mehrerer Motoren mit einander ganz abzusehen, indem man jeder Kraftmaschine für sich ihre gesonderte Arbeit zuweist. Man ist überhaupt in neuerer Zeit von dem früher viel beliebten Systeme einer Centralisation der Kraft, nach welchem die ausgedehntesten Betriebswerke von einer Stelle aus bewegt wurden, mehr und mehr zurückgekommen und pflegt, wo es angeht, der Anordnung verschiedener von einander unabhängigen Kraftmaschinen den Vorzug zu geben. Immerhin können aber Fälle vorkommen, wo man auf eine Verkuppelung mehrerer Kraftmaschinen angewiesen ist, und für diesen Fall hat man Kuppelungen von solcher Beschaffenheit construirt, daß die oben angegebenen Nachtheile vermieden werden, welche mit einer festen Verbindung der Kraftmaschinen unzertrennlich sind. Diese Einrichtungen sind im Allgemeinen von der Art, daß jede Kraftmaschine auf die gemeinschaftlich zu betreibende Welle nur so lange einwirkt, als die Kraft der ersteren groß genug ist, um die Welle mit der normalen Geschwindigkeit zu bewegen. Geht aus irgend welchem Grunde die Kraftmaschine langsamer, so findet von selbst ein Auskuppeln derselben von der besagten Welle statt, welche letztere nunmehr ihren Betrieb der oder den anderen Kraftmaschinen allein verdankt. Dieser letztere Zustand dauert so lange, bis die ausgekuppelte Kraftmaschine bei der nun verminderten Arbeit ihren Gang wieder bis zur Normalgeschwindigkeit der Welle beschleunigt hat, von welchem Augenblicke an sie wieder thätig einwirkt. Wenn andererseits etwa durch vermehrten Wasserzufluß oder durch Verminderung ihrer sonstigen Arbeit die betreffende Kraftmaschine mit größerer Kraft wirkt und eine Beschleunigung der Welle zu erzeugen strebt, so werden die übrigen Kraftmaschinen, falls solche ebenfalls in der angegebenen Weise mit der Welle verbunden sind, ausgekuppelt, und es kann etwa durch Einwirkung des Regulators deren Kraft entsprechend vermindert werden, bis sich ebenfalls wieder ein Gleichgewichtszustand einstellt, in welchem sämtliche Kraftmaschinen wieder an der Bewegung der Welle sich betheiligen. Man erkennt, daß bei einer solchen Einrichtung, vorausgesetzt, daß die Kuppelungen in der gedachten Weise richtig functioniren, beim Betriebe eine größere Oekonomie zu erreichen ist, indem z. B. bei einem größeren Wasserzuflusse zu dem Wasserrade die Dampfmaschine theilweise entlastet wird, daher durch Einwirkung des Regulators an Dampf gespart werden kann. Ein Mitschleppen der Dampfmaschine, wie es bei fester Kuppelung eintreten würde, kann hierbei nicht stattfinden, und es ist auch der Kraftverlust vermieden, welcher bei einer Trennung der Kraftmaschinen dadurch herbeigeführt werden müßte, daß ein Theil des in zu reichlichem Maße zufließenden Aufschlagwassers ungenutzt fortfließen würde. Die vorzüglich zu dem besagten Zwecke angewendeten Kraftmaschinenkuppelungen sind die von Poyer Quertier in Bordeaux und die von

G. Uhlhorn in Grevendroich angegebenen, welche im Folgenden beschrieben werden sollen.

Bei der von Pouyer Quartier*) construirten Kuppelung, Fig. 91, ist die zu treibende Welle *A* an einem Ende mit einem fest aufgetheilten

Fig. 91.



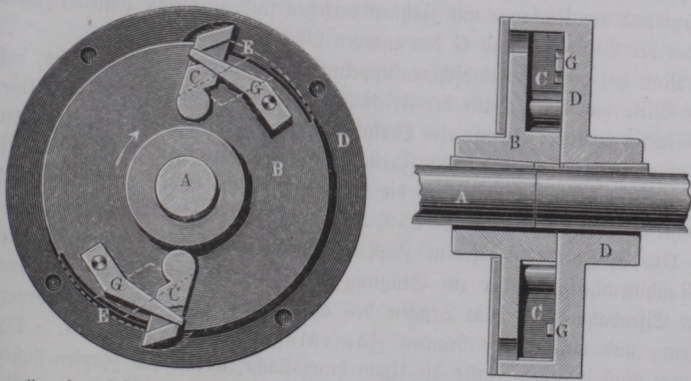
Sperrrad *C* versehen, in dessen Nabe eine ringförmige Nuth zur Aufnahme eines schmiedeeisernen Schloßbandes *E* eingedreht ist. Da die beiden Hälften dieses Schloßbandes durch die Schrauben *e* mehr oder minder fest zusammengezogen werden können, läßt sich in der Nuth der Nabe eine gewisse Reibung erzeugen. Auf der treibenden Welle *B* ist ferner die Nabe *D* einer Scheibe befestigt, welche letztere zwei Bolzen *H* mit den um diese drehbaren Sperrklinken *JJ* aufnimmt. Diese Sperrregel *J*, welche in die Zähne des Sperrrades *C* eingreift, sind endlich noch mit den kleinen Hebelsarmen *K* versehen, welche die vorstehenden, zwischen die beiden Hälften des Schloßbandes eintretenden Zapfen *F* tragen. Denkt man sich die Welle *B* in der Richtung des Pfeils gedreht, so wird durch die Sperrklinken *J* ein Mitnehmen des Sperrrades *C* und damit der Welle *A* herbeigeführt werden, wobei auch das Schloßband *E* sich so mit der Nabe von *C* bewegt, als ob beide Theile aus einem Stücke beständen. Tritt nun aber, wie oben angegeben, eine Verlangsamung der Welle *B* und damit der Scheibe *D* und der Klinken *J* ein, so wird die voraneilende Welle *A* vermöge des Bremsbandes *E* und der Zapfen *F* die Klinken aus den Zähnen des Sperrrades ausheben, indem sie dieselben in die punktirte Lage bringt. Durch einen Anstoßstift ist eine weitere Aushebung der Klinken verhindert, und es wird

*) Bulletin de la société de Mulhouse 1850, Nr. 108. Dingler, Vb. 118, S. 343.

daher jetzt das Bremsband, durch die Stifte *F* zurückgehalten, mit der geringeren Geschwindigkeit der Welle *B* sich bewegen, während die Nabe *C* mit einer Geschwindigkeit entsprechend dem Ueberschusse der Bewegung von *A* über die von *B* in dem Bremsbände schleift. Die Kraftmaschine *B* übt nunmehr keine Wirkung auf die Welle *A* aus, und wird sich daher ihre Geschwindigkeit vergrößern. Hierbei wird jene Reibungsarbeit zwischen *C* und *E* fortwährend geringer und hört in dem Augenblicke ganz auf, in welchem die Geschwindigkeit von *B* wieder gleich derjenigen von *A* geworden ist. Bei der geringsten weiteren Vergrößerung der Geschwindigkeit von *B* und *D* werden die Bolzen *H* schneller gehen als die durch das Bremsband zurückgehaltenen Zapfen *F*, in Folge dessen die Klitten *J* in das Sperrrad einsetzen und die Welle *B* wieder an der Betreibung der Welle *A* sich theiligt.

Die Uhlhorn'sche *) Kuppelung ist ihrem Wesen nach in Fig. 92 dargestellt. Hier ist die treibende Welle *A* mit einer fest aufgetheilten Scheibe *B* versehen, welche zwei drehbare Klitten *C* trägt. Diese Klitten nehmen bei der Umdrehung von *A* im Sinne des Pfeiles den auf der getriebenen Welle befestigten Ring *D* und somit diese Welle selbst mit, indem sie in entsprechende Einschnitte dieses Ringes eintreten. Verlangsamt sich der Gang der Welle *A* und der Scheibe *B*, so wird durch den voreilenden Ring *D*

Fig. 92.



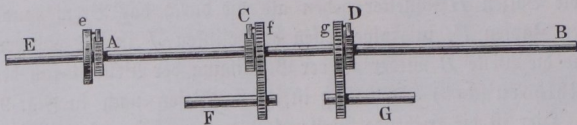
vermöge der schrägen Flächen seiner Einschnitte ein Niederlegen der Klitten in die punkirt gezeichnete Lage erfolgen, aus welcher dieselben sich erst wieder zu neuem Eintritt in die Einschnitte und zu neuem Angriff erheben, sobald die Welle *A* wieder eine etwas größere Geschwindigkeit als der Ring *D* angenommen hat. Die mit dem Ringe *D* in dessen Innerem verbundenen

*) Dingler's polyt. Journal Bd. 144, S. 461, Jahrg. 1857, und Bd. 179, S. 419, Jahrg. 1866.

Federn *E* veranlassen die in solchem Falle gegen sie stoßenden Klinken zur Erhebung behufs Eintritts in die Einschnitte des Ringes *D*. Die Bügel *G* dienen den Klinken *C* bei der gedachten Drehung zur Führung.

Durch eine derartige Kuppelung wie die vorbeschriebenen ist jede einzelne der Kraftmaschinen mit der betreffenden Transmissionswelle zu verbinden. Hierbei ist es durchaus nicht erforderlich, die Kraftmaschinen an den Enden dieser Welle angreifen zu lassen, vielmehr kann dies in jedem beliebigen Punkte derselben geschehen. Ist z. B. *AB*, Fig. 93, eine Transmissions-

Fig. 93.



welle, welche durch drei Kraftmaschinen getrieben werden soll, deren Wellen *E*, *F* und *G* sein mögen, so kann man bei *A*, *C* und *D* Kuppelungen anbringen, so daß *e*, *f* und *g* die treibenden Theile derselben sind (die Scheibe *D* mit den Klinken in Fig. 91 oder die Scheibe *B* in Fig. 92). Dabei kann der Theil *e* direct auf der Welle der Kraftmaschine *E* befestigt werden, während die treibenden Theile *f* und *g* lose auf die Transmissionswelle *AB* gesetzt und am Umfange mit Zähnen versehen sind, in welche passende Zahnräder der Wellen *F* und *G* der anderen Motoren eingreifen.

Man hat auch Kraftmaschinenkuppelungen so zu construiren versucht, daß das Mitnehmen mit Hülfe der Friction bewirkt wird, indem z. B. eine kniehebelartig wirkende Bremse eine Verkuppelung der beiden Wellen im normalen Gange bewirkt, während beim Zurückbleiben des betreffenden Motors diese Bremse wirkungslos wird (s. die Kuppelung von Keimann in Dingl. polyt. Journal, Bd. 188, S. 452, Jahrgang 1868).

§. 33. **Die Lager.** Zu jedem Zapfen gehört ein denselben umschließender Maschinentheil, welcher zur Stützung des Zapfens oder wie bei den Axen der Eisenbahnwagen zum Tragen des auf dem Zapfen lastenden Körpers dient, und welcher den Namen Zapfenlager oder Lager führt. Das Lager muß in jedem Falle die Umdrehungsfläche, welche den Zapfen äußerlich begrenzt, als innere Hohlform ganz oder theilweise an sich tragen. Eine nur theilweise Umschließung des Zapfens durch das Lager findet beispielsweise bei den Zapfen schwerer Wasserräder statt, die nur unterhalb einer Stützung bedürfen, sowie bei den Axlagern der Eisenbahnfahrzeuge, bei denen nur die obere Hälfte der Zapfen von den Lagern umfaßt wird. Im Folgenden sollen nur die Lager festliegender Axen berücksichtigt werden, da die Besprechung der Lager für Wagen sich besser bei der Behandlung dieser letzteren erledigt.

Die äußere Form eines Lagers ist besonders durch die Rücksichten einer leichten und soliden Befestigung desselben auf dem Fundamente oder mit den stützenden Gestelltheilen, sowie durch die Möglichkeit bequemer Herstellung bedingt, innerhalb dieser Grenzen sind daher sehr mannigfaltige Formen möglich und auch gebräuchlich. Die Dimensionen der Lager richten sich natürlich zunächst nach dem Durchmesser und der Länge der zu stützenden Zapfen und sind die Stärkenverhältnisse der einzelnen Lagertheile aus den darauf einwirkenden Kräften nach den Regeln der Festigkeitslehre zu ermitteln. Eine Aufstellung der Formeln zur Bestimmung der einzelnen Lagerdimensionen soll, als in eine specielle Constructionslehre gehörig, hier nicht stattfinden, und sollen von den mancherlei möglichen und gebräuchlichen Ausführungen der Lager nur die typischen Grundformen angeführt werden.

Damit die Ase während ihrer Bewegung in dem Lager in der That eine solide Unterstüzung finde, ist ein möglichst genaues Umschließen des Zapfens seitens des Lagers erforderlich, wobei jeder todte Spielraum zwischen Zapfen und Lager zu vermeiden ist, da er die Veranlassung zu einem unsicheren schlotternden Gange der Ase und bei schneller Bewegung zu kraustraubenden Stoßwirkungen und aufzehrenden Erschütterungen sein würde. Da nun auch bei der genauesten Ausführung durch den beim Betriebe sich einstellenden Verschleiß ein solcher Spielraum unvermeidlich eintritt, so folgt hieraus die Nothwendigkeit, das Lager aus zwei oder mehreren Theilen derartig zu bilden, daß ein entstandener Spielraum durch entsprechende Annäherung dieser einzelnen Theile sich nach Möglichkeit beseitigen lasse. Nur die einfachsten Lager an untergeordneten Maschinen werden zuweilen aus einem einzigen einfach ausgebohrten Stücke gebildet, wenn die einwirkenden Kräfte nur klein sind, und die Geschwindigkeit der Drehung ebenfalls eine geringe ist; bei solideren Ausführungen kommen ungetheilte Lager höchstens bei Scharnierbolzen vor, die einer nur geringen oscillirenden Bewegung unterworfen sind, oder etwa bei Regulir- und Abstellvorrichtungen, die nur selten und vorübergehend in Bewegung gesetzt werden.

Das Material des Lagers ist ganz besonders mit Rücksicht darauf zu wählen, daß die Reibung am Zapfenumfang eine möglichst geringe sei, und zwar nicht nur, um die Verluste an mechanischer Arbeit, sondern auch um den Verschleiß an Lagermaterial möglichst herabzuziehen. Insbesondere wird man für das Lager ein weiches Material wählen, welches den Zapfen nicht oder nur sehr wenig angreift, da ein stärkerer Verschleiß des Zapfens mit der Zeit zum Bruche der Ase führen müßte, auch ein Ersatz des Zapfens in den meisten Fällen mit viel größeren Schwierigkeiten verbunden ist, als ein Auswechseln des Lagers oder wenigstens des den Zapfen unmittelbar umschließenden Lagertheils. Man versteht nämlich, gerade mit Rücksicht auf ein leichtes Auswechseln des verschliffenen Organs, den

eigentlichen Lagerkörper mit besonderen leicht auswechselbaren Einlagen, Lagerfuttern oder Lagerpfannen, welche den Zapfen umgeben und den obigen Bedingungen genügen, daß sie bei geringem Reibungscoefficienten weich genug sind, um den Zapfen möglichst wenig anzugreifen, und bei eingetretenelem Spielraume sich bequem einander nähern lassen. Als Material zu diesen Lagerfuttern wählt man verschiedene Metalllegirungen, von denen die unter dem Namen Rothguß oder auch Bronze bekannten, im Allgemeinen aus Kupfer, Zink und Zinn in verschiedenen Verhältnissen bestehenden Zusammensetzungen die gebräuchlichsten sind. Messing, aus Kupfer und Zink bestehend, eignet sich wegen seiner Härte und Steifigkeit weniger für Lagerfutter, und ebenso wendet man gußeiserne Lagerfutter höchst selten und nur bei rohen Ausführungen an, denn wenn auch der Reibungscoefficient zwischen Schmiedeeisen und Gußeisen nur gering ist, so werden doch die schmiedeeisernen Zapfen von den harten gußeisernen Futtern sehr bedeutend angegriffen. Außer dem Rothguß verwendet man vielfach zu Lagerfuttern gewisse leichtflüssige, unter dem Namen Weißguß bekannte Legirungen, welche zum größten Theile aus Zinn und Antimon bestehen und meist nur wenig oder kein Kupfer enthalten. Diese Legirungen gewähren den Vortheil, daß ihnen wegen ihrer Leichtflüssigkeit durch directes Eingießen in den Zwischenraum zwischen Zapfen und Lagerkörper leicht die passende Futterform gegeben werden kann; freilich ist andererseits auch ein Schmelzen des Futters zu befürchten, wenn bei großer Zapfengeschwindigkeit und nicht genügender Delzuführung ein Erhitzen der Zapfen und Lager eintritt.

Auch gewisse harte Hölzer wie Weißbuchen und besonders Buchholz hat man zu Lagerfuttern angewendet, ersteres ist nur ein sehr mittelmäßiges Lagermaterial, während das äußerst harte und feste Buchholz für gewisse Fälle ausgezeichnete Lagerfutter giebt, die den Metalllagern an solchen Stellen vorgezogen werden, wo dieselben leicht zu einem Warmlaufen geneigt sind, wie z. B. für die Kurbelzapfen- und Führungslager bei Sägegattern. Die harzige Beschaffenheit dieses Holzes scheint für einen sanften und geschmeidigen Gang von besonders förderlichem Einfluß zu sein.

Um die Reibung und die Erhitzung möglichst zu vermindern und damit auch gleichzeitig den Materialverschleiß auf ein Minimum zurückzuführen, ist bei allen Lagern die regelmäßige Zuführung von Schmiermaterial um so mehr Erforderniß, je größer die Zapfengeschwindigkeit ist. Zum Schmieren wendet man zuweilen feste Materialien, wie Schmalz, Talg zc. meistens aber flüssige Körper, wie fette oder auch mineralische Oele, an. Man kann im Allge-

*) Zusammensetzungen von Rothguß und Weißguß für Lagerfutter siehe Karmarsch: Mech. Technologie, Theil I, unter Kupfer und Zinn.

meinen die Regel aufstellen, daß ein Schmiermaterial um so dünner und flüssiger sein muß, je größer die Geschwindigkeit des Zapfens und je kleiner der stattfindende Druck ist. Daher werden sich feste Schmiermaterialien nur in solchen Fällen empfehlen, wo die Bewegung eine langsame und der Druck ein bedeutender ist; jedenfalls muß es als ein Nachtheil der Anwendung fester Schmiermaterialien erachtet werden, daß dieselben, um zwischen die Berührungsflächen zu gelangen, bereits eine zu ihrem Schmelzen erforderliche gewisse Erwärmung der Zapfen voraussetzen, welche Erwärmung zu verhüten gerade ein Hauptzweck jeder Schmierung ist. Um die Schmierung selbst möglichst regelmäßig und selbstthätig bewirken zu können, hat man sehr verschiedene Einrichtungen angegeben. Ein Haupterforderniß derselben besteht darin, daß sie ohne Bergendung des theuren Schmiermaterials doch eine stete Erneuerung desselben in dem Maße herbeiführen, in welchem die Schmiere durch Oxydation ihrer harzigen Theile und durch Aufnahme des abgeriebenen Metallstaubes verdickt und zur Schmierung untauglich gemacht wird. Die Ermöglichung einer guten und regelmäßigen Delzuführung ist, besonders bei schnellen Rotationen, eine Hauptbedingung für einen dauernd guten Zustand des Lagers und des in ihm laufenden Zapfens, da die Abnutzung bei einem etwaigen Brennen oder Warmlaufen desselben ganz außerordentlich groß ist und sehr schnell zur gänzlichen Zerstörung des einen oder anderen Theils führt. Wenn, wie es öfter in Walzwerken geschieht, die Zapfen sehr schwerer Axen einer ununterbrochenen Beträufelung mit Wasser ausgesetzt werden, so ist der Zweck derselben weniger in einem eigentlichen Schmieren als vielmehr in der Absicht eines Kühlhaltens zu suchen.

Ein Erforderniß von großer Bedeutung, welches an alle Lager insbesondere aber an diejenigen von Transmissionswellen gestellt werden muß, besteht darin, daß dieselben möglichst bequem und sicher von dem Monteur in richtiger Lage aufgestellt werden können. Von der Nothwendigkeit dieser Bedingung überzeugt man sich leicht durch folgende Betrachtung. Seien *A*, *B* und *C* drei Lager einer Transmissionswelle, und sei vorausgesetzt, daß dieselben wegen unvollkommener Aufstellung nicht genau in einer geraden Linie angeordnet seien. Es ist dann ersichtlich, daß die gerade Aze durch das mittlere Lager bei *B* einer seitlichen Durchbiegung zwischen *A* und *C* ausgesetzt ist, und daß in Folge hiervon die Welle mit einer der Größe der Abweichung entsprechenden Kraft auf das Lager bei *B* reagirt, daselbst also bei der Umdrehung eine erhebliche Reibung hervorgerufen wird. Bei jeder Umdrehung werden nämlich alle einzelnen Längsfibern der Welle nach einander abwechselnd gedrückt und gezogen, indem die Durchbiegung stets nach derselben Richtung stattfindet. Ist nun die lange Welle in sehr vielen Punkten unterstützt, so läßt sich für je drei aufeinander folgende Lager dieselbe Betrachtung anstellen, und man erkennt, daß die Welle, besonders bei einer großen Umdrehungs-

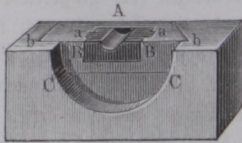
geschwindigkeit, einer Anzahl von periodischen Verbiegungen nach allen möglichen Richtungen ausgesetzt ist, in deren Folge gewisse störende Schwingungen eintreten müssen, die sich dem Ohre als Schallwellen durch das Knarren und Pfeifen kundgeben und in den Lagern zu Wärmewirkungen umsetzen, die das bedenkliche Warmlaufen daselbst erzeugen. Daß damit ein großer Kraftverlust verbunden ist, lehrt die jedem Praktiker bekannte Erfahrung, daß eine nachlässig montirte längere Wellenleitung zu ihrer Umdrehung im ganz unbelasteten Zustande oft bedeutenden Kraftaufwand erfordert, wie daß man andererseits in dem Umstande, daß eine längere Welle im Leergange sich verhältnißmäßig leicht in Bewegung setzen läßt, ein sicheres Kennzeichen für die exacte Aufstellung der Welle oder doch wenigstens dafür erblicken kann, daß die sämmtlichen Lager derselben so viel wie möglich in einer geraden Linie angeordnet sind.

Um dieses letztere Erforderniß mit größerer Bequemlichkeit zu erreichen, pflegt man daher in der Regel die Befestigungsplatten der Lager, mit denen die letzteren an den stützenden Wänden, Fundamenten oder Gestellen befestigt sind, so einzurichten, daß eine geringe Verschiebung der Lager nach einer oder mehreren Richtungen behufs einer allfällig nöthigen Correctur bei der Aufstellung möglich ist. Man ist in dieser Beziehung bei soliden Ausführungen noch weiter gegangen, indem man den Lagerfuttern äußerlich die Gestalt einer zum Mittelpunkt des Zapfens concentrischen Kugel gegeben hat, welche genau passend in dem entsprechend kugelförmig ausgedrehten Lagerkörper ruht. Vermöge dieser Anordnung ist dem Lagerfutter unbeschadet seiner sicheren Unterstützung die Fügligkeit gegeben, sich stets genau mit seiner Bohrung in die Richtung des Zapfens zu stellen. Hierdurch wird natürlich jeder einseitige Zwang auf den Zapfen beseitigt, wie er sich jedenfalls einstellen müßte, wenn das Lagerfutter ganz fest in dem Lagerkörper läge und die Ase der Bohrung des Futters nicht vollkommen in die geometrische Ase des Zapfens fallen würde. Für lange und schnell gehende Transmissionswellen sind diese Lager ganz besonders empfehlenswerth, freilich ist ihre Ausführung theurer als die der gewöhnlichen Construction, welcher Umstand wohl als Grund anzusehen ist, der ihrer allgemeineren Anwendung bisher vielfach entgegengestanden hat. Nach diesen allgemeinen Bemerkungen über Lager möge nunmehr eine Beschreibung der gebräuchlichsten Lagerconstructionen folgen.

§. 34. Lager für liegende Wellen. Die Einrichtung der Lager für die Zapfen horizontaler Wasserräder ist schon im zweiten Theile dieses Werks mehrfach veranschaulicht, und auch bereits oben angeführt, daß hierbei der Zapfen zuweilen nur unterhalb von einem Lagerfutter umschlossen wird. Letztere Anordnung eines oben offenen Lagers zeigt Fig. 94. Hier ist A

das gußeiserne Zapfenlager, welches mit zwei vorstehenden Rippen *a* in passende Ruthen des Lagerholzes *BB* von oben eingeschoben ist. Das Lager-

Fig. 94.

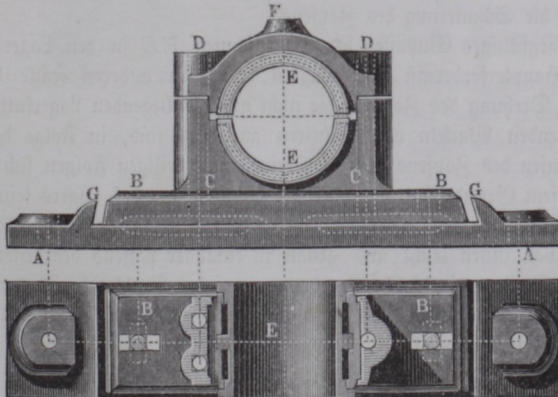


holz *BB* selbst ist in dem unterstützenden Holzblocke *CC*, welcher hier auch wohl den besonderen Namen Angewelle oder Angewäge führt, durch die Keile *bb* so befestigt, daß man durch Lösen des einen und Antreiben des anderen Keils eine entsprechende Verschiebung des Lagers herbeiführen kann. Lager ohne

Deckel findet man außer bei Walzwerken, wo die Deckel zwecklos wären, jetzt nur noch selten und meist nur bei primitiv ausgeführten hölzernen Wasserrädern, bei denen ein nach oben gerichteter Druck auf den Zapfen nicht einwirkt, der letztere vielmehr durch das Eigengewicht des Rades mit Sicherheit in das Lager gedrückt wird. Offenbar darf aber das Lager nach oben nicht offen sein, wenn der Zapfen einem vertical aufwärts gerichteten Drucke ausgesetzt ist, wie ein solcher unter anderem aus dem Eingriffe der Zahnräder sich meist ergibt, die zur Uebertragung der Wasserkraft auf eine Betriebswelle angewandt werden. In solchen Fällen wendet man auch bei Wasserrädern geschlossene Lager, d. h. solche mit Deckeln an, wie denn diese Construction zur Unterstützung aller anderen Wellen überhaupt eine ganz allgemeine Anwendung findet.

In Fig. 95 ist ein geschlossenes Zapfenlager mit Deckel in einer oberen und Seitenansicht dargestellt, wie es von Kettenbacher*) angegeben ist und

Fig. 95.



*) Die Verhältnisse dieser Lager siehe in: Kettenbacher, Resultate für den Maschinenbau.

vielfach angewandt wird. Auf einer auf dem Fundamente durch Unterbolzen befestigten gußeisernen Sohlplatte *A* ruht das gleichfalls gegossene Lagergehäuse mit seiner Fußplatte *B*. Zur Befestigung des Lagers auf der Sohlplatte dient auf jeder Seite ein Schraubenbolzen (bei größeren Lagern hat man deren auf jeder Seite zwei), welcher, da das Schraubenloch in der Fußplatte *B* länglich gehalten ist, dem Lager selbst eine geringe seitliche Verschiebung auf der Fundamentplatte gestattet. Reile von Schmiedeeisen oder hartem Holz, welche zu beiden Seiten des Lagers zwischen dessen Fußplatte *B* und die überhängenden Knaggen *G* der Fundamentplatte getrieben werden, nachdem dem Lager seine richtige Stellung gegeben ist, sichern dasselbe hierin. Das eigentliche Lagergehäuse, aus dem Untertheile *C* und dem Deckel *D* bestehend, ist innerlich zur Aufnahme der aus Bronze gegossenen Lagerpfannen *EE* eingerichtet. Der Deckel *D* des Lagers ist mit dem Untertheile *C* desselben ebenfalls durch zwei resp. vier Schrauben verbunden (die obere Ansicht zeigt rechts die Anordnung einer Deckelschraube auf jeder Seite, links die Anwendung von zwei Schrauben jederseits, erstere Anordnung ist für schwächere, letztere für stärkere Zapfen). Wie aus der Figur zu erkennen, ist zwischen dem Untertheil *C* und dem Deckel *D* ebenso wie zwischen den beiden Lagerpfannen *EE* ein kleiner Zwischenraum gelassen, wodurch die Möglichkeit gegeben ist, die beiden Lagerpfannen durch Anziehen der Deckelschrauben einander etwas nähern zu können, sobald in Folge der Zapfenreibung ein merklicher Spielraum in den Futteren entstanden ist. Ohne jene Möglichkeit des Nachstellens würde ein schlotternder Gang des Zapfens in dem ausgeschliffenen Lager sehr bald eintreten. Das auf dem Deckel bei *F* angebrachte kleine Behältniß dient zur Aufnahme einer gewissen Quantität Del für die Schmierung des Zapfens.

Ein sorgfältiges Einpassen der Lagerpfannen *EE* in den Lagerkörper *C* ist ein Haupterforderniß jedes Lagers, weil im anderen Falle bei einer schnellen Drehung des Zapfens die nicht ganz festliegenden Lagerfutter einem fortwährenden Wackeln oder Vibriren ausgesetzt sind, in Folge dessen ein Warmlaufen des Zapfens mit allen seinen nachtheiligen Folgen sich einstellt. Aus diesem Grunde hat man bei der Construction des Lagers sein Augenmerk besonders darauf zu richten, daß die Pfannen von außen und das Lagergehäuse von innen leicht und genau zu einander passend bearbeitet werden können. Da nun eine solche Bearbeitung auf der Drehbank viel genauer als aus freier Hand, und viel leichter und schneller als auf der Hobelmaschine vorgenommen werden kann, so verdienen solche Lagerconstructions, bei welchen die Pfannen äußerlich die Form von Umdrehungskörpern tragen, vor anderen, bei denen dies nicht der Fall ist, entschieden den Vorzug. Man findet zwar auch Lager, deren Futter äußerlich die Prismenform tragen, Fig. 96, um eine Drehung derselben in dem Lagergehäuse, welches

dann entsprechend auszuhobeln ist, zu verhindern, doch ist das Einpassen solcher Futter immer sehr mühsam und in der Regel nicht so genau auszuführen, als wenn die Auflagerflächen durch Ab- und Ausdrehen hergestellt werden können. Eine unbeabsichtigte Drehung des Futters in dem Lager läßt sich übrigens einfach und wirksam durch einen Stift *s*, Fig. 97, oder ein Paar kleiner Knaggen *k*, Fig. 98, verhindern, welche in eine entsprechende

Fig. 96.

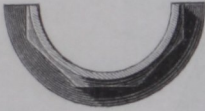


Fig. 97.

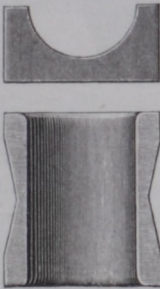


Fig. 98.



Bohrung oder in ein Paar Vertiefungen des Lagergehäuses eintreten. Ohne eine solche Sicherung ist erfahrungsmäßig eine Verdrehung des Futters

Fig. 99.



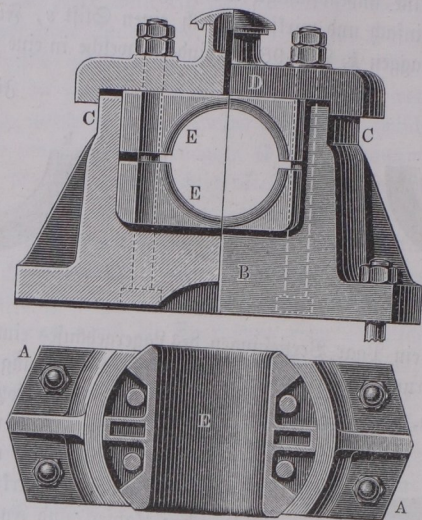
nicht zu vermeiden, trotzdem daß die Reibung zwischen Futter und Lagerkörper beträchtlicher ist und an einem größeren Halbmesser wirkt, als diejenige zwischen Zapfen und Futter. Bei der Anwendung des Pockholzes für Lagerfutter empfiehlt sich dagegen wegen der Beschaffenheit dieses Materials die von K. Werner angegebene in Fig. 99 dargestellte Form der Futter.

Hinsichtlich der Möglichkeit, die Lagerpfannen bequem und genau mittelst Abdrehens herzustellen, ist das von v. Reiche*) angegebene Lager noch besonders bemerkenswerth. In Fig. 100 (a. f. S.) ist dasselbe in der oberen Ansicht nach Wegnahme des Deckels und zum Theil in der Seitenansicht, zum Theil im Durchschnitt dargestellt. Hierbei haben die beiden bronzenen Futter *EE* äußerlich die Form eines verticalen Cylinders, so daß das mit seiner Fußplatte *A* auf die Planscheibe der Drehbank gespannte Untertheil *B* des Lagers durch Ausbohren genau passend für die Futter bearbeitet werden kann. Gleichzeitig läßt sich dabei auch das Lagergehäuse in seinem oberen Theile bei *CC* abdrehen zur Aufnahme des ebenfalls auszdrehenden Deckels *D*, so daß die

*) Die Maschinenfabrikation von G. v. Reiche, Leipzig 1869.

Herstellung verhältnißmäßig einfach und wegen der geringen Handarbeit eine genaue Ausführung möglich ist. Ein besonderer Vortheil dieser Lagercon-

Fig. 100.



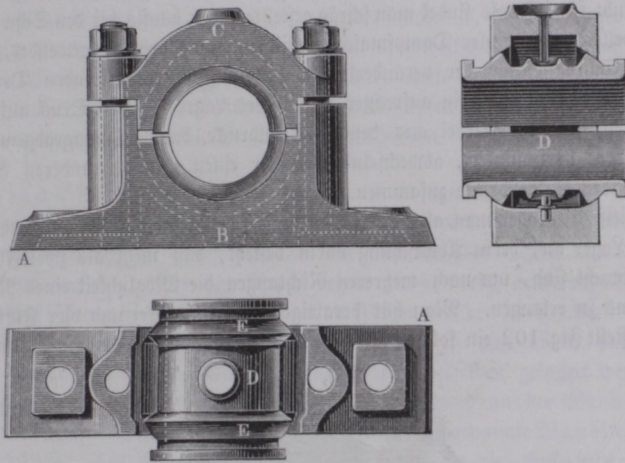
struction besteht dabei noch darin, daß das Unterfutter mit einer ebenen Fläche in dem Lagergehäuse aufruhet, daher ein sogenanntes Unterpacken des Lagers leicht ermöglicht wird, d. h. das Unterlegen einer entsprechenden dünnen Blechplatte unter das Futter, was zuweilen nothwendig wird, wenn durch den Verschleiß und das Nachziehen des Deckels die Ase der Lagerbohrung merklich nach unten gerückt ist. Im Uebrigen ist die Construction aus der Zeichnung verständlich. Die voluminösen Futter veranlassen allerdings bei diesem Lager einen größeren Aufwand der theueren Bronze.

§. 35. Wie bereits oben angeführt worden, construirt man die Zapfenlager von Transmissionswellen, namentlich wenn letztere sehr lang sind und schnell gehen, auch derart, daß den Futterern eine gewisse Beweglichkeit in dem Lagergehäuse gestattet ist, vermöge deren sie sich immer der Axenrichtung nach Möglichkeit anzuschließen befähigt sind. Fig. 101 zeigt ein solches Lager mit kugelförmigen Pfannen nach Angaben von Redtenbacher*).

*) Redtenbacher, Resultate für den Maschinenbau, Taf. XIV.

Die Abweichung dieses Lagers von dem in Fig. 95 dargestellten besteht hauptsächlich darin, daß die Futter *D* bei *EE* ringsum mit Verstärkungen

Fig. 101.



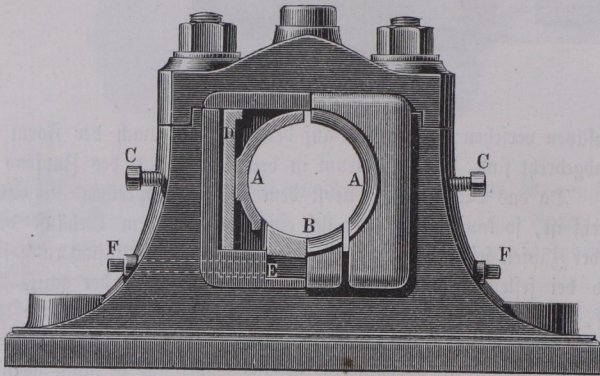
oder Anfängen versehen sind, welche auf der Drehbank nach der Form einer Kugel abgedreht sind, deren Centrum in den Mittelpunkt des Zapfens hineinfällt. Da das Lagergehäuse nebst dem Deckel entsprechend kugelförmig ausgedreht ist, so kann das Futter sich ein wenig in dem Gehäuse drehen, so daß der Zapfen seiner ganzen Länge nach gleichmäßige Auflagerung findet, während bei festen Pfannen und schiefer Lage derselben der ganze Druck nur auf eine Kante des Futter sich concentrirt. Die erforderliche Drehbarkeit ist in jedem Falle nur eine geringe und man muß zudem bemerken, daß die beiden Pfannen äußerlich eine genaue Kugel nur so lange darstellen, als sie noch nicht wegen eingetretener Abnutzung durch Nachziehen des Deckels einander genähert worden sind.

Es ist eine wichtige Constructionsregel, ein Lager so anzuordnen, daß der resultirende Druck, welchem der Zapfen ausgesetzt ist, wenn möglich gegen die Fußplatte des Lagers oder doch gegen den Deckel desselben, nicht aber gegen die Fuge zwischen den Pfannen gerichtet ist. Abgesehen davon, daß die Fugen, d. h. die Kanten der Futter niemals diejenige Haltbarkeit darbieten wie der volle Pfannenkörper, ist die angegebene Anordnung schon deswegen zu wählen, weil durch die Annäherung der Futter ein solcher Spielraum sich gar nicht beseitigen läßt, welcher in der Richtung des Fugenschnittes der Futter entsteht. Aus dem Grunde pflegt man wohl öfter den Lagern gewisser

Können eine schräge Stellung zu geben, z. B. findet man meistens bei Krähen die Lager für die Trommelwelle so angeordnet, daß der schräg aufwärts in der Richtung der Zugstangen wirkende Zug der Kette von dem Lagerkörper aufgenommen wird, der Lagerdeckel daher von unten gegen das Lager geschraubt ist. Ebenso findet man schräg gestellte Lager häufig bei den Schwungradwellen horizontaler Dampfmaschinen neben der Kurbel angewendet, weil eine Schrägstellung der veränderlichen Richtung des resultirenden Druckes besser entspricht, als ein aufrechter Stand des Lagers. Der Druck auf den Zapfen setzt sich hierbei aus dem Verticaldrucke des Schwungradgewichts und dem horizontalen, abwechselnd nach der einen und der anderen Seite wirkenden Kolbendrucke zusammen.

Vielfach wendet man aber in Fällen, wie der letztgedachte ist, eigenthümliche Lager an, deren Abweichung darin besteht, daß mehr als zwei Futter angebracht sind, um nach mehreren Richtungen die Möglichkeit eines Nachstellens zu erlangen. Man hat derartige Lager mit drei und vier Futter, und stellt Fig. 102 ein solches mit drei Pfannen vor, wie es von Reuleaux*)

Fig. 102.



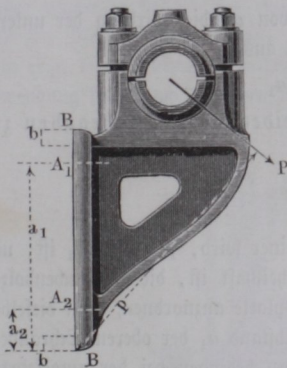
angegeben ist. Der Zapfen ist hier durch drei Futter *A*, *A* und *B* umschlossen, von denen die beiden *A*, *A* in horizontaler Richtung dem Zapfen genähert werden können, indem auf jeder Seite zwei Stellschrauben *C* angebracht sind, deren Enden durch Vermittelung der eisernen Druckplatten *D* gegen die Futter drücken. Hierdurch läßt sich der durch den horizontalen Kolbendruck veranlaßte Spielraum im Lager wieder beseitigen. Andererseits ruht die untere Pfanne *B* auf zwei parallel neben einander angebrachten Keilen *E*, welche in Führungsnuthen des Lagers verschiebbar sind. Behufs

*) Reuleaux, der Constructeur.

ihrer Verschiebung sind diese Keile der Länge nach durchbohrt und im Innern mit dem Muttergewinde für die beiden durchgehenden Stellschrauben F versehen. Eine Umdrehung der letzteren, an einer Axenverschiebung gehinderten Schrauben F bewirkt daher durch die entsprechende seitliche Verschiebung der Keile E die beabsichtigte Hebung der unteren Pfanne B . In ähnlicher Art wie hier für das untere Futter hat man bei mehrtheiligen Lagerfchalen auch für die Verstellung der Seitenpfannen zuweilen Keile angeordnet, die durch verticale Verschiebung die Pfannen gegen den Zapfen anpressen, und überhaupt in mancherlei Art die Construction ausgeführt.

Wand-, Bock- und Hängelager. Nicht immer können die Lager §. 36. der liegenden Wellen auf eine horizontale Fundamentplatte geschraubt werden, vielmehr ist häufig die Befestigung an dem Gebäude oder Gestell in anderer Weise zu bewirken. Der Lagerkörper erhält alsdann eine entsprechend abgeänderte Form, welche übrigens in allen Fällen aus der jedesmaligen Lage der Axe sich mit Nothwendigkeit ergibt. Soll z. B. eine Welle parallel einer Wandfläche und in geringem Abstände von derselben gelagert werden, so hat man dem Lagergehäuse behufs der Befestigung an der Wand eine verticale Anheftungsfläche zu geben, und es entsteht das sogenannte Wandlager, (Fig. 103*). Die Befestigung wird hierbei durch die vier Ankerbolzen A_1

Fig. 103.



und A_2 bewirkt, welche durch die Mauer hindurchgehen, auf deren anderer Fläche ihre Köpfe mittelst untergelegter Gegenplatten (Contrescheiben) den Druck auf eine thunlichst große Mauerfläche übertragen. Der auf das Lager von der Welle ausgeübte Verticaldruck wird hier durch die Reibung zwischen der Anheftungsplatte B und der Mauerfläche aufgenommen, und es müssen daher die Ankerbolzen A mit einem genütigen Drucke die Lagerplatte gegen die Wand pressen, um hinreichende Reibung zu erzeugen. Würde diese Reibung nicht ausreichend sein, um dem verticalen Zapfen-

drucke zu widerstehen, so würde der überschießende Theil des letzteren die Scheerfestigkeit der Bolzen A in Anspruch nehmen. Um eine solche ungünstige Wirkung auf die Schraubenbolzen zu vermeiden, ist es gut, bei größerem

*) Dieses und die folgenden in Fig. 103 bis Fig. 106 dargestellten Lager sind dem Constructeur von Reuleaux entnommen.

Drucke der Anheftungsplatte *B* einen oder einige Knaggen nach Art der Punkfirung *bb* zu geben, die in das Mauerwerk hineinragen, und vermöge deren der Verticaldruck direct durch die große rückwirkende Festigkeit des Mauerwerks aufgenommen wird. In ähnlicher Art werden bei jedem gewöhnlichen Lager, wie es z. B. Fig. 95 zeigt, durch die zwischen die Fußplatte *B* und die Knaggen *G* getriebenen Keile die Befestigungsbolzen vor einer auf Abscheerung wirkenden Anstrengung durch seitliche Kräfte gesichert. Ueberhaupt sollte man immer darauf bedacht sein, Schraubenbolzen nie anders als in ihrer Längenrichtung, also auf ihre absolute Festigkeit in Anspruch zu nehmen, da sie zur Aufnahme biegender und scheerender Transversalkräfte nur wenig geeignet sind.

Die Befestigungsbolzen *A* werden bei dem betrachteten Lager, Fig. 103, auf Zug in Anspruch genommen, und zwar in einem Betrage, wie er wesentlich von der Größe des Momentes abhängig ist, welches die auf den Zapfen wirkende Gesamtkraft in Bezug auf eine Kante der Anheftungsplatte des Lagers hat. Bezeichnet *P* diese Gesamtkraft auf den Zapfen und *p* den normalen Abstand der betreffenden Lagerkante *B* von dieser Richtung, so hat man, unter *a*₁ und *a*₂ die Abstände der Schraubenbolzen von derselben Kante und unter *A*₁ und *A*₂ die Zugkräfte der Bolzen verstanden, für das Gleichgewicht offenbar die Beziehung:

$$Pp = A_1 a_1 + A_2 a_2.$$

Wenn man hierin wegen der Kleinheit von *a*₂ die Wirkung der unteren Schraubenbolzen *A*₂ vernachlässigt, so folgt aus

$$Pp = A_1 a_1$$

der Werth für die Spannung in den beiden oberen Schrauben zusammen:

$$A_1 = \frac{Pp}{a_1}.$$

Hieraus erkennt man, daß *A*₁ um so kleiner wird, je größer *a*₁ ist, und daß es daher unter allen Umständen vortheilhaft ist, die Schraubenbolzen möglichst nahe dem Rande der Befestigungsplatte anzuordnen, denn dieselben Gründe, welche hier für möglichst großen Abstand *a*₁ der oberen Schraubenbolzen von der unteren Plattenkante sprechen, bedingen bei der umgekehrten Richtung der Kraft *P* einen möglichst großen Abstand der unteren Schraubenbolzen *A*₂ von der oberen Plattenkante.

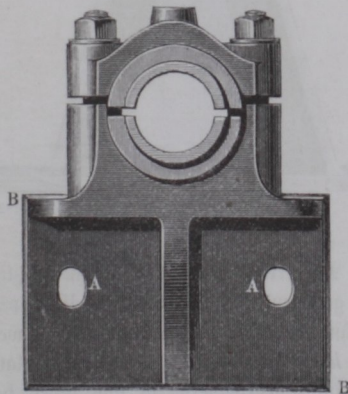
Die hier angeführten Betrachtungen über die Befestigung des Wandlagers haben übrigens eine allgemeine Gültigkeit für alle diejenigen Fälle, in denen es sich um die Befestigung eines Maschinentheils an einer Mauer handelt, welcher von dieser letzteren consolartig ausladet und einer excentrisch wirkenden Kraft ausgesetzt ist. Der Zug der Schraubenbolzen kann natürlich nur

durch die Festigkeit der Mauer selbst aufgenommen werden, und es kann daher nicht dringend genug gerathen werden, in dieser Hinsicht vorsichtig bei der Anordnung von Wandlagern und Consolen zu verfahren.

Wenn bei einem großen Kraftmomente Pp , also bei großem Drucke P oder bedeutender Ausladung p des Consols die Mauerstärke nur gering ist, so ist es fast unvermeidlich, daß das von den Ankerbolzen gefaßte Stück Mauerwerk sich von der übrigen Mauermaße löst, besonders wenn die Drucke, wie z. B. bei Kurbeln, fortwährend an Richtung und Größe wechseln, und der Mörtel in Folge der dadurch veranlaßten Vibrationen zerbröckelt. Eine hinreichende Mauerstärke und Größe der Gegenseiben sowie die Verwendung des besten Cements sind hierbei unerläßliche Bedingungen einer soliden Construction. Auch wird die Haltbarkeit der Befestigung wesentlich dadurch erhöht, daß die Mauer oberhalb des Consols noch auf größere Höhe sich fortsetzt, weil bei dem bedeutenden Gewichte der oberhalb angebrachten Mauermaße dem Herausreißen eines Stückes Mauerwerk im unteren Theile dann ein wesentliches Hinderniß in der vergrößerten Reibung entgegentritt. Die Anbringung kräftiger Consollager für schwere Wellen ist daher in den unteren Geschossen mehrstöckiger Fabrikgebäude viel weniger bedenklich als in den oberen. Muß man aber doch bei nur niedrigen Mauern ein kräftiges Consol- oder Wandlager anordnen, so kann man unter Umständen der Anordnung dadurch genügende Sicherheit geben, daß man durch verticale in die Mauer eingelegte Ankerbolzen einen Theil des unterhalb gelegenen Mauerwerks zur Mitleidenschaft zwingt.

In Fig. 104 ist ebenfalls ein Wandlager dargestellt, welches in dem Falle Verwendung findet, wo die Axenrichtung senkrecht zu der betreffenden Mauer-

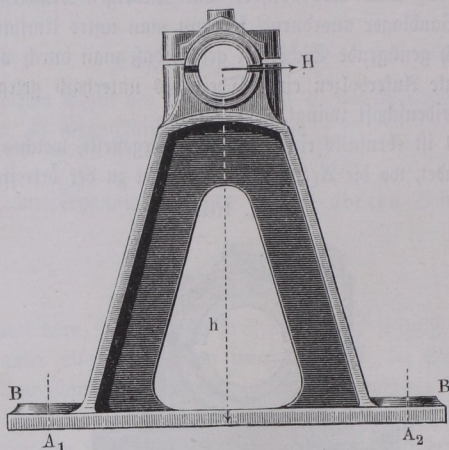
Fig. 104.



fläche steht, und das Ende der Welle an der Mauer seine Unterstützung finden soll. Dementsprechend ist hier die angegossene Befestigungsplatte BB normal zur Lagerbohrung gestellt und gilt für die Befestigung derselben durch die Ankerbolzen A das bei dem vorher besprochenen Wandlager Angeführte. Geht bei der hier vorausgesetzten Lage der Welle letztere durch die Querwand hindurch, um in den benachbarten Raum einzutreten, so zieht man der solideren Unterstützung wegen meistens vor, ein gewöhnliches Sohlager wie Fig. 95, in einer zu dem Behufe aus der Mauer ausgesparten Oeffnung zu befestigen, welche letztere dann in der Regel durch einen viereckigen gußeisernen Rahmen oder Wandkasten ausgefüllert ist, dessen untere horizontale Platte dem Lager als Sohlplatte dient, und dessen Decke den Druck des darüber angebrachten Mauerwerks aufnimmt. Verticale inmitten der Mauer von der Sohlplatte nach unten ausgehende Anker dienen zu mehrerer Befestigung.

Handelt es sich darum, eine Welle in einer gewissen Höhe über dem Fußboden eines Raumes zu lagern, so bedient man sich der sogenannten Bocklager, von denen ein Beispiel durch Fig. 105 dargestellt ist. Durch die Ankerbolzen A_1, A_2 wird hier die Fußplatte BB fest auf den das

Fig. 105.



Fundament bildenden Mauerblock geschraubt, welcher letztere lediglich durch sein Eigengewicht die genügende Stabilität gegen Umkippen des Bockes gewährleisten muß. Bezeichnet daher H den Horizontaldruck, welchen die Ase auf das Lager ausübt und h die Höhe der Ase über der Fußplatte, so muß, unter Q das Gewicht des Fundamentmauerwerks und unter b die halbe Breite desselben verstanden, mit Rücksicht auf die Stabilität des Ganzen mindestens

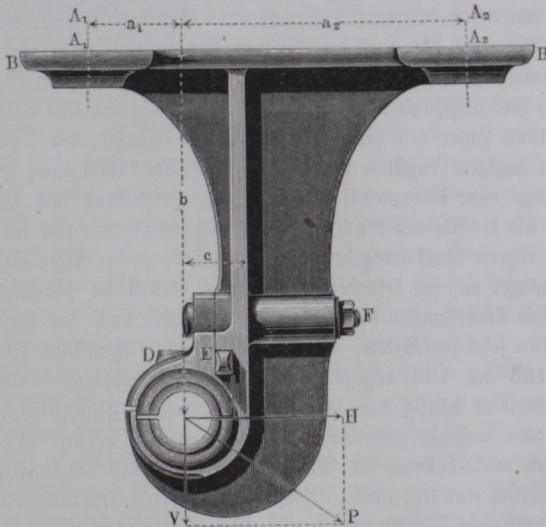
$$Qb = Hh \text{ oder } Q = \frac{Hh}{b}$$

sein. Man wird aber immer gut thun, Q wesentlich größer, etwa andert-halb bis zweimal so groß anzunehmen, als diese Rechnung ergibt. Auch hier müssen die Ankerbolzen unterhalb mit genügend großen Gegenplatten versehen sein, um das Mauerwerk entsprechend zu fassen und ist es zu letzterem Zwecke bei großem Umsturzmomente besser, die Sicherheit durch eine größere Anzahl der Ankerbolzen als durch eine größere Stärke derselben zu erreichen.

Wenn endlich eine Welle in einer gewissen Höhe unter der Decke eines Raumes gelagert werden muß, so kann man sich der sogenannten Hängelager bedienen, welche an die Decke geschraubt werden, um, wie ihr Name andeutet, die Aze in ihnen aufhängen zu können. Man unterscheidet dieselben als einarmige und zweiarmige Hängelager. Von einem der letzteren erhält man im Allgemeinen ein Bild, wenn man den Bock, Fig. 105, mit seiner Fußplatte in umgekehrter Stellung an der Decke befestigt denkt.

Von den einarmigen Lagern, welche hauptsächlich für leichtere Wellen ge-

Fig. 106.



braucht werden, ist in Fig. 106 eine sehr beliebte Anordnung gegeben. Eigenthümlich und von den gewöhnlichen Fußlagern abweichend ist hier die

Befestigung des Lagerdeckels D , welcher mit Hilfe des Keils E auf die obere Lagerpfanne und auf den Zapfen heruntergedrückt werden kann, worauf er durch die horizontale Deckelschraube F in der ihm gegebenen Stellung festgehalten wird. Daß der Verticaldruck V der Axe hier den eigentlichen Hängearm außer auf Zug wegen der excentrischen Wirkung noch auf Biegung in Anspruch nimmt, ist aus der Figur ohne Weiteres ersichtlich, und zwar ist das biegende Moment für irgend einen Querschnitt, dessen Schwerpunkt den Abstand c von der Verticalkraft V hat, durch Vc gegeben. Demgemäß ist die Anstrengung des Arms nach den Theil I, §. 279 für die excentrische Belastung angegebenen Regeln zu ermitteln. Bezeichnet man mit a_1 und a_2 die Abstände der Schraubenbolzen A_1 und A_2 von der Richtung der Verticalcomponente V , so ergibt sich die Zugkraft, welche auf diese Schrauben ausgeübt wird, durch

$$V \frac{a_2}{a_1 + a_2} \text{ für } A_1$$

und

$$V \frac{a_1}{a_1 + a_2} \text{ für } A_2.$$

Hierzu kommt noch der Zug, welcher bei einer schrägen Richtung der Kraft P von deren horizontaler Componente H ausgeübt wird, und welcher aus dem Momente Hh ganz in derselben Art zu bestimmen ist, wie dies für die Ankerbolzen des Wandlagers, Fig. 103, oben angegeben ist.

In den hier angeführten Beispielen ist immer angenommen worden, daß das eigentliche Lager mit dem stützenden Körper (Consol, Bock, Hängearm) aus einem einzigen Gußstücke besteht. Diese Art der Ausführung ist indessen nur so lange ohne Unbequemlichkeiten bei der Herstellung und Montirung zugänglich, als der Abstand der Axe von der stützenden Fläche nur ein geringer ist. Bei größerer Ausladung der Lager pflegt man in der Regel ein gewöhnliches Fußlager auf ein besonderes gußeisernes Gestell zu schrauben. Die Formen und Abmessungen dieser Gestelle sind dabei nach den verschiedenen Verhältnissen sehr verschieden, wenn sie auch im Allgemeinen den in den Figuren 103 bis 106 angegebenen typischen Grundformen entsprechen. Hierbei kommt es häufig vor, daß derartige Gestelle gleichzeitig die Lager für zwei oder mehrere parallele oder sich kreuzende Wellen aufzunehmen haben, und wird dadurch die Mannigfaltigkeit solcher combinirter Lagergestelle natürlich eine sehr große. Hinsichtlich solcher Ausführungen muß hier auf die betreffenden Specialwerke der Constructionslehre verwiesen werden *).

*) Mehrfache Lagergestelle siehe besonders in: Redtenbacher, Resultate f. den Maschinenbau. Wiebe, die einfachen Maschinenteile. Reuleaux, der Constructeur und a. a. D.

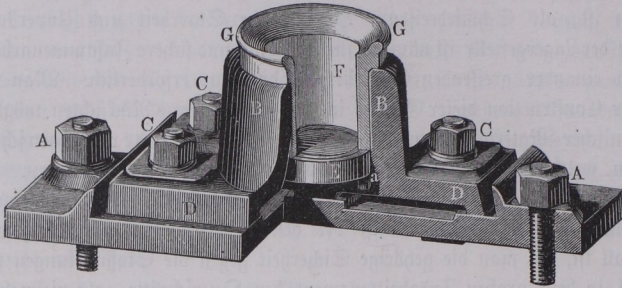
Bei der Construction solcher Lagergestelle wird fast ausnahmslos Gußeisen verwendet, sowohl wegen der Bequemlichkeit, mit welcher derartige meist complicirte Stücke durch den Guß hergestellt werden können, wie auch wegen der Starrheit dieses Materials, welches einer geringeren Beweglichkeit unterworfen ist, als Schmiedeeisen. Hinreichende Starrheit und Unveränderlichkeit der Lagergestelle ist nämlich für das gute und sichere Zusammenarbeiten der in einander greifenden Getriebetheile durchaus erforderlich. Man wird bei der Construction dieser Gestelle im Allgemeinen aus Rücksichten möglichst ökonomischer Materialverwendung gerippte und gefiederte Querschnitte wählen, welche ein möglichst großes Trägheitsmoment haben. Nur bei solchen Gestelltheilen, welche stärkeren Stößen und Erschütterungen ausgesetzt sind, wie dies beispielsweise bei den Lagerständern von Walzwerken der Fall ist, hat man die gehörige Sicherheit gegen die Stoßwirkungen nicht sowohl in dem großen Trägheitsmoment der Querschnitte, als vielmehr in dem möglichst großen Flächeninhalte derselben, d. h. in einer hinreichend großen Masse der betreffenden Gestelle zu suchen. Man vergleiche hiermit das in Th. I, §. 372 bis 375 über die Stoßfestigkeit Gesagte.

Lager für stehende Wellen. Zur Unterstützung der Spurzapfen §. 37. stehender Wellen, von denen in §. 4 gehandelt wurde, dienen die Spurlager. Bei denselben ist immer eine Platte von Stahl oder Hartguß vorhanden, welche dem Spurzapfen zur direkten Unterstützung dient. Diese Platte (Spurplatte) ist in einem meist gußeisernen Gehäuse gelagert, welches entweder fest auf das Fundament, beziehungsweise Gestell geschraubt ist, oder welchem je nach Bedarf in horizontaler oder in vertikaler Richtung eine gewisse Verstellbarkeit belassen ist. Bei einer ebenen oder nur wenig gewölbten Form der unteren Zapfenfläche, wie solche bei den stärkeren Wellen meist gewählt wird, ist natürlich auch die Spurplatte eben oder nur entsprechend wenig vertieft, und man pflegt daher dem Zapfen, besonders wenn derselbe einem merklichen Seitendruck ausgesetzt ist, durch entsprechende bronzene Lagerpfannen noch eine seitliche Führung zu geben.

Ein gewöhnliches Spurlager ohne Verstellbarkeit, wie es z. B. bei Turbinen angewandt wird, zeigt Fig. 107 (a. f. S.). Hier ist *E* die aus glashartem Stahl bestehende ebene Spurplatte, auf welcher der cylindrische Spurzapfen mit seiner ebenen Endfläche ruht, während das bronzene Futter *GG* in der cylindrischen Bohrung *F* dem Zapfen zur Führung dient. Die Spurplatte *E* und die Führungsbüchse *G* sind fest in den gußeisernen Spurkasten *B* eingetrieben, dessen Befestigung auf der gußeisernen Sohlplatte *A* mit Hilfe der Schrauben *C* aus der Figur sich ersieht. Durch den kleinen Stift *a* ist die Spurplatte *E* an einer Drehung in dem Gehäuse *B* verhindert. Steht ein solches Lager nicht im Wasser, so geschieht die Delung des Zapfens

einfach von oben, indem die Erweiterung der Büchse *G* zur Aufnahme eines gewissen Quantums Del dient. Bei der Aufstellung eines solchen Lagers

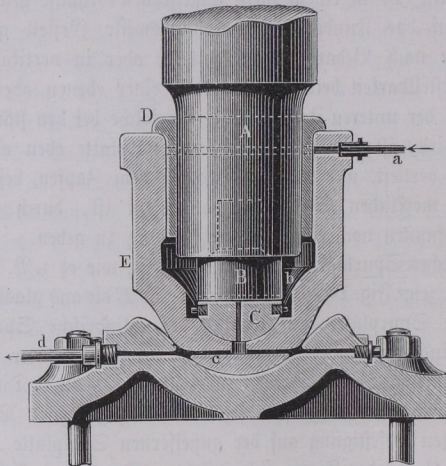
Fig. 107.



unter Wasser, wie sie bei Turbinen häufig vorkommt, muß jedoch für die Zuführung des Oels durch ein besonderes Röhrchen, vergl. Thl. II. Fig. 481, 486, 487, oder eine Durchbohrung der stehenden Welle selbst gesorgt werden, vergl. Thl. II. Fig. 514.

Wenn die stehende Welle aus irgend einer Veranlassung, z. B. wegen einer gewissen Nachgiebigkeit des oberhalb angebrachten Lagers von der vertikalen Lage um ein Geringes abweicht, so würde bei einem solchen Lager

Fig. 108.



mit fester Führungsbüchse ein Klemmen unvermeidlich sein und würde dann auch der ebene Spurzapfen einen einseitigen Druck auf die Spurplatte aus-

üben. Bei schnellem Gange der Welle, wie er z. B. bei Centrifugen vorkommt, würde hierdurch nicht nur ein bedeutender Verschleiß, sondern leicht ein Warmlaufen des Zapfens eintreten, welches denselben schnell der Zerstörung zuführt. Zur Vermeidung dieses Uebelstandes ist das Lager, Fig. 108, von Medtenbacher*) angegeben. Die Welle *A* trägt hier den mit einem Ansätze eingesetzten Stahlzapfen *B*, welcher durch die ebene Spurplatte *C* getragen wird. Diese letztere ist unterhalb kugelförmig abgedreht und ruht in einer passenden Ausdrehung des Spurtopfes *E*, so daß die Spurplatte dadurch die Fügligkeit erhält, sich bei einer geringen Schwankung der Welle, wie sie in Folge einer Erzitterung eintritt, immer an den Zapfen anlegen zu können. Der Spurtopf *E*, welcher das bronzene Futter *D* behufs der Seitenführung des Zapfens enthält, hat gleichfalls unterhalb die Kugelform erhalten, so daß auch er jederzeit der Bewegung der Welle folgen kann und ein Klemmen des Wellenhalses *A* in dem Futter *D* nicht möglich ist. Das Del tritt hier durch das Röhrchen *a* oberhalb ein, verbreitet sich zwischen *A* und *D* in dem Raume *b*, von wo es durch zwei die untere Zapfenfläche durchkreuzende Nuthen Zutritt zu dem Zapfen hat. Eine centrale Durchbohrung der Spurplatte in Verbindung mit den Canälchen *c* und dem Abgangrohr *d* ermöglicht in leicht ersichtlicher Weise eine fortwährende Circulation des Dels und Erneuerung des allmählig dick gewordenen Schmiermaterials durch frisch hinzutretendes.

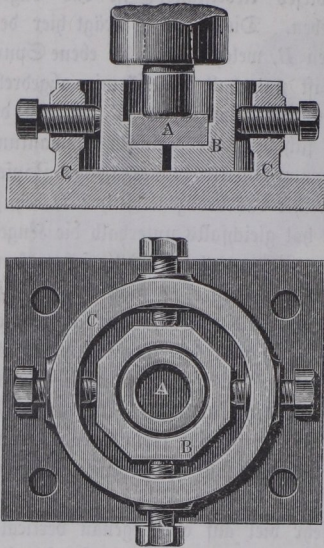
Bei allen stehenden Wellen kommt sehr viel auf einen genau verticalen Stand derselben an. Man construirt daher die Spurlager häufig so, daß die Spurplatte nebst dem sie aufnehmenden Spurnapfe einer kleinen Seitenverschiebung durch Stellschrauben fähig ist, um hierdurch ein Mittel zu haben, die Welle bei der Aufstellung leicht und sicher in lothrechter Lage aufzustellen und jede während des Betriebes etwa eingetretene Abweichung von dieser verticalen Lage wieder beseitigen zu können. Solche Einrichtungen sind schon in Thl. II. gelegentlich der Turbinen erwähnt worden, vergl. daselbst Fig. 514. Ein gebräuchliches Lager dieser Art zeigt umstehende Figur 109. Der die Spurplatte *A* aufnehmende Spurnapf *B* ist hier in dem etwas größeren Spurkanst C mittelst der vier Stellschrauben in einer ohne Weiteres ersichtlichen Art verstellbar.

Wenn im Laufe der Zeit der Spurzapfen und die Spurplatte einer merklichen Abnutzung unterworfen sind, so können daraus für die betreffende Maschine, zu welcher die Welle gehört, größere Uebelstände herbeigeführt werden. Gehört die Welle z. B. einer Turbine an, so hat der Zapfenverschleiß eine Senkung des Laufrades im Gefolge und hierdurch wird der Zwischenraum zwischen dem Laufrade und dem festen Leitrade bei *Fontaine*'s

*) Medtenbacher, Resultate für den Maschinenbau.

schen und Henschel'schen Turbinen größer, und dadurch der Wasserverlust vermehrt. Bei einer Mahlmühle andererseits senkt sich der rotirende Läufer-

Fig. 109.



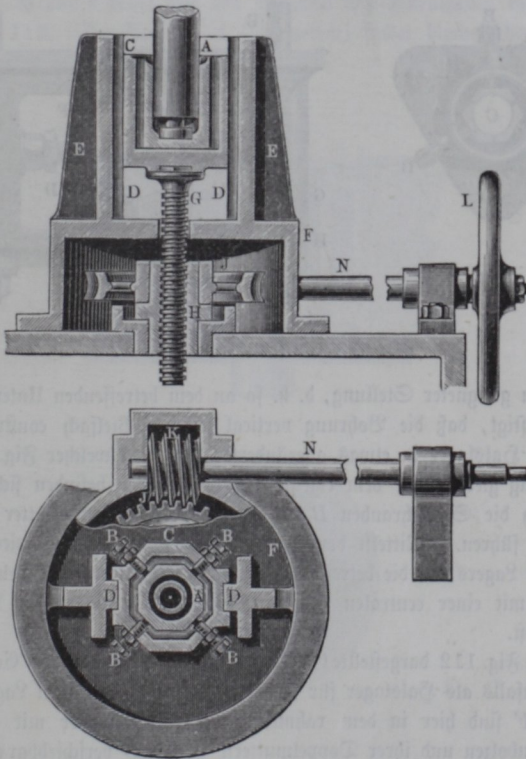
stein und es ist Gefahr, daß er dem darunter liegenden Bodensteine zu sehr sich nähert und ein Schleifen eintritt. Aus diesem Grunde construirt man die Spurlager auch derart, daß die Spurlager und mit dieser die ganze Welle nebst allen auf ihr angebrachten Theilen einer Hebung resp. Senkung fähig ist. Auf solche Weise läßt sich der Abstand des Turbinenrades vom Leitrade stets auf die nämliche Größe zurückführen und bei Mahlmühlen ist außerdem hierdurch eine Regulirung des mehr oder minder scharfen Angriffes der Steine ermöglicht. Oftmals begab man die Spurlager sowohl mit einer verticalen als auch gleichzeitig horizontalen Verstellbarkeit, und sei in dieser Hinsicht auf das Thl. II. Fig. 507 gezeichnete Turbinenlager von

Laurent hingewiesen, welches beide Arten der Verstellbarkeit zeigt, während das Thl. II. Fig. 504 gegebene Turbinenlager von Fourneyron nur einer verticalen Verstellung fähig ist. Ein für Mahlgänge dienendes Lager, dessen Spurlatte sowohl in horizontaler Ebene wie auch in verticaler Richtung verstellbar ist, zeigt Fig. 110 nach einer Ausführung von Wiebe*). Man benennt eine derartige Vorrichtung zum Heben und Senken der Mühlschindel mit dem darauf ruhenden Läufersteine, wie solche nicht sowohl wegen des Zapfenverschleißes, sondern hauptsächlich zur Regulirung des Mahlprocesses erforderlich ist, wohl auch schlechtweg mit dem Namen der Steinsetzung. Der innerlich cylindrisch ausgedrehte, außen achtkantige Spurnapf *A* ist hierbei durch die vier Stellschrauben *B* in dem eigentlichen Spurkasten *C* in ähnlicher Art wie in Fig. 109 verstellbar angebracht. Der Spurkasten *C* führt sich dagegen mittelst zweier Falze an den Rippen *D* der beiden Ständer *EE*, in welche das Lagergestell *F* oberhalb ausgeht. Die verticale Verstellung des Spurkastens mit der Mühlschindel nebst dem schweren Steine wird durch die Schraubenspindel *G* vermittelt, welche vertical auf- oder ab-

*) Wiebe, die Lehre von den einfachen Maschinentheilen.

steigt, sobald ihre Mutter *H* gedreht wird. Die Drehung der letzteren wird mit Leichtigkeit und Sicherheit durch ein auf ihr angebrachtes Schneckenrad *J* (s. später) ermöglicht, in dessen Zähne die Schnecke *K* eingreift, welche auf der Welle *N* des Handrades *L* aufgesteckt ist.

Fig. 110.



In welcher Weise die Construction des Spurlagers sich in einzelnen Fällen, insbesondere dann abändert, wenn, wie bei den sogenannten Ueberwasserzapfen der Turbinen, die Welle auf dem Lager hängt, anstatt darauf zu stehen, ist aus den Figuren 488, 512 und 521 Thl. II. ersichtlich, auch erkennt man daselbst aus Fig. 488 die geringe Abänderung, welche die Construction erleidet, wenn anstatt des gewöhnlichen Spurzapfens ein Kammerzapfen (s. §. 5) zur Verwendung kommt.

Jede stehende Welle bedarf außer dem Spurlager noch mindestens eines Hals- oder Führungslagers, welches im Allgemeinen von den Lagern für liegende Wellen sich nur wenig unterscheidet. Man kann jedes gewöhnliche Sohlager, wie es Fig. 95 zeigt, als Halslager anwenden, wenn man

Fig. 111.

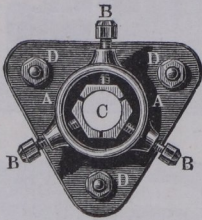
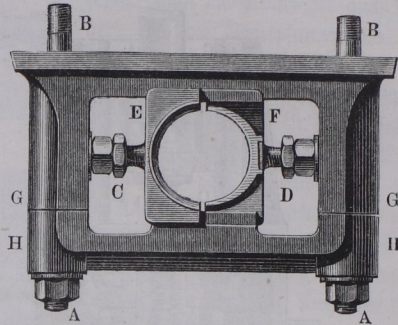


Fig. 112.



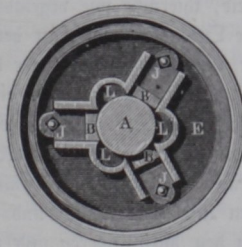
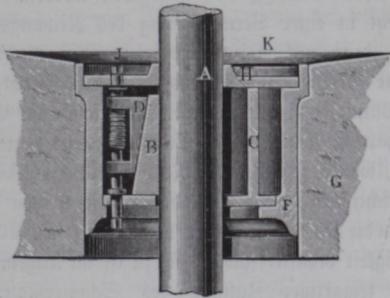
dasselbe in geeigneter Stellung, d. h. so an dem betreffenden Unterstützungstheile befestigt, daß die Bohrung vertical steht. Vielfach construirt man jedoch die Halslager in etwas abgeänderter Art, von welcher Fig. 111 eine Anschauung giebt. In dem eigentlichen Lagerkörper befinden sich hier die drei durch die Stellschrauben *B* anzuziehenden bronzenen Futter *C*, welche die Welle führen. Mittelft der Schraubenbolzen *D* ist die dreieckige Fußplatte des Lagers auf die betreffende Unterstüzung geschraubt, welche letztere natürlich mit einer centralen Oeffnung für den Durchgang der Welle versehen ist.

Das in Fig. 112 dargestellte Gabellager aus *Nealeaux's* Constructeur dient ebenfalls als Halslager für stehende Wellen. Die beiden Lagerpfannen *E* und *F* sind hier in dem rahmenförmigen Lagerkörper mit Hülfe der Schraubenbolzen und ihrer Doppelmuttern *C* und *D* verschiebbar angebracht, und können, wie aus der Figur ersichtlich ist, aus dem Rahmen herausgenommen werden, ohne den Lagerdeckel abnehmen zu müssen, indem die beiderseits vorhandenen Erweiterungen des Rahmens solches gestatten. Die Schrauben *AB* sind an beiden Enden mit Gewinde und bei *GG* mit vorstehenden Bünden versehen, welche letzteren in passenden Aussparungen des Lagerkörpers Platz finden. Durch die auf *BB* befindlichen Muttern ist daher die Befestigung des Lagers an der Unterstüzung möglich, worauf die Muttern *AA* den Lagerdeckel *HH* mit dem Theile *GG* zu verbinden gestatten. Bei dieser Einrichtung, welche auch bei anderen Lagern zuweilen

vorkommt, ist ein Abnehmen des Deckels möglich, ohne den Lagertheil *G G* von seiner Unterstützung lösen zu müssen.

Eine eigenthümliche Art der Halslager kommt bei den Mahlgängen vor. Hier wird die Mühlspindel oberhalb in der sogenannten Steinbüchse geführt, d. h. in einem Lager, welches in ein entsprechendes Auge des festliegenden unteren oder Bodensteins eingesetzt ist. Eine solche Steinbüchse, wie sie in Wiebe's Lehre von den einfachen Maschinentheilen enthalten ist, zeigt Fig. 113. Die Spindel *A* (Mühlleisen) findet hierbei ihre Führung

Fig. 113.



zwischen den drei bronzenen Lagerfuttern *B*, welche zwischen die Rippen des gußeisernen Spurnapfes *C* eingesetzt sind, und durch die auf ihrem Rücken gleitenden Keile *D* in centraler Richtung vorgeschoben werden können. Der Spurnapf *C* ist mittelst seines unteren Randes *E* auf einem Vorsprunge des cylindrischen Spurlastens *F* befestigt, welcher letztere fest in das Auge des Bodensteins *G* eingegypst ist. Die Scheibe *H* dient zum Festhalten des Spurnapfes und zur Aufnahme der oberen Zäpfchen von drei Stellschrauben *J*, durch deren Drehung die erwähnten Keile *D* verschoben werden können, wenn die Lagerfutter *B* gegen das Mühlleisen gedrückt werden

sollen. Die Drehung der Schrauben ist in bequemer Art von unten auszuführen, ohne daß man genöthigt wäre, deswegen den Läufer von dem Bodensteine abzuheben. Um das Mahlgut von dem Lager abzuhalten, ist auf den Spurkasten *F* die Blechscheibe *K* gesetzt. Die drei Aussparungen *L* endlich in dem Spurnapfe dienen zur Aufnahme von Filz oder Kuhhaaren, überhaupt einer das Del ansaugenden Substanz, um solcherart einen geschmeidigen sanften Gang des Mühleisens zu erlangen.

§. 38. **Schmiermittel.** Die Nothwendigkeit einer sorgfältigen Schmierung der Zapfen ist schon oben (§. 33) angegeben worden. Der Zweck jedes Schmierens besteht in einer Verminderung des Reibungscoefficienten durch geeignete Mittel, denn mit diesem Coefficienten ist der durch die Zapfenreibung veranlaßte Verlust an Betriebskraft proportional, und man wird auch annehmen können, daß der Lagerverschleiß sowie die Erwärmung damit in directem Verhältniß stehen. Zu Schmiermitteln eignen sich daher alle diejenigen Stoffe, welche, zwischen die Reibungsflächen gebracht, die Friction verringern, wahrscheinlich in der Art, daß sie die kleinen Vertiefungen ausfüllen, mit welchen die Oberflächen aller bekannten festen Körper zufolge ihrer natürlichen Rauigkeit behaftet sind. Hierzu ist im Allgemeinen ein flüssiger oder wenigstens teigartiger Zustand des Schmiermaterials erforderlich. Erfahrungsmäßig besitzen von den Flüssigkeiten vorzüglich die Oele und zwar sowohl die fetten Oele, thierische wie vegetabilische, ohne Ausnahme, wie auch viele mineralische Oele die Eigenschaft der Reibungsverminderung im hohen Grade. Wasser vermindert zwar unter Umständen ebenfalls den Reibungscoefficienten, doch wendet man es als eigentliches Schmiermittel weniger an, der Hauptzweck einer Beträufelung gewisser Zapfen, z. B. der Walzenzapfen, ist, wie schon früher angegeben worden, mehr in einer Abkühlung der Zapfen und Lager zu suchen. Im Ganzen ist die Verwendung von wässerigen Flüssigkeiten nicht gebräuchlich und auch schon des Kostens wegen nicht rathlich. Von den dickflüssigeren und teigartigen Körpern sind besonders die Theere und Fette, ferner Talg und gewisse weiche Fettseifen als Schmiermaterialien gebräuchlich, wobei, wie schon früher angegeben, vorausgesetzt werden muß, daß die erst bei einer höheren Temperatur schmelzenden Körper wie Talg zu ihrer Wirkung bereits eine gewisse Erwärmung des Lagers bedingen, wie sie sich während des Betriebes einstellt. Wenn hierin einerseits ein gewisser, den festen Materialien anhaftender Uebelstand nicht zu verkennen ist, so ist doch gleichzeitig der Vortheil damit verbunden, daß diese Schmiermaterialien in Folge des gedachten Umstandes nur während des Betriebes und nicht auch während des Stillstandes der Maschine verbraucht werden, was bei flüssigen Schmiermitteln von selbst nicht der Fall ist. Auch stellt sich bei Anwendung fester Schmiermaterialien in gewisser

Art von selbst eine Regulirung des Schmierens ein, indem bei einer zunehmenden Erwärmung auch ein vermehrtes Abschmelzen des Materials eintreten wird.

Eine Schmierflüssigkeit wird natürlich ihren Zweck, die Reibung herabzuziehen, um so vollständiger erfüllen, je dünnflüssiger sie ist und je länger sie in solchem dünnflüssigen Zustande sich erhält, und man kann daher für gewisse Zustände und Maschinen den Werth eines Schmieröls mit Rücksicht auf seine größere oder geringere Dünnflüssigkeit und deren Dauer bestimmen. In der That ist die von Masmyth angegebene Delprobe hierauf begründet. Diese Probe besteht nämlich darin, daß man einzelne Tropfen der zu vergleichenden Oele in eben so viele sehr wenig geneigte Rinnen einer etwa zwei Meter langen eisernen Platte bringt, und sich selbst überläßt. Diese Tropfen laufen dann vermöge der geringen Neigung dieser Rinnen in letzteren sehr langsam, und je nach ihrem verschiedenen Flüssigkeitsgrade mit verschiedener Geschwindigkeit herab. Man hat daher in den Wegen, welche zwei verschiedene Oelarten in derselben Zeit, etwa einem Tage, zurücklegen, bei der Vergleichung der Proben ein Maß für deren Dünnflüssigkeit, während diejenige Zeitdauer, während welcher eine Probe überhaupt in Bewegung bleibt, einen Anhalt für die Unveränderlichkeit des Materials giebt. Diese beiden verschiedenen Eigenschaften wird man zu berücksichtigen haben, wenn es darauf ankommt, für einen bestimmten Zweck eine Auswahl zu treffen.

Während man z. B. für Uhren und Instrumente, die nur nach gewissen größeren Zeitabschnitten geschmiert werden können, einen Hauptwerth auf möglichste Unveränderlichkeit des flüssigen Zustandes legen wird, daher für solche Zwecke ein recht reines Knochenöl in der Regel den Vorzug verdient, so dürfte sich zum Schmieren von sehr schnell gehenden einer steten Beaufsichtigung unterworfenen Axen, wie z. B. den Spindeln einer Spinnmaschine, mehr ein Material eignen, welches möglichst dünnflüssig ist und daher die Reibung auf ein Minimum reducirt. In diesem Falle, wo eine außerordentliche Zahl von Spindeln, meist von vielen Tausenden, in einer Fabrik bewegt werden muß, pflegt die durch ein gutes Schmiermaterial erreichte Verminderung des Arbeitsverlustes oft sehr bedeutend auszufallen und einem namhaften Betrage von Kohlen zum Heizen der Dampfessel gleichwerthig zu sein. Aus diesem Grunde eignen sich für derartige Fälle mehr die sehr flüssigen natürlichen und künstlichen Mineralöle, welche unter verschiedenen Namen (Vulcanöl, Theeröl &c.) vorkommen und bei dem hohen Preise des Knochenöls und des Küböls sich neuerdings eine sehr ausgedehnte Verwendung verschafft haben.

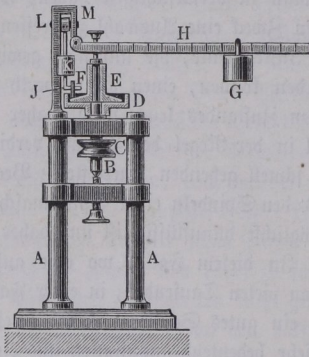
Die mehr oder minder große Dünnflüssigkeit, welche durch die Masmyth'sche Delprobe erkannt werden kann, ist aber nicht immer ein Maß der Brauchbarkeit eines Schmiermaterials für einen bestimmten Zweck, ja es kann unter Umständen eine zu große Flüssigkeit des Materials der nachhaltigen Schmie-

zung hinderlich sein. Dies letztere ist namentlich dann der Fall, wenn die zu schmierenden Flächen mit einer großen Kraft gegeneinander gedrückt werden, wobei ein schleuniges Herauspressen des dünnflüssigen Materials und somit ein Aufhören der Schmierung befürchtet werden muß. Hierin liegt der Grund, warum man z. B. die Axen der gewöhnlichen Straßenfahrwerke nicht mit dünnflüssigem Oele, sondern mit Theer von viel steiferer Beschaffenheit schmirt. In unter Umständen zeigt es sich vortheilhaft, dem Schmiermaterial, wie z. B. Talg, Fett, Palmöl u., durch Zusatz gewisser fester Körper, wie Graphit, Gyps u., eine steifere Beschaffenheit zu geben, wie dies namentlich die einen Zusatz von Graphit enthaltenen Schmiermittel für Radzähne zeigen.

Um daher verschiedene Schmiermittel mit einander zu vergleichen, hat man andere Methoden und Apparate angegeben, welche die Größe der Reibung messen, die zwischen zwei bestimmten Flächen unter einem gewissen Drucke bei Anwendung der verschiedenen Schmiermaterialien sich einstellt.

Der von Mac Naught*) angegebene Apparat zum Probiren der Oele ist seinem Wesen nach in Fig. 114 dargestellt. Eine kleine in dem Gestell

Fig. 114.



A vertical aufgestellte Spindel *B*, welche mittelst der Schnurscheibe *C* von einem Handrade aus in Umdrehung gesetzt werden kann, trägt fest auf ihrem oberen Ende den glatt abgedrehten mit vorstehendem Rande versehenen Teller *D*. In diesem Teller liegt lose die ebenfalls glatt gedrehte und eingeschliffene Metallscheibe *E*, welche mittelst des Hebels *H* und des Läufergewichtes *G* mit bestimmtem Drucke auf den Teller *D* gedrückt werden kann. Hat man nun eine kleine Quantität des zu untersuchenden Oels zwischen Teller und Scheibe gebracht, und setzt den ersteren mittelst seiner Spindel *B* in Um-

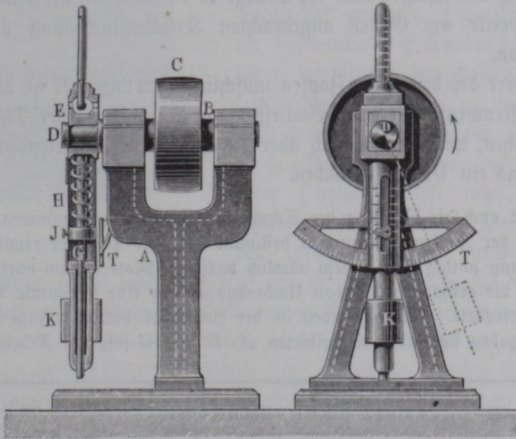
drehung, so wird die Scheibe *E* durch die Reibung zwischen den Berührungsflächen mit herumgenommen, bis ein fest in der Scheibe *E* sitzender Stift *F* gegen den verticalen Arm *J* eines um *L* drehbaren Winkelhebels stößt. Dieser letztere Hebel hat einen zweiten für gewöhnlich horizontal stehenden Arm *M*, auf welchem ein Läufergewicht *K* verschiebbar angebracht ist. Dieses

*) *Mechanic's Magazine* Nr. 774, S. 154, und daraus *Dingl.* 1838, Bd. 70, S. 108. Siehe auch *Wiebe*, die einfachen Maschinentheile und Zeitfahr. Deutsch. Jng. Bd. V. (1861), S. 301.

Gewicht K kann man nun in solchem Abstände a vom Drehpunkte L fixiren, daß der Hebelarm M unter Einfluß des Gewichtes K und des Druckes, welchen der Stift F auf den Arm J ausübt, in der horizontalen Stellung verbleibt. Bezeichnet b die Länge des Hebelarmes J zwischen der Drehaxe L und dem Stifte F und P den von letzterem auf den Hebel J ausgeübten Druck, so hat man offenbar in $P = \frac{Ka}{b}$ ein Maß für die Größe der auf den Stift F reducirten Reibung zwischen den beiden Flächen der Scheibe und des Tellers, daher ein Maß für die Güte des Schmiermaterials.

Auch bei dem von Thurston*) angegebenen Apparate, Fig. 115, bedient man sich eines Gewichtes, um den Reibungswiderstand zu wägen, nur

Fig. 115.



ist die Einrichtung des Apparates eine andere. Auch hier erhält die in dem Gestelle A gelagerte horizontale Spindel B durch die Riemscheibe C eine möglichst gleichmäßige Umdrehung. Die Spindel B trägt am vorderen Ende den Zapfen D , der von zwei Lagerpfannen E umschlossen ist, welche mittelst der Schraube G und einer in dem hohlen Arme H befindlichen Schraubensfeder F mit beliebigem Drucke gegen den Zapfen D gepreßt werden können, nachdem man denselben mit dem zu probirenden Del geschmiert hat. Ein durch einen Schlitz der Röhre H heraustretender Zeiger J giebt auf einer auf H angebrachten Eintheilung in der bei solchen

*) Journal of the Franklin Institute, Juli 1873, p. 1, und daraus in Dingl. polyt. Journal 1873, Bd. 209, S. 411.

Federwagen üblichen Art den Druck der Schraube an. Außerdem ist auf dem Arme H ein Gewicht K verschieblich angebracht, das durch eine Druckschraube in bestimmter Entfernung von dem Zapfen D festgestellt werden kann. Bei der Umdrehung der Spindel B in der Pfeilrichtung wird nun vermöge der Reibung an dem Zapfen D die Stange H so weit mit herumgeführt, bis das Moment des belasteten Armes demjenigen der Zapfenreibung gleich ist. Bezeichnet Q das ganze Gewicht des Armes H nebst Feder, Schraube und Belastung K , und a den Abstand des Schwerpunktes aller dieser Theile von der Drehaxe B , ist ferner r der Halbmesser des Zapfens und F die Reibung an dessen Umfange, so hat man

$$F = Q \frac{a \sin \alpha}{r},$$

wenn α den Ausschlagswinkel der Stange H bedeutet, welcher leicht an einer zu dem Zwecke am Gestell angebrachten Kreisbogentheilung T abgelesen werden kann.

Das obere der beiden den Zapfen umschließenden Lager E ist übrigens bei diesem Instrumente mit einer Vertiefung zur Aufnahme einer Thermometerkugel versehen, um jederzeit auch über die Größe der eintretenden Erhitzung des Zapfens ein Urtheil zu haben.

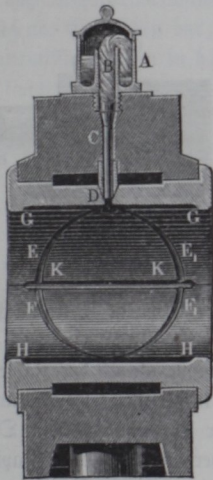
Man hat auch die Prüfung der Schmieröle derartig vorgenommen, daß man die Anzahl der Zapfenumdrehungen bestimmt hat, die zu einer gewissen Temperaturerhöhung nöthig sind, indem nämlich dasjenige Material am vortheilhaftesten ist, welches die größte Anzahl von Umdrehungen für eine bestimmte Temperaturerhöhung erfordert. Nach Angaben in der Zeitschrift deutscher Ingenieure 1871, S. 468, ergaben sich für drei Oelarten A , B und C folgende Relationen:

Oelorte	Preis pro Ctr.	Umdrehungen	Relativer Kostenaufwand für gleiche Leistung
A Raff. Rüböl . . .	15 Thlr.	69 975	100
B Mineralöl	10 "	41 850	111,4
C Gefälsthes Rüböl .	12,8 "	26 392	225,9

§. 39. **Schmiervorrichtungen.** Das gewöhnlichste und einfachste Hilfsmittel zum Schmieren der Zapfen mit flüssigem Material besteht in der Anwendung einer Schmierbüchse A , Fig. 116, welche auf den Deckel des Zapfenlagers gesetzt wird. Ein in diese Büchse eingelegter Docht B führt durch seine Capillarität das Oel nachhaltig durch die Bohrung C des Lagerdeckels der inneren Fläche der oberen Lagerpfanne D zu. Durch die sich an D anschließenden Kreuzrinnen oder Schmiernuthen EE_1 und FF_1 , sowie

durch die mit denselben in Verbindung stehenden Längsrinnen *GG*, *HH* und *KK* wird eine gleichmäßige Vertheilung des Oels auf die ganze Umfläche des

Fig. 116.



Zapfens herbeigeführt. Diese wegen ihrer Einfachheit und guten Wirkung viel gebrauchte Schmierbüchse leidet nur an dem Uebelstande, daß die Delung auch vor sich geht, wenn die Axz nicht in Betrieb ist und hierdurch eine Vergeudung des theueren Schmiermaterials veranlaßt wird. Man hat sich daher vielfach bemüht, solche Anordnungen zu treffen, welche mit dem gedachten Uebelstande nicht behaftet sind. Dies hat zunächst zur Construction der sogenannten Schmierhähne geführt, bei welchen der Zufluß des Oels aus einem Behälter zu dem Lager nach gewissen regelmäßigen Zeiträumen durch zeitweiliges Oeffnen und Schließen eines Hahns bewirkt wird, welchem letzteren diese periodische Bewegung von der rotirenden Axz durch geeignete

Räderübertragung oder sonstige Mittel ertheilt wird. In Folge dessen kann eine Delzufuhr nur während der Bewegung der Welle geschehen. Solche Vorrichtungen*), welche man in sehr verschiedener Weise angegeben hat, mögen in einzelnen Fällen vortheilhaft sein, wo es sich um die Schmierung wichtiger Organe, z. B. der Wellen großer Dampfmaschinen, handelt, ihrer größeren Verbreitung, namentlich ihrer Anwendung zu den meist zahlreichen Lagern der Transmissionen, stehen indessen ihre zusammengesetzte Einrichtung und der damit verbundene hohe Preis entgegen. Um denselben Zweck durch einfachere Mittel zu erreichen, hat man ferner noch mancherlei sehr verschieden construirte mechanische Schmierapparate angegeben, welche indessen größtentheils eine allgemeinere Verbreitung ebenfalls nicht haben erlangen können; es mögen hiervon nur einige wenige Beispiele angeführt werden.

Bei dem Schmierapparate, von Laco Longe, Fig. 117 (a. f. S.), ist an dem Zapfen *AB* mittelst eines Arms *FG* ein kleiner Becher befestigt, welcher, indem er von dem Zapfen im Kreise herumgeführt wird, bei jeder Umdrehung eine kleine Menge Del aus dem unteren Theile *H* des Lagergehäuses einschöpft, um dasselbe oberhalb in einen Trog *K* auszugießen, von dem aus es durch

*) Siehe u. A. Wiebe, die Lehre von den einfachen Maschinenteilen.

ein Loch zu dem Zapfen gelangt. Bei schnellgehenden Axen kann man durch Einschaltung einer verlangsamenen Räderübertragung die Anzahl der

Fig. 117.

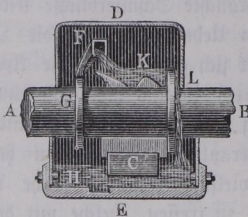
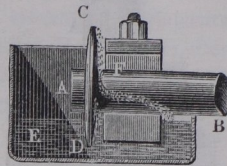


Fig. 118.

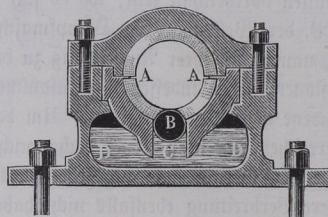


Uebungen vermindern, wodurch natürlich der Apparat beträchtlich complicirter wird.

Bei dem in Fig. 118 dargestellten Schmierapparate ist der Zapfen *AB* mit einer ringsum hervorragenden Scheibe *CD* versehen, welche, unterhalb in die Schmierflüssigkeit *E* eintauchend, bei der Umdrehung etwas Del vermöge der Adhäsion mit empornimmt und oberhalb nach dem Zapfen abfließen läßt. Zur Vermehrung der Adhäsion wird die Scheibe wohl an ihrem Umfange mit Riffeln oder mit kleinen Löchern versehen.

Bei dem in Fig. 119 angegebenen Schmierapparate geschieht die stetige Delung des Zapfens mit Hülfe des hohlen Blechcylinders *B*, welcher auf

Fig. 119.



dem Del *DD* im unteren Theile des Lagergehäuses schwimmend, durch den Auftrieb der Flüssigkeit beständig gegen den Zapfen *A* gepreßt wird. Wie bei der Drehung des letzteren der durch den Spalt *C* an seitlichem Ausweichen gehinderte Blechcylinder gleichfalls zur Umdrehung und damit zur Schmierung des Zapfens veranlaßt wird, ist ohne Weiteres deutlich. Um den Schwimmer zu vermeiden, hat man auch solche Einrichtungen getroffen,

bei welchen der Zapfen ganz oder zum Theil in Del taucht, wobei natürlich Sorge zu tragen ist, daß ein Verlust an Del durch seitliches Abfließen nicht stattfindet.

Alle diese Schmiervorrichtungen bieten indeß in ihrer Einrichtung nicht die genügende Einfachheit dar, um für die gewöhnlichen Lager namentlich der Transmissionswellen in häufigere Anwendung gekommen zu sein. Das Letztere kann man, außer von den gewöhnlichen Schmierbüchsen mit Docht, nur von einer einfachen Einrichtung behaupten, welche zuerst auf der Pariser Ausstellung 1867 unter dem Namen einer pneumatischen Schmierbüchse bekannt wurde. Diese in Fig. 120 dargestellte Schmierbüchse besteht einfach aus einem kugelförmigen Glasgefäße *A*, in dessen schlang conisch ausgeschliffenen Hals *B* ein Röhrchen *C* aus Birnbaumholz eingegeben ist. Letzteres ist mit einer oben nur 1 bis 2 Millimeter weiten, nach unten sich erweiternden Bohrung versehen, und wird in die Oeffnung

Fig. 120.

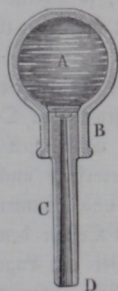
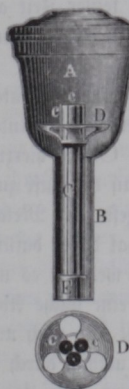


Fig. 121.



des Lagerdeckels gesteckt, so daß es mit dem unteren Ende *D* auf dem Zapfen aufruhet. Für gewöhnlich kann die Flüssigkeit wegen des auf die Oeffnung *D* wirkenden Luftdruckes nicht zum Ausflusse gelangen, wenn aber die Axe sich dreht, so wird durch die Adhäsion des Deles an der Zapfenfläche das Schmiermaterial langsam zum Ausflusse gebracht werden. Die Entleerung ist natürlich eine sehr langsame, die Schmierung scheint aber eine gute zu sein, und wird der Einrichtung der besondere Vortheil nachgerühmt, daß der Ausfluß des Schmiermittels proportional mit der Zapfengeschwindigkeit vor sich gehe. Jedenfalls ist die Einrichtung eine sehr einfache und die Austauschung einer leeren Büchse durch eine frisch gefüllte leicht und ohne Delverschüttung zu bewirken. Die Füllung kann sowohl mit fettem Del (Baumöl) als auch mit Vulcanöl geschehen.

Ein eigenthümlicher Schmierapparat für die Verwendung eines consistenteren butterartigen Schmiermaterials ist der von Blandin in Rouen angegebene, Fig. 121. Hier wird das Blechgefäß *A* sowie die daran befindliche Röhre *B* mit der besagten fettartigen Masse, aus deren Zusammensetzung der Erfinder ein Geheimniß macht, gefüllt und alsdann, indem man das Rohr *B* unten mit dem Finger verschließt, ein besonderes Röhrensystem *C* in die Masse gedrückt, welches aus drei engeren Röhren *c* besteht, die unten durch einen Ring *E* verbunden sind und oben eine durchbrochene Scheibe *D* tragen. Der Apparat steht ebenfalls wie die pneumatische Schmierbüchse mit seinem unteren Rohrende auf dem Zapfen. Man hat sich hier die Wirkung so zu erklären, daß durch die Welle ein luftdichter Abschluß der Rohröffnung bei *E* bewirkt wird, und daher in demselben Maße, wie an dieser Stelle das Material verbraucht wird, neues durch den Einfluß des Luftdruckes von oben nachdringt. Von Zeit zu Zeit hat man die Fettmasse in dem Gefäße *A* zusammenzudrücken und zu ergänzen. So vorzügliche Resultate*) von diesem Apparate seiner Zeit auch berichtet wurden, so scheint derselbe doch nicht den Erwartungen entsprochen zu haben, welche man von ihm bei seinem Erscheinen hegte.

Bei allen Schmierapparaten wird mit der Zeit eine Verdickung und damit Klebrigwerden und Unbrauchbarkeit des angewandten Oels eintreten, und zwar ist der Grund hierzu ebensowohl in der natürlichen Neigung der Oele zu finden, an der Luft zu verharzen, wie andererseits auch Staub und äußerst feine abgestoßene Metalltheile der Zapfen und Pfannen hierzu beitragen. Man hat daher dafür zu sorgen, daß das Oel in dem Maße abgeführt wird, in welchem es unbrauchbar wird. Bei den Lagern liegender Wellen geschieht eine solche Abführung ganz von selbst, indem das Material seitlich heraustritt und nach unten abträuft. Bei Spurlagern indessen ist es in vielen Fällen nöthig, durch einen besonderen Abflußcanal dem verdorbenen Oele Austritt aus dem Lager zu gewähren. Dies ist besonders nöthig, wenn die große Geschwindigkeit der Ase, z. B. bei Centrifugen, eine äußerst sorgsame Schmierung erfordert und kann dieserhalb auf das in Fig. 108 dargestellte Spurlager verwiesen werden.

Ueber Schmiervorrichtungen wird gehandelt in Wiebe's Lehre von den einfachen Maschinenteilen, Band II, Berlin 1860, sowie in Armengaud, Vignola de Mécaniciens, Paris 1863, in dem Artikel: Paliers graisseurs. Außerdem enthalten die technischen Journale zerstreut viele kürzere Mittheilungen.

*) Zeitschr. deutsch. Ingenieure 1864, S. 70 u. a. a. D.