

## Zehntes Kapitel.

## WELLENVERBINDUNGEN ODER KUPPLUNGEN.

## §. 151.

**Eintheilung der Kupplungen.**

Die Theile, durch welche Triebwellen so mit einander verbunden werden, dass sie sich ihre drehenden Bewegungen gegenseitig mitzuthemen vermögen, heissen Kupplungen. Sie lassen sich eintheilen in:

- 1) feste,
- 2) bewegliche,
- 3) lösbare oder Ausrück-Kupplungen.

Die ersten sind die gewöhnlichen Verbindungen der festgelagerten und sich um eine gemeinschaftliche geometrische Achse drehenden Triebwellen. Beweglich heissen solche Kupplungen, welche eine Veränderlichkeit in der gegenseitigen Lage der gekuppelten Wellen gestatten; die lösbaren Kupplungen endlich können während des Ganges der verbundenen Wellen aus- und meistens auch wieder eingerückt, ausser und in Eingriff gebracht werden. Diese drei Kupplungsarten werden im Folgenden an einigen wichtigen Beispielen besprochen.

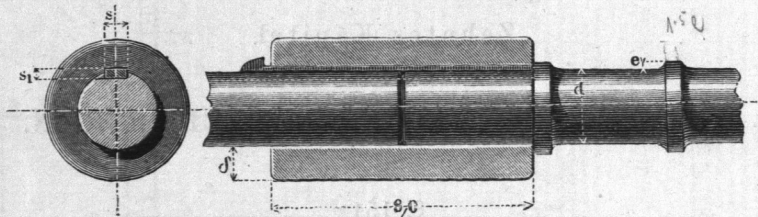
## §. 152.

**I. Feste Kupplungen.**

Man fertigt die festen Kupplungen eintheilig und zweitheilig (ein- und zweitrumig) an. Von der ersteren Gattung ist die in Fig. 426 (a. f. S.) dargestellte Muffenkupplung. Die Muffe umschliesst die zu verbindenden Wellenenden, welche durch einen Längskeil mit der Muffe verbunden sind.

Als Bezugsgrösse dient hier wie bei den folgenden Kupplungen die Wanddicke  $\delta$  der Hülse, für welche man nehme:

Fig. 426.



$$\delta = 5 + \frac{d}{3} \quad (142)$$

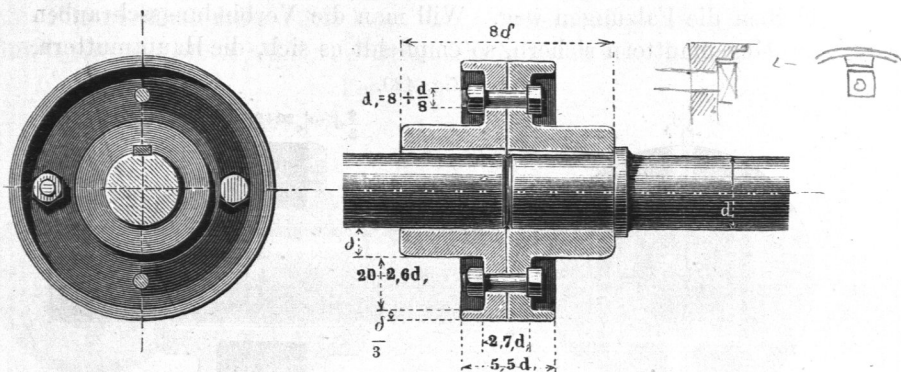
$d$  bezieht sich auf die schmiedeisernen Wellen, kann indessen auch ohne Weiteres für Gusseisen benutzt werden. Die Abmessungen des Keiles sind nach der Formel (71) für Torsionskeile, §. 68, angenommen gedacht. Neuerdings verdeckt man an Triebwerken gern die hervorstehenden Keilnasen mit runden, besonders aufgesetzten Kapseln, um die Kupplungen glattläufig zu machen, d. i. die Gefahr zu vermeiden, welche das Erfassen von Bekleidungstheilen u. s. w. durch die Keile für die Arbeiter mit sich bringt. (Vergl. Berliner Verhandl. 1869, S. 124.)

Das Schloss der Muffenkupplung findet sich auch in der Schwabenschwanzform, vielfach auch mit der blossen Ueberblattung vor; dort hat man diese Formgebung neuerdings so zu sagen ganz verlassen. Eine recht praktische eintheilige Kupplung schien diejenige mit dem Höhenkeil, Fig. 193, §. 69, zu sein; es hat sich indessen gezeigt, dass sie mit der Zeit den Dienst versagt, sodass sie wieder aufgegeben worden ist.

Eine zweitheilige Kupplung ist die in Fig. 427 dargestellte Scheibenkupplung, der Länge nach in Hälften getheilt, und darum zweckmässig, weil sie vermöge der Versenkung der Schraubenköpfe und Muttern und wegen des Einschlebens der Keile von der Fugenfläche her glattläufig ist.

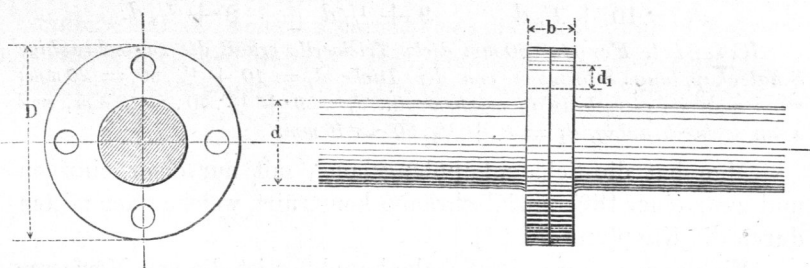
Die Anzahl  $i$  der Schrauben nehme man:  $i = 2 + \frac{1}{30}d$ . Gibt man alsdann dem Schraubenbolzen die äussere Dicke  $d_1 = 8 + \frac{1}{8}d$ , so sind dieselben genügend fest auch für den Fall, dass  $d$  ohne Berücksichtigung des Verdrehungswinkels, also nach Formel (133) gerechnet worden ist. Sie sind reichlich fest, wenn  $d$  mit Rücksicht auf die Verwindung [nach Formel (135)] bestimmt ist.

Die Scheibenkupplung ist für grosse Fabriktriebwerke in England und Deutschland sehr verbreitet, doch geht man jetzt Fig. 427.



vielfach wieder von ihr ab. Eine sichere Stellung hat sie indessen auf den Schraubenschiffen gefunden, wo sie so angewandt wird, dass die Scheiben den Wellen angeschmiedet werden (siehe Fig. 428), das Losewerden eines Keiles also nicht zu besorgen ist. Sie wurde hier von Langdon 1852 eingeführt und ist jetzt im allgemeinen Gebrauch; die Schraubenzahl  $i$  ist 4 bis 6.

Fig. 428.

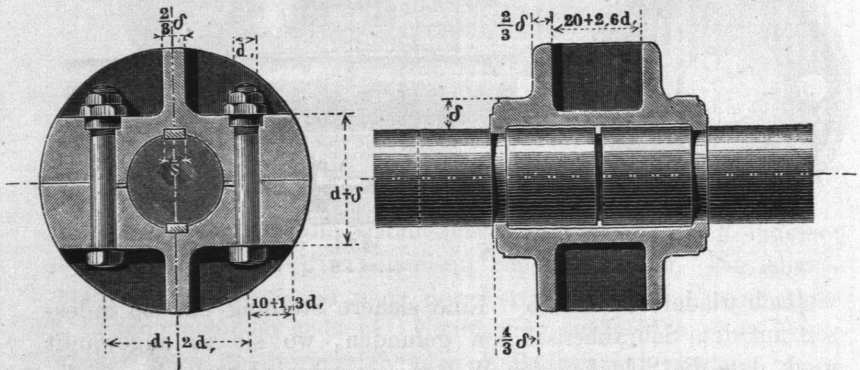


*Beispiele.* Jason, J. Watt & Comp.,  $d = 304$ ,  $D = 608$ ,  $d_1 = 76$ ,  $b = 152$  mm,  $i = 4$ . Warrior, John Penn & Son,  $d = 432$ ,  $D = 940$ ,  $d_1 = 102$  (?),  $b = 254$  mm,  $i = 6$ . Schiffe von Ravenhill & Hodgson,  $d = 304$ ,  $D = 633$ ,  $d_1 = 76$ ,  $b = 152$  mm,  $i = 4$ .

Fig. 429 (a. f. S.) zeigt die Schalenkupplung, welche der Quere nach in zwei Stücke getheilt ist. Die Schalen verdecken sowohl die beiden Längskeile oder Federn, als vermöge der Einfassungsscheiben die Schrauben, sodass vorstehende Keile an der Kupplung nicht vorkommen. Soll dieselbe die Wellen der Länge nach ganz sicher verbinden, so wird die angedeutete leichte Ein-

drehung der Wellen nebst den in diese eingreifenden Ringfalzen angebracht. Ihre Tiefe reicht aus bei der Grösse  $1,5 \text{ mm} + \frac{1}{100} d$ . In Fällen, wo die Längsverbinding der Wellen nicht wichtig ist, bleiben die Falzungen weg. Will man die Verbindungsschrauben mit Gegenmuttern sichern, so empfiehlt es sich, die Hauptmuttern,

Fig. 429.



wie in der Figur angedeutet, halb zu versenken. Die Schraubenanzahl  $i$  findet man = 2, 4, 6, selten mehr angenommen. Man nehme bei

$i = 2$	$4$	$6$ und mehr.
$d_1 = 10 + \frac{1}{6} d$	$9 + \frac{1}{7} d$	$8 + \frac{1}{8} d$ .

*Beispiel.* Für eine 60 mm dicke Triebwelle erhält die zweischraubige Schalenkupplung Schrauben von der Dicke  $d_1 = 10 + \frac{1}{6} \cdot 60 = 20 \text{ mm}$ ; wenn man sie vierschraubig machen will,  $d_1 = 9 + \frac{1}{7} \cdot 60 \sim 18 \text{ mm}$ , und wenn sechsschraubig,  $d_1 = 8 + \frac{1}{8} \cdot 60 \sim 16 \text{ mm}$ .

Man hat die Schalenkupplung auch mit nur einer einzigen und zwar einer Differenzialschraube konstruiert, welche quer mitten durch die Kupplung geht\*).

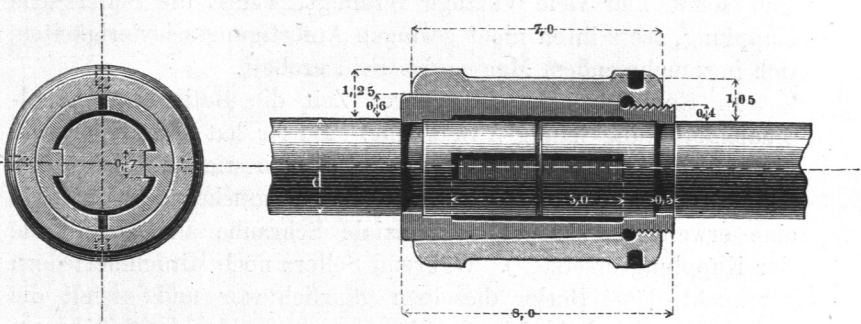
Eine andere Form der Schalenkupplung ist die vom Verfasser konstruierte Kegelschalenkupplung, Fig. 430, bei welcher die Querverbindung der Schalen durch ein rundes Schloss bewirkt ist. Die beiden Schalen sind innen mit angegossenen und abgehobelten Federn versehen, welche in die Nuthen der Wellen genau passen. Aus den angegebenen Verhältnissen ergibt sich der Anzug des Kegels an jeder Seite zu  $\frac{1}{40}$ , was einem Haftenbleiben auch bei blossem Festauftreiben entspricht. Um aber auch bei rüttelnden und stossenden Bewegungen dem Loswerden der Schalen vorzubeugen,

\*) Ruggle's Kupplung. P. M. Journal 1866 bis 1867. S. 185.

ist am dünnen Ende ein Gewinde an den Halbschalen und in der Hülse angebracht. Vier Löcher in dem Wulste gestatten das Einsetzen eines Zapfenschlüssels.

Für gewöhnlichere Fälle kann das Gewinde wegbleiben, und durch eine versenkte stählerne Klemmschraube für jede Halbschale

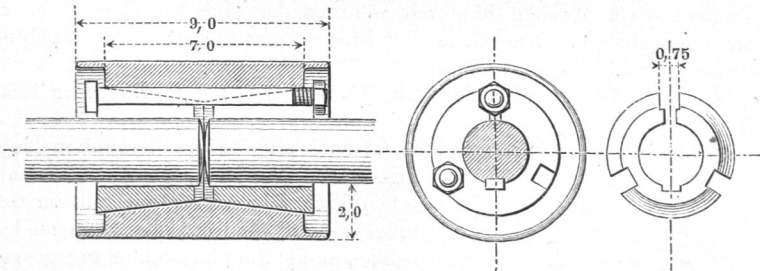
Fig. 430.



ersetzt werden. Ist endlich eine Längsverschiebung der einzelnen Wellenstücke gegeneinander nicht zu befürchten, so bleiben auch die Falze fort. Bei grossen Ausführungen, etwa von  $d = 60\text{mm}$  an aufwärts, können Arbeitsleisten in der Hülse und auf den Halbschalen angebracht werden.

Sellers hat in Amerika eine Kegelschalenkupplung mit Erfolg eingeführt, bei welcher zwei einander entgegengerichtete Kegelschalen angewandt sind; die Schalen werden mit drei Längs-

Fig. 431.



schrauben in die konische Hülse gepresst\*). Sie geben ein wenig nach, indem sie an einer Seite gespalten sind, Fig. 431. Zum

\*) Vergl. Berl. Verhandlungen 1876, S. 89.

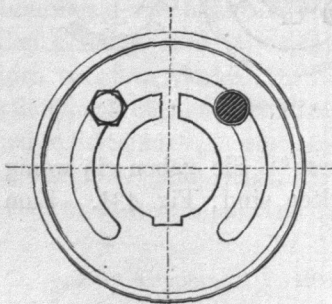
sicheren Herumführen der Wellen sind prismatische Mitnehmerfedern angebracht, welche diametral gegenüber dem Spalt stehen. Als sehr zweckmässig hat sich die Auflösung der konischen Hülse in zwei Theile bewährt, indem diese eine feste Schliessung der Kupplung auch in dem Falle herbeiführt, dass die zu verbindenden Wellenenden nicht ganz genau von gleicher Dicke sind \*). Es sind somit hier viele Vorzüge vereinigt, sodass die Sellers'sche Kupplung, trotz ihren nicht geringen Anfertigungsschwierigkeiten, sich in zunehmendem Maasse das Feld erobert.

In England findet in neuerer Zeit die Butler'sche Kegelschalenkupplung häufig Anwendung. Butler hat dieselbe für die in §. 148 erwähnten rundgeglätteten Wellen bestimmt. Sie ist der Sellers'schen ähnlich; nur sind die drei Längsschrauben durch je eine erweiterte, zur Welle konaxiale Schraube an jedem Ende der Kupplung ersetzt \*\*). Während Sellers noch Mitnehmerfedern gebraucht, lässt Butler dieselben gänzlich weg und erzielt die Befestigung durch blosses Aufklemmen der beiden konischen, gesplissenen Hülsen mittelst der genannten Schrauben \*\*\*). So besteht denn die fertige Kupplung aus fünf Stücken: den beiden konischen, an einer Seite gesplissenen Schalen, der sie umfassenden Hülse, die an beiden Enden Muttergewinde trägt, und den

\*) Die Sellers'sche Kupplung wurde der folgenden harten Probe unterworfen. Zwei Wellen von je 10' Länge wurden durch eine solche Kupplung verbunden und in drei Lager gelegt, von denen das mittlere, der Kupplung nahe belegene um  $1\frac{3}{4}$ " aus der Linie gerückt und befestigt ward. Darauf wurde die so gebogene Welle mit 250 minutlichen Umdrehungen viele Wochen hindurch während der täglichen Betriebszeit in Bewegung erhalten. Am Ende der Probezeit zeigte sich die Kupplung vollständig fest.

\*\*) Siehe Textile Manufacturer, 15. Juli 1880; auch Engineer 1880, Juli, S. 73.

\*\*\*) In den Vereinigten Staaten ist noch eine andere Klemmkupplung,



die Cresson'sche (erfunden von dem deutschen Techniker Weber) vielfach im Gebrauch. Bei ihr sind die klemmenden Backen an die Kupplungshülse angegossen und werden durch schwach konische Stöpselschrauben angepresst. Die genaue Zusammenbringung der geometrischen Achsen ungleich dicker Wellenenden tritt hier nicht selbstthätig ein, wie bei Sellers geschieht. Vergl. auch Engineering 1875, März, S. 439.

beiden hülsenförmigen Schraubenstöpseln, welche die Schalen in die Hülse drängen.

Für alle festen Kupplungen in Triebwerken empfiehlt Sellers, die sich aufeinanderlegenden Flächen sämmtlich vor dem Einsetzen der Theile gut einzuölen, weil sonst leicht ein Festrosten der Stücke entsteht.

## II. Bewegliche Kupplungen.

### §. 153.

#### Verschiedene Arten der Beweglichkeit der Kupplungen.

Es sind drei Arten der Beweglichkeit einer Kupplung bei ungestörter Erhaltung der Drehungsübertragung möglich, nämlich

- a) der Achsenrichtung oder der Länge nach,
- b) senkrecht zur Achsenrichtung oder der Quere nach,
- c) unter Aenderung des Achsenwinkels oder dem Achsenwinkel nach.

Auch können zwei dieser Beweglichkeiten oder alle drei gleichzeitig gedacht werden. Im ersten Falle decken sich die geometrischen Achsen der Wellen oder fallen zusammen, im zweiten sind sie parallel, im dritten schneiden sie einander, bei der Vereinigung von b) und c) sind sie geschränkt. Alle diese Beweglichkeiten werden von der Praxis gefordert und in Anwendung gebracht.

### §. 154.

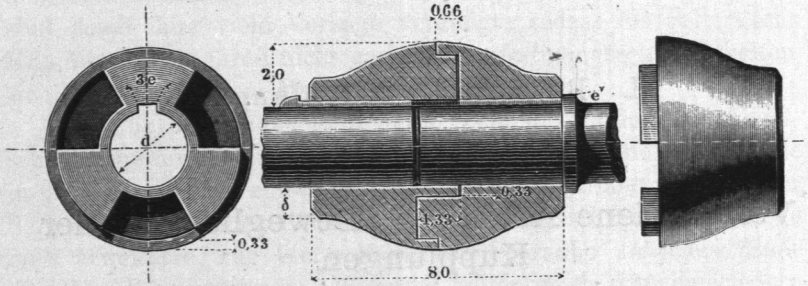
#### Längsbewegliche und querbewegliche Kupplungen.

Bei prismatischer Einpassung der die Drehung übertragenden Theile wird die Längsbeweglichkeit erreicht. Als Beispiel diene die Sharp'sche Klauenkupplung, Fig. 432 (a. f. S.). Sie ist zweitheilig, und erlaubt kleine Längsverschiebungen, sowie kleine Winkelbewegungen der Achsen, und ist deshalb bei nicht ganz zuverlässiger Stellung der Lager bequem. Sie ist in neuerer Zeit an einzelnen Stellen in erneute Aufnahme gekommen und zwar unter der be-

quemen Herstellungsweise, dass man die zweite Hälfte mit der Klauenseite über die fertige erste giesst. Das Einpassen der Klauen fällt dann ganz weg.

Bei französischen Schraubenschiffen, deren Schraube zum Aufholen eingerichtet ist, wird in die Betriebswelle eine, gewöhnlich

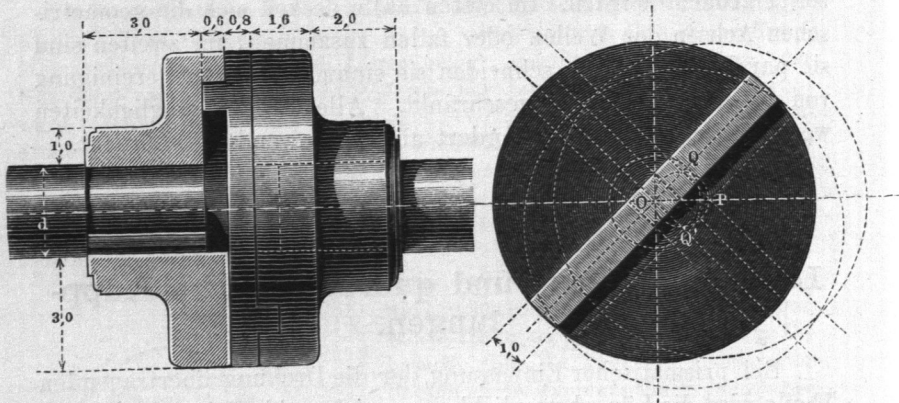
Fig. 432.



als Schalenkupplung ausgeführte Kupplung eingeschaltet, welche eine grosse Längsbewegung gestattet, nämlich eine solche, die das Herausziehen des pyramidal gestalteten Wellenendes aus der Schraubennabe ermöglicht\*).

Der Quere nach beweglich ist die Oldham'sche oder Kreuzscheibenkupplung (Fig. 433). Sie besteht aus zwei Endstücken

Fig. 433.



\*) Wegen mehrerer Beispiele dieser interessanten Konstruktion kann auf die ausführlichen Mittheilungen in Armengaud's *Vignole des mécaniciens*, Paris 1863, Tafel 9, auch auf Ledieu, *App. à vapeur de navigation*, Paris 1862, und Ortolan, *Mach. à vapeur marines*, Paris 1859, verwiesen werden.



und einem Mittelstück. Letzteres hat zwei um  $90^\circ$  versetzte prismatische Federn, welche in entsprechende Nuthen der Endstücke eingreifen. Wenn die beiden Wellenachsen zusammenfallen, so dass ihre Normalprojektionen einander in einem Punkte, z. B.  $O$ , decken, so wirken die Federn und Nuthen ohne gegenseitige Gleitung als Mitnehmer. Rückt aber die eine der Achsen parallel mit sich selbst von  $O$  ab, etwa nach  $P$ , so gelangt der Mittelpunkt der Kreuzscheibe nach  $Q$ , und bewegt sich beim Drehen der Wellen in einem Kreise  $OQPQ'$  vom Durchmesser  $OP =$  dem Achsenabstande; er durchläuft diesen Kreis zweimal bei jeder Achsendrehung. Die übrigen Punkte der Kreuzscheibe beschreiben Kardioiden. Die Bewegungsübertragung geschieht gleichförmig\*).

Eine andere querbewegliche Kupplung ist die aus zwei durch eine Koppel verbundenen Kurbeln bestehende sogenannte Kniekupplung, welche jetzt weniger als früher gebraucht wird. Sie eignet sich zum Anhängen zweier Kurbelwellen an eine Dampfmaschine\*\*).

§. 155.

**Gelenkige Kupplungen.**

Die verbreitetste aller beweglichen Kupplungen ist die Kreuzgelenkkupplung oder das Universalgelenk, auch Hooke'scher Schlüssel, besser Cardanisches Gelenk genannt\*\*\*). Sie ist dem Achsenwinkel nach innerhalb gewisser Grenzen beweglich, und besteht ebenfalls aus zwei Endstücken und einem Mittelstück, letzteres gewöhnlich aus zwei einander rechtwinklig kreuzenden Zapfenpaaren gebildet, von denen je eines in einem der Endstücke normal zur Wellenachse gelagert ist. Die Bewegungsübertragung geschieht ungleichförmig, und zwar besteht bei dem Ablenkungswinkel  $\alpha$  der Wellenachsen zwischen den Drehwinkeln  $\omega$  und  $\omega_1$  der treibenden und getriebenen Welle die Beziehung:

$$\frac{tg \omega_1}{tg \omega} = \cos \alpha \quad . . . . . (143)$$

\*) Eine Oldham'sche Kupplung ist auch die auf dem Winan'schen Schiffe, s. Engineer, 1866, S. 171, angewandte Verbindung der Kurbeln der Nachbarmaschinen.

\*\*) S. Salzenberg's Vorträge, S. 66.

\*\*\*) Wenn nicht Erfinder des Kreuzgelenks, so scheint doch einer der ersten Benützer desselben der Italiener Cardano (1501 bis 1576) zu sein; der Engländer Hooke (1635 bis 1702) wandte den Mechanismus zur Drehungsübertragung an.

was einer periodischen Schwankung von der Periodenlänge 180° entspricht. Man erhält hieraus folgende Werthe:

$\omega$	$\alpha = 10^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$40^\circ$
$30^\circ$	$29^\circ 38$	$28^\circ 29$	$26^\circ 34$	$23^\circ 51$
$45^\circ$	$44^\circ 34$	$43^\circ 12$	$40^\circ 54$	$37^\circ 27$
$60^\circ$	$59^\circ 34$	$58^\circ 26$	$56^\circ 22$	$53^\circ 04$
$90^\circ$	$90^\circ$	$90^\circ$	$90^\circ$	$90^\circ$
$120^\circ$	$120^\circ 26$	$121^\circ 34$	$123^\circ 38$	$126^\circ 56$
$135^\circ$	$135^\circ 26$	$136^\circ 48$	$139^\circ 06$	$142^\circ 33$
$150^\circ$	$150^\circ 22$	$151^\circ 31$	$153^\circ 26$	$156^\circ 01$
$180^\circ$	$180^\circ$	$180^\circ$	$180^\circ$	$180^\circ$

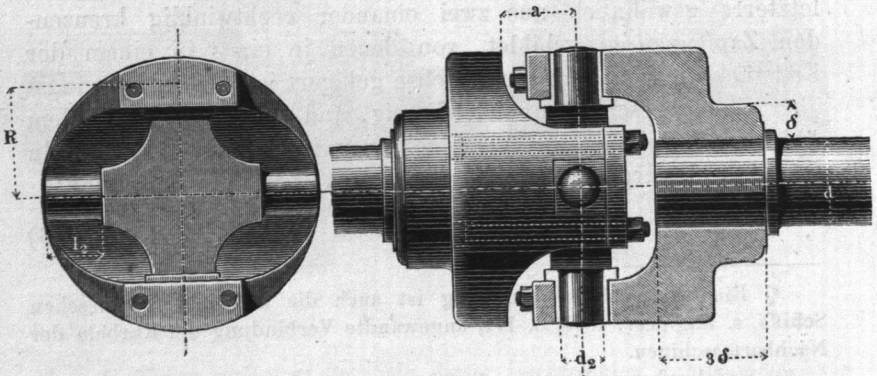
Bei kleinem  $\alpha$  sind hiernach die Abweichungen nicht bedeutend. Zwischen den Winkelgeschwindigkeiten  $w$  und  $w_1$  besteht die Beziehung:

$$\frac{w_1}{w} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \omega \sin^2 \alpha} \dots \dots \dots (144)$$

welche im Maximum  $1 : \cos \alpha$  und im Minimum  $\cos \alpha$  liefert\*). Diese Geschwindigkeitsschwankungen sind bei geringen lebendigen Kräften in den beiden Wellen und kleinem  $\alpha$  vernachlässigbar klein.

Die Ausführungsformen der Kreuzgelenkkupplung sind äusserst mannigfaltig. Fig. 434, Kreuzgelenkkupplung mit gusseisernen

Fig. 434.

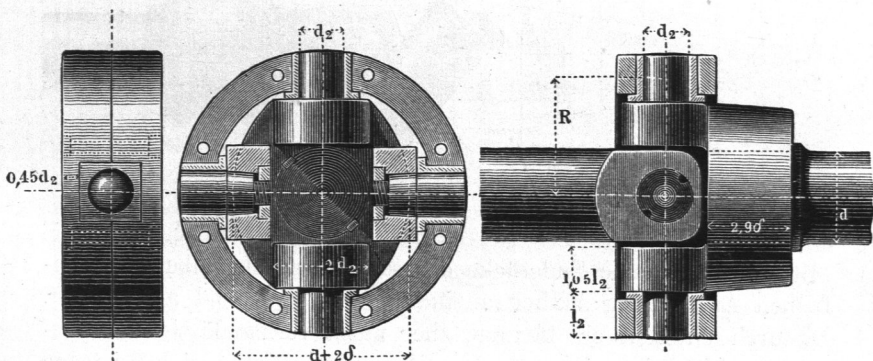


\*) Die Werthe von  $\omega$  sind so gezählt, dass bei  $\omega = 0$  die Querszapfenachse der getriebenen und abgelenkten Welle in der Ablenkungsebene steht.

Endstücken und schmiedeisernem Mittelstück. Das Verhältniss  $R : d$  schwankt. Man berechne die Zapfendicke  $d_2$  nach den früheren Regeln, und hat bei bekanntem Verdrehungsmomente ( $PR$ ) der Welle den Zapfendruck  $P_2$  genügend genau  $= \frac{1}{2}(PR) : R$ . Je grösser der Ablenkungswinkel  $\alpha$  sein soll, um so grösser ist der mit  $a$  bezeichnete Abstand zu nehmen. Hier ist  $a$ , wie man sieht, sehr klein vorausgesetzt. Die Schalenfugen der Lagerungen legt man am besten in die Wellenachsebene, nicht wie häufig vorkommt, rechtwinklig dazu, weil sonst die entstehende Abnutzung nicht ausgeglichen werden kann.

Eine sehr wichtige Rolle spielt das Kreuzgelenk bei den Triebwellen vieler Schraubendampfer, indem es dort benutzt wird, um der Triebwelle eine gewisse Biegsamkeit zu verleihen, deren sie bei der Nachgiebigkeit des Schiffskörpers bedarf. Gewöhnlich sind bei grossen Dampfern zwei bewegliche Kupplungen an der Triebachse angebracht. Ein Beispiel zeigt Fig. 435. Hier bestehen

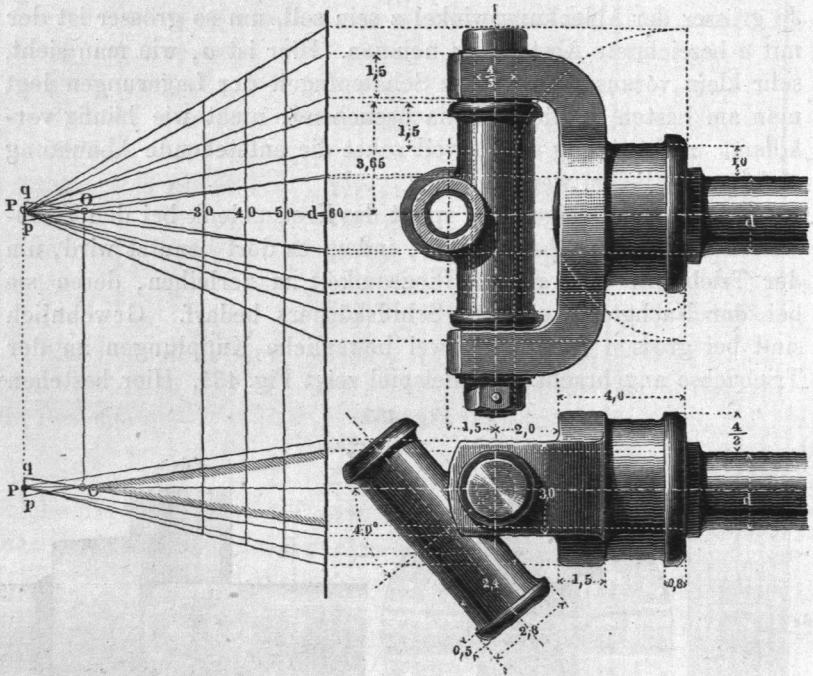
Fig. 435.



alle drei Stücke aus Schmiedeisen; eines der Endstücke ist sogar eintrümig mit der Welle hergestellt. Das Mittelstück, aus zwei gleichen Halbringen zusammengesetzt, hat hier die Lager der Zapfen an sich, während die Endstücke die besonders eingesetzten schmiedeisernen Zapfen tragen. Die Lagerschalen sind hier gar nicht aufgeschnitten, weil nur eine sehr geringe Abnutzung vorauszusetzen ist, da  $\alpha$  auf alle Fälle klein bleibt. Man findet die Zapfenlänge  $l_2$  gegen  $d_2$  nicht gar gross, nämlich 1 bis  $1,25 d_2$ ; es geschieht überhaupt alles, um die Abmessungen der Kupplung einzuschränken, weshalb auch  $R$  so klein als es angeht gewählt wird.

Eine dritte Form der Kreuzgelenkkupplung zeigt die folgende Fig. 436. Hier sind die Querzapfen als Bolzen drehbar in das

Fig. 436.

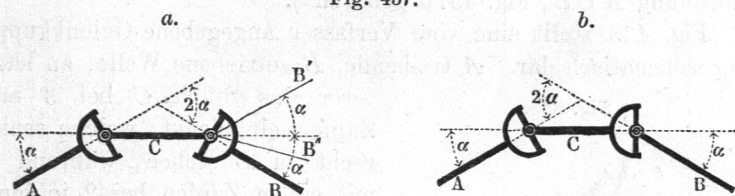


Mittelstück und die Endstücke eingesetzt, zugleich aber der einfachen Ausführung halber aneinander vorbeigehend angebracht. Dadurch entsteht ein kleiner, aber meist vernachlässigbarer Bewegungsfehler in sofern, als die gekuppelten Wellen sich bei jeder Drehung gegenseitig auch noch hin und herschieben. Bei landwirtschaftlichen Maschinen, namentlich zur Verbindung der Pferdegepöpel mit Arbeitsmaschinen vielfach im Gebrauch. Der Zeichnung ist ein Proportionsriss beigelegt. Als Model dient die Einheit  $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$ . Der Pol  $P$  für die Abmessungen ist deshalb dahin zu legen, wo  $5 + \frac{1}{3}d = 0$ , d. i., wo  $d = -15$  mm. Hier, wo der Maassstab  $\frac{1}{5}$  der wirklichen Grösse, ist  $pq = -d = 3$  mm gemacht.

Die durch Formel (144) ausgedrückte Ungleichförmigkeit der Bewegungsübertragung ist manchmal unstatthaft, und zwar sowohl da, wo blosse geometrische Genauigkeit erwünscht ist (Zeigerwerke der Grossuhren) als wo schnellbewegte Massen ins Spiel kommen

(Dreschmaschinen u. a. m.). Dem Fehler kann abgeholfen werden durch Anwendung der doppelten Kreuzgelenkkupplung, welche eine geeignete Zusammenstellung zweier einfachen solchen Kuppelungen ist. Kuppelt man die treibende Welle *A*, Fig. 437 *a*, an die zu treibende *B* durch Vermittlung einer Zwischenwelle *C*, welche

Fig. 437.



mit *A* und *B* durch homologe oder gleichgelegene Kreuzgelenke von gleichem Ablenkungswinkel verbunden ist, so wird die Bewegung von *A* auf *B* gleichförmig übertragen. Hierbei kann die getriebene Welle sehr verschiedene Lagen gegen *A* einnehmen, z. B. die Lage *B*, bei welcher *B* von *A* um  $2\alpha$  abgelenkt ist, oder die Lage *B'*, bei welcher *B* mit *A* parallel ist, oder allgemein betrachtet, die Lage *B''* in einem Kegelmantel vom halben Spitzenwinkel  $\alpha$  um die Zwischenachse *C*. Gleichgelegen sind die Kreuzgelenke, wenn die den Achsen *A* und *B* angehörig Querzapfen gleichzeitig in den bezüglichen Ablenkungsebenen der Achse *C* von *A* und *B* liegen. In den Lagen *B* und *B'* fallen diese Ablenkungsebenen zusammen, bei der Lage *B''* dagegen nicht. Im letzteren Falle sind die Achsen *A* und *B* gegeneinander geschränkt.

Bringt man die Kreuzgelenke ungleichgelegen an *A* und *B* an, z. B. um  $90^\circ$  verdreht, wie Fig. 437 *b* andeutet, so wird der Bewegungsfehler verstärkt, indem in letzterem Falle wird:  $tg\omega_1 = tg\omega \cos^2\alpha$ , wobei  $\omega$  und  $\omega_1$  für *A* und *B* gelten. Wäre  $\alpha = 30^\circ$ , so erhielte man für  $\omega = 45^\circ$ :  $tg\omega_1 = (1/2 \sqrt{3})^2 = 0,75$ , d. i.  $\omega_1 = 36^\circ 54$  statt  $40^\circ 54$ , wie obige Tabelle für das einfache Kreuzgelenk nachweist.

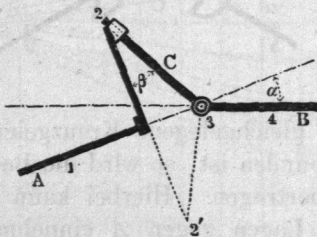
Doppelte Kreuzgelenkkupplungen, wenn auch in unvollkommener Form, sind auch die Walzwerkkupplungen. Bei diesen vertreten die abgerundeten Wülste, welche als Mitnehmer dienen, die Zapfenkreuze; ja bei sorgfältigerer Konstruktion, wie z. B. derjenigen von Schaltenbrand\*), finden sich die Kreuzzapfen vollständig

\*) Dingler's P. J. Bd. 170, S. 23, sowie Pol. C.-Bl. 1864, S. 109.

wieder, und zwar mit Schränkung der Zapfenachsen, wie bei Fig. 436; das Mittelstück ist dabei in die Form der Kupplungshülse übergegangen. Bei Zulassung einer Längsverschiebung der Zwischenachse übertragen selbst die roh ausgeführten Kupplungen dieser Art die Bewegung ziemlich gleichförmig, da sie unter die Anordnung  $A CB'$ , Fig. 437 *a* gehören\*).

Fig. 438 stellt eine vom Verfasser angegebene Gelenkkupplung schematisch dar.  $A$  treibende,  $B$  getriebene Welle, an letzterer das Stück  $C$  bei 3 mit Zapfen eingelenkt, welche senkrecht zu  $B$  stehen, während  $C$

Fig. 438.



mit einem Zapfen bei 2 in eine an  $A$  befestigte Hülse eingreift. Die Achse  $B$  schliesst mit  $A$  den Ablenkungswinkel  $\alpha$ , das Stück 3  $C$  2 mit  $A$  den Winkel  $90 - \beta$  ein. Für die Beziehung zwischen den gleichzeitig zurückgelegten

Drehwinkeln  $\omega_1$  und  $\omega_4$  der Achsen  $A$  und  $B$ , welche man in festverbundenen Lagern liegend zu denken hat, ist:

$$\left. \begin{aligned} \text{oder auch} \quad & \left. \begin{aligned} \text{tg } \omega_1 &= \text{tg } \omega_4 \left( \cos \alpha - \frac{\sin \alpha \text{tg } \beta}{\cos \omega_1} \right) \\ \text{tg } \omega_4 &= \frac{\sin \omega_1}{\cos \alpha \cos \omega_1 - \sin \alpha \text{tg } \beta} \end{aligned} \right\} \dots \dots (145) \end{aligned} \right.$$

Die Uebertragung der Drehung von  $A$  auf  $B$  geschieht weit ungleichförmiger, als beim Cardanischen Gelenk, indem das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten zwischen  $1 : (\cos \alpha \mp \sin \alpha \text{tg } \beta)$  und  $\cos \alpha : (1 + \sin^2 \alpha \text{tg}^2 \beta)$  schwankt\*\*). Die Kupplung ist nichts anderes, als eine schiefe Kreuzgelenkkupplung\*\*\*), schief in sofern, als die Gabel an  $A$ , statt rechtwinklig zu dieser Achse, um  $90 - \beta$  gegen dieselbe geneigt steht. Verbindet man aber zwei solcher

\*) Bei der angeführten Mittheilung der Schaltenbrand'schen Kupplung (s. auch Z. d. V. d. Ing. VIII, Taf. X) ist bei dem einen der angebrachten Kupplungspaare die ungünstigere Aufstellung (b) angewandt.

\*\*\*) Bei  $\alpha = \beta = 30^\circ$  gibt dies für die Kardinalpunkte 1,73, 0,866 und 0,729, bei Cardan nur 1,154 und 0,866.

\*\*\*\*) Vergl. auch (144) mit (145). Bei  $\alpha = 90$  entsteht für 4 eine symmetrische Schwingung; Mechanismus dann auch aus dem rechtwinkligen Kreuzgelenk ableitbar.

Kupplungen symmetrisch mit einander, siehe Fig. 439, so entsteht eine gleichförmig übertragende Gelenkkupplung. Die beiden lagerförmigen Hülsen bei 3 und 4 sind fest mit einander verbunden;

Fig. 439.

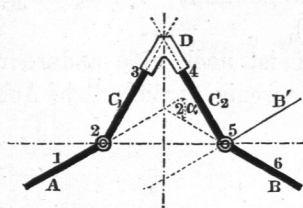
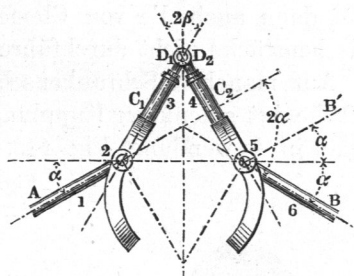


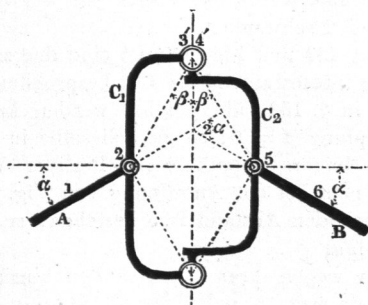
Fig. 440.



ihre Achsen schliessen den Winkel  $2\beta$  ein. Für die praktische Ausführung verwandelt man sie besser in Zapfen und bringt die zugehörigen Hülsen an den Stücken  $C_1$  und  $C_2$  an, Fig. 440. Letzteren gibt man zweckmässig eine Rückwärtsverlängerung, um einigermassen der Einseitigkeit der Belastung zu begegnen. Indessen kann das Gegengewicht auch anders angebracht werden. Die Zapfen 3 und 4 können mit einem fest verschraubten Gelenk verbunden werden, damit sie sich von selbst in die durch  $\beta$  vorgeschriebene Lage stellen können. Man hat darauf zu achten, dass  $\alpha$  nicht  $= 90 - \beta$  gewählt wird oder umgekehrt, indem sonst eine Todtlage entstehen würde.

Die Gelenke 3 und 4 lassen sich auch zu einem Kugelgelenk 3' 4' vereinigen. Geschieht dies, so geht die Vorrichtung in die

Fig. 441.



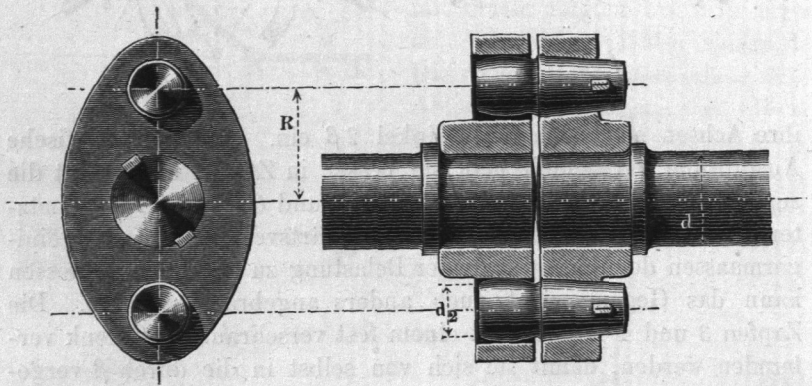
Kupplung von Clemens\*) über, s. Fig. 441, bei welcher überdies unsere Gegengewichte weggelassen und die Stücke  $C_1$  und  $C_2$  auf der Gegenseite vollständig wiederholt sind. Clemens machte Ausführungen, bei welchen  $2\alpha = 90^\circ$ . Die Nichtverdopplung der Stücke  $C_1$  und  $C_2$  möchte der Verdopplung vorzuziehen sein,

\*) Clemens' angular shaft coupling, N. Am. Patent vom 10. Nov. 1869.

da sie kleine Ausführungsfehler, die bei letzterer störend sind, un-  
schädlich macht. Wenn man, wie bei der doppelten Kreuzgelenk-  
kupplung, Fig. 437 geschehen, die Achse  $B$  statt um  $\alpha$  um  $360^\circ - \alpha$   
ablenkt, sodass  $A$  und  $B$  parallel werden (s. Fig. 439 bei  $B'$ ), so  
erhält man eine überaus ungleichförmige Drehungsübertragung\*),  
kann dann auch die von Clemens angewandte Verdopplung der  
Zwischenstücke nicht durchführen\*\*).

Auf manchen Schraubenschiffen ist noch eine andere recht  
einfache Art gelenkiger Kupplung für wenig veränderliche Achsen-  
winkel in Anwendung, Fig. 442.

Fig. 442.



Diese Mitnehmerkupplung fordert für jedes Wellenende ein  
Lager, und hat eine gewisse Beweglichkeit, welche der des Kreuz-  
gelenkes ähnlich und in vielen Fällen auch als genügend anzu-  
sehen ist\*\*\*).

\*) Bei  $\alpha = \beta = 30^\circ$ , wie in Fig. 439, würde das Verhältniss der Win-  
kelgeschwindigkeiten zwischen  $\frac{1}{2}$  und 2 schwanken.

\*\*) Die vorliegende Kupplung, Fig. 439 und Fig. 440, ist eine der zahl-  
reichen Abänderungen, in welche die interessante Kette  $C_6^t$ , besprochen in  
meinem Buche „Theor. Kinematik“ in §. 152, übergeführt werden kann.  
Macht man in der vorliegenden Kupplung  $\beta = 0$ , so geht dieselbe in das  
von mir angegebene doppelringige Universalgelenk, siehe Berliner Ver-  
handlungen 1865, S. 53, über. Setzt man bei der Anordnung von Fig. 439  
den Winkel  $\beta = 0$ , lässt aber zugleich den Abstand  $2.5$  bestehen, so er-  
hält man den Doppelschlüssel Fig. 437 a.

\*\*\*) Eine mehr verwickelte, aber wegen ihrer Eigenschaften hinsicht-  
lich der Bewegungsübertragung interessante gelenkige Kupplung für  
Schraubenschiffachsen ist die von Otto Dingler, siehe Dingler's Polyt. Journ.  
1866, S. 197; dieselbe ist gelenkig und zugleich quer- und längsbeweglich.



## III. Lösbare oder Ausrück-Kupplungen.

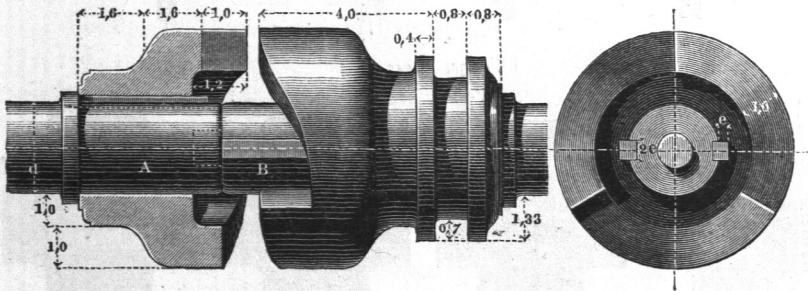
## §. 156.

## Lösbare Zahnkupplungen.

Man kann axial ausrückbare, radial ausrückbare und quer ausrückbare Kupplungen unterscheiden.

Die älteste und immer noch viel gebrauchte Ausrückkupplung ist die in folgender Figur dargestellte Zahnkupplung, aus der Zeichnung verständlich. Sie ist axial ausrückbar.

Fig. 443.



Model für die Abmessungen der Hülsen ist  $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$ ; eine passende Zähnezahln ergibt sich auch aus der Formel  $z = 1 + \frac{1}{40} \cdot d$ . Das Ein- und Ausrücken geschieht durch Hebel, welche in den Ringfals der Hülse auf *B* eingreifen, und von denen die Fig. 444 (a. f. S.) zwei Beispiele zeigt. Model für die eingeschriebenen Verhältnisse wie oben.

Die Kuppelzähne findet man verschieden gestaltet. Fig. 445 zeigt Muster von den gebräuchlichsten Formen. Bei der ersten ist Vorwärts- und Rückwärtsdrehung gleich gut übertragbar, doch die Einrückung während des Ganges nur bei langsamer Bewegung bequem. Bei der zweiten Form ist die Einrückung auch bei schnellem Gange leicht ausführbar, Rückwärtsdrehung aber nicht übertragbar; die Flanken für die Vorwärtsbewegung weichen etwas von der Normalen zur Bewegungsrichtung ab, was die Ausrückung erleichtert, ohne dabei — wegen der Kleinheit des Abweichungswinkels — die Sicherheit des Eingerücktbleibens in Frage zu

stellen. Bei der dritten Form sind die Zähne mit stärkeren Spitzen ausgeführt, was die Gefahr des Zahnbruchs durch den

Fig. 444.

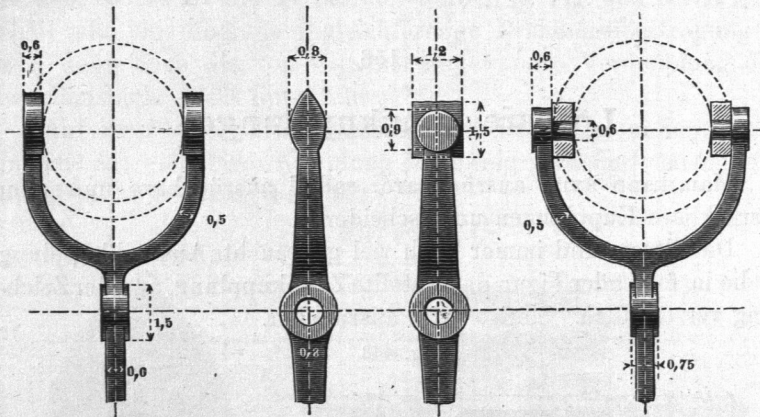
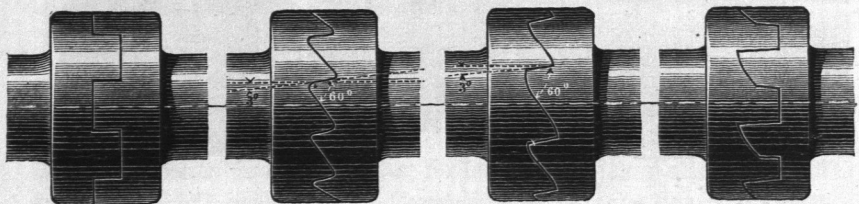


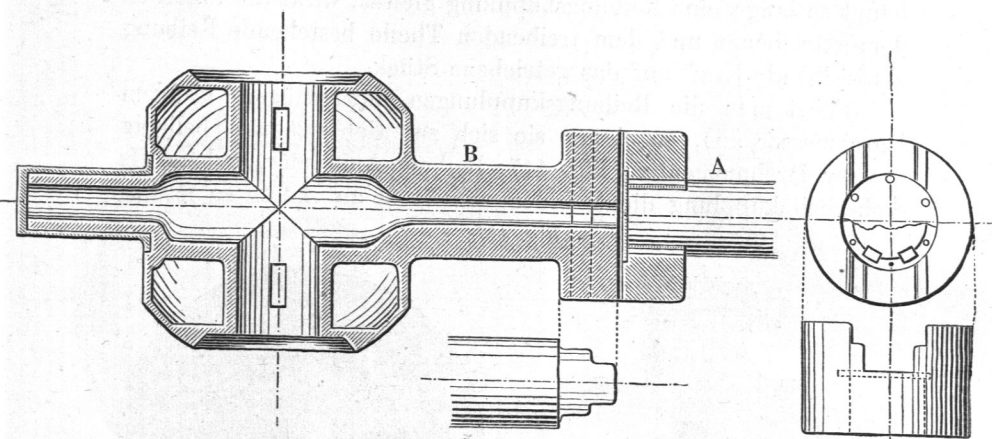
Fig. 445.



Stoss beim Einrücken vermindert, auch oben bei Fig. 439 angewandt ist. Die vierte Zahnform erlaubt ein leichtes Einrücken wie die beiden vorigen und gestattet, wie die erste, sowohl Vor- als Rückwärtsbewegung. Die Spinnmaschinen zeigen eine vielseitige Anwendung schnelllaufender, feinzähliger und deshalb sehr genau einsetzender Zahnkupplungen. Auf manchen Schraubenschiffen, deren Triebschraube nicht zum Aufholen eingerichtet ist, lässt man dieselbe während des blossen Segelns leerlaufen; sie ist deshalb mit einer Ausrückkupplung an die Triebwelle angeschlossen. Man wendet hier grosse ausrückbare Zahn- und auch Mitnehmerkupplungen, letztere dann mit 4 bis 6 Mitnehmerzapfen versehen, an. Die englische Marine ist indessen jetzt überwiegend zu einer anderen Art der Ausrückung übergegangen. Es ist die, dass die im Lüfterrahmen mit zwei Zapfen gelagerte Schraube mittelst einer quer ausrückbaren Kupplung, dem sogenannten Treiber

oder der Treibkupplung, gefasst wird. Diese ist von äusserster Einfachheit, wie Fig. 446 zeigt. Das auf der Triebwelle sitzende

Fig. 446.



Stück *A* ist aus Bronze hergestellt, der Wellenkopf, auf dem *A* mit vier Keilen befestigt ist, ist durch eine aufgeschraubte Bronzeplatte abgedeckt, welche zugleich zur Keilsicherung dient\*). Unsere Figur zeigt einen Durchschnitt der bronzenen Schraubennabe; die Schraubenflügel sind in der Weise eingesetzt gedacht, wie Fig. 194 angibt. An dem, dem Sternpfosten zugekehrten Stützapfen bemerkt man eine aufgeschobene Bronzehülse, deren Aussenflächen die Zapfenumfläche wie Grundfläche abgehen. Diese Büchse ist mit versenkten Schrauben an der Nabe und an der Achsenstirn befestigt. Wenn aus- oder eingerückt werden soll, so wird die Maschine so gestellt, dass der Schlitz des Treibers senkrecht steht.

§. 157.

## Reibungskupplungen.

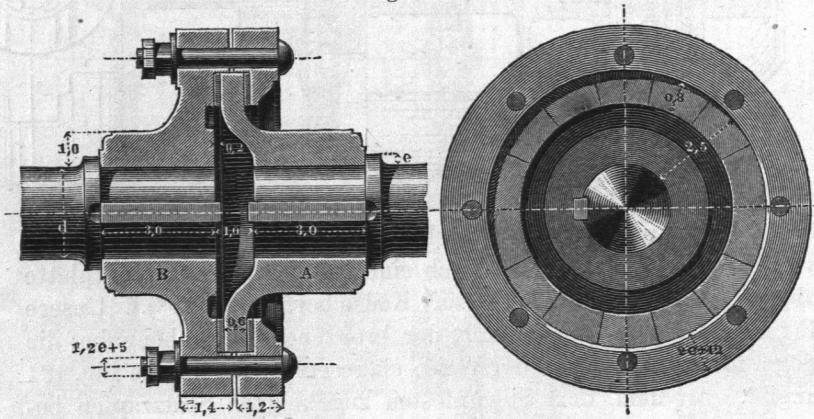
Die Kupplungen, deren Hälften einander durch die zwischen ihnen erzeugte Reibung mitnehmen, sind zum Austrücken sehr geeignet, weil das blosse Nachlassen der die Reibung erzeugenden

\*) Die englischen Seeleute nennen diese Treibkupplung wegen ihrer allgemeinen Form die Käsekupplung (cheese coupling) das Stück *A* auch kurzweg den Käse.

Kraft die Ausrückung schon bewirkt, und weil die Wiedereinrückung unter allmählicher Beschleunigung des zu treibenden Theiles herbeigeführt werden kann. Während dieser Beschleunigung, und überhaupt so lange eine Reibungskupplung gleitet, wirkt die zwischen dem getriebenen und dem treibenden Theile bestehende Reibung als treibende Kraft auf das getriebene Stück.

Führt man die Reibungskupplungen mit genügend grossem Durchmesser aus, so eignen sie sich zur Uebertragung beliebig grosser Drehmomente. Fig. 447, Reibungskupplung, welche als Sicherheitskupplung dient, indem der Ring an *A* nur so fest in

Fig. 447.



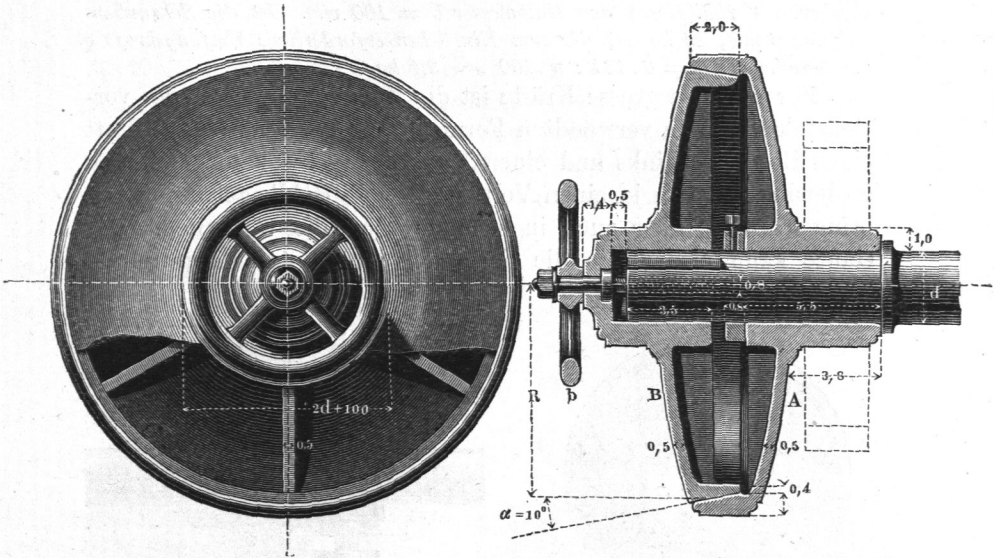
den (mit Holz gefütterten) Hohlring an *B* eingepresst ist, als es einem festgesetzten Maximum von Umfangskraft entspricht. Ramsbottom benutzt diese Kupplung für Walzwerke\*). Model für die eingeschriebenen Maasse ist  $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$ .

Die Kegelskupplung ist in mancherlei Formen gebräuchlich. Das in Fig. 448 gegebene Beispiel setzt voraus, dass die treibende Kupplungshälfte *A* drehbar auf der in und ausser Bewegung zu setzenden Welle sitze und etwa durch ein Zahnrad, das punktirt angegeben ist, in Umdrehung erhalten werde; wird dann die verschiebbar auf der Welle befestigte Kupplungshälfte *B* mit ihrem konischen Kranz in den Hohlkegelkranz von *A* eingepresst, so erfolgt die Mitnehmung. Das axial gerichtete Anpressen

\*) Vergl. Engineer 1866, Januar, S. 44; auch Génie ind. Bd. 32, S. 101; eine ältere Form derselben Kupplung ist bei Salzenberg, Vortr., S. 173, wo auch verwandte Konstruktionen.

geschieht durch die Schraube und das Handrad *b*. Trifft man noch die Anordnung, dass der Drehungssinn von *B* mit demjenigen des Rades *b*, wenn letzteres die Anpressung bewirkt, über-

Fig. 448.



einstimmt, so bringt blosses Festhalten von *b* die Welle zum Stillstand, während ein Anwerfen des Rädchens im Bewegungssinne die Einrückung bewirkt. Beim mittleren Halbmesser *R* des Kegels und dem Anzugwinkel  $\alpha$  ist die axial gerichtete Anpressungskraft *Q* zur Uebertragung einer Umfangskraft *P*

$$Q = P \left( \frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right) = \frac{(PR)}{R} \left( \frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right). \quad (146)$$

wobei *f* den Koeffizienten der Reibung zwischen den Kegelflächen und (*PR*) das von der Welle zu übertragende statische Moment bezeichnet.  $\alpha$  darf nicht wohl kleiner als  $10^\circ$  genommen werden, damit kein Klemmen eintritt; *f* ist bei Eisen auf Eisen etwa mit 0,15 einzuführen. Um *P* klein, also auch *Q* klein zu halten, wähle man *R* gross, z. B. zwischen 3 und 6 *d*.

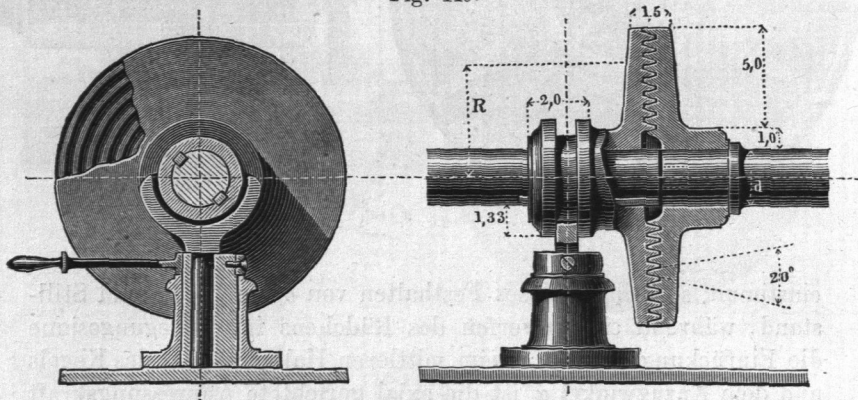
Die Uebersetzung, welche Schraube und Handrad bedingen, beträgt bei der Schraubensteigung *s* und dem Handradhalbmesser *b* unter Berücksichtigung der Schraubenreibung rund  $s : \pi b$ .

*Beispiel.* Eine schmiedeiserne Triebwelle von der Dicke  $d = 50 \text{ mm}$  überträgt bei 50 minutlichen Umdrehungen nach Tabelle §. 145, Spalte 5

5te Zeile  $0,030 \cdot 50 = 1,5$  PS oder ein statisches Moment  $(PR) = 21482 k \times mm$ . Mit der obigen Kegelkupplung vom Halbmesser  $5 d = 250$  mm versehen, bedarf es nach (147) zum Einrücken einer Anpressungskraft  $Q = (21482 : 250) [(\sin \alpha : f) + \cos \alpha]$ . Ist  $\alpha = 10^\circ$ ,  $f = 0,15$ , so gibt dies  $Q = 85,9 \cdot [(0,1736 : 0,15) + 0,9848] \sim 184 k$ . Das Handrad erhält nach den angegebenen Verhältnissen den Halbmesser  $b = 100$  mm. Ist die Schraubensteigung 6 mm, so kommt die zum Einrücken erforderliche Umfangskraft  $q$  am Handrade:  $q = 6 \cdot 184 : \pi \cdot 100 \sim 3,4$  kg.

Für nicht zu grosse Kräfte ist die Kegelkupplung in der vorstehenden oder in verwandten Formen ganz zweckmässig\*). Statt einen Hohlkegel links und einen Vollkegel rechts kann man auch an beiden Stücken je einen Voll- und einen Hohlkegelstumpf anbringen, diese aber auch in schmale Elemente vertheilen. Das Ganze kann alsdann in die Form der in Fig. 449 dargestellten

Fig. 449.



Riffelscheibenkupplung gebracht werden. Berechnung wie oben; nur hat man als  $R$  den Arm des Angriffschwerpunktes der reibenden Flächen einzuführen, welcher genügend genau gefunden wird, wenn man diesen Punkt um  $\frac{1}{3}$  der Riefenflächenbreite von dem äusseren Rande abgehend annimmt. Der Rückhebel braucht hier nur eine sehr kleine Bewegung zu machen, weshalb seine Achse in Form eines Exzentriks den Zapfen der Rückgabel umfassen kann, wie die Figur darstellt\*\*).

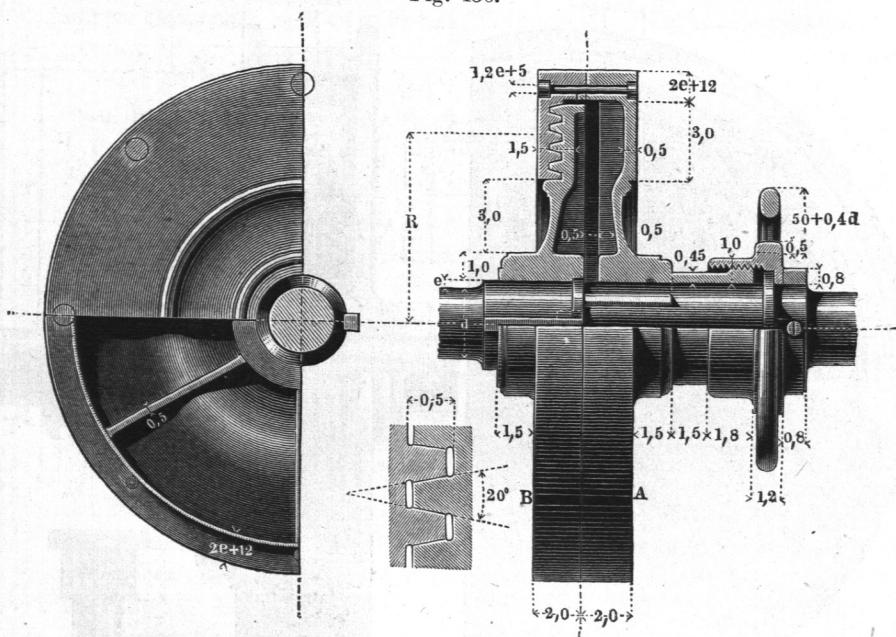
Will man mit einer Kegelkupplung starke Triebwellen verbinden, so kann die Anpressungskraft  $Q$  unter Umständen störend

\*) Anwendungen derselben finden sich u. a. mehrfach an den Windwerken etc. der Maschinerien am Suez-Kanal, siehe Armengaud, Publ. ind. Bd. 17. Tafel 9.

\*\*\*) Siehe diese Kupplung in einem Wendegetriebe angewandt in Armen-gaud's Vignole des méc. Tafel 11.

wirken, indem sie deren Lageranläufe stark gegen die Lager drückt. Wird  $Q$  mittelst eines getrennt gelagerten Hebels, wie bei Fig. 449, ausgeübt, so findet während des Ganges eine  $Q$  entsprechende gleitende Reibung an dem Halsringe statt; wird dagegen  $Q$  mittelst einer auf der Welle selbst sitzenden Schraubenmutter ausgeübt, so entsteht ein Auseinanderdrücken der beiden Wellen. Hätte die Welle z. B. 100 mm Durchmesser, so ergäbe sich nach Obigem bei  $R = 6 \cdot d = 600$  mm ein Axialdruck  $Q = (343720 : 600) [(0,1736 : 0,15) + 0,9848] \sim 1226$  kg, der schon sehr störende Abnutzungen hervorrufen würde. Der Uebelstand lässt sich aber vollständig beseitigen, wenn man die Kraft  $Q$  statt auf Auseindertreibung

Fig. 450.



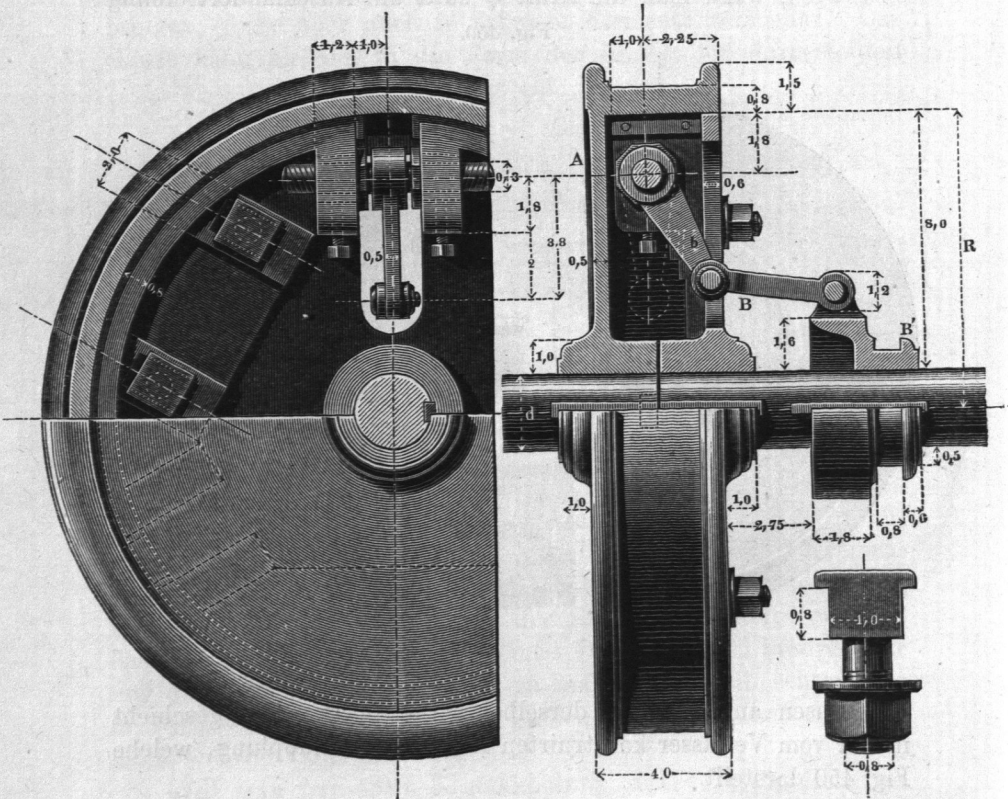
der Achsen auf Näherung derselben wirken lässt. Dies geschieht in der vom Verfasser konstruirten Riffelscheibenkupplung, welche Fig. 450 darstellt.

Im Querschnitt ist hier der Rand von  $A$  hakenförmig über den von  $B$  hingeführt. Das Handrädchen wirkt ganz wie früher; auch ist die Konstruktion der mit dem Rädchen verbundenen Schraube im Prinzip dieselbe wie oben, indem nur die Schraube hier soviel erweitert ist, dass die Welle durch sie hindurchgehen kann, und ausserdem Schraube mit Mutter vertauscht ist. Die

Kupplung ist glattläufig. Die Riefen sind hier wie oben mit einer Unterschneidung im Grunde auszuführen, damit die Scheiben bei entstehender Abnutzung und Einschleifung gut zusammenrücken können. Model für die reinen Verhältnisszahlen ist wieder die Einheit  $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$ . — Auch die einfache Kegelpkupplung hat man schon so angeordnet\*), dass  $Q$  die Wellen zusammenzieht.

Die folgende Fig. 451 zeigt die Cylinder-Reibungskupplung oder kurz Cylinderkupplung von Köchlin. Hier findet radiale Ausrückung statt. An den hohlcylindrischen Theil des Stückes A

Fig. 451.



werden drei erhabencylindrische Backen durch radiales Auseinanderrücken derselben angepresst. Die Backen sind aussen mit einem Bronzebeschlag versehen. Das Andrücken geschieht ver-

\*) Z. B. in der Werkstätte des Conservatoire d. A. et. m. in Paris.



mittelst des Gleitstückes  $B'$ , und die mit dem Hebel  $b$  verbundene Links- und Rechtsschraube. Die Backen gleiten in radialer Richtung auf Führungen, deren Detail die Nebenfigur zur Rechten verdeutlicht. Durch Einstellen der Schraubenmuttern mittelst der angedeuteten Stellschrauben lassen sich die Backen so setzen, dass eine Radialbewegung von etwa 1 mm, bei grossen Ausführungen 2 mm, genügt, um die Ein- oder Auskehrung zu bewirken. Klemmung wie bei der Kegelkupplung ist nicht zu befürchten, da die rückwirkende elastische Kraft des Cyllinderringes in der Richtung der Lösungsbewegung wirkt. Zugleich bewirkt die Einschaltung der Schrauben, dass die Lösung nicht selbstthätig erfolgen kann, und die Anpressung  $Q$  an  $B'$  nach geschehener Einkehrung aufhören darf, eine nicht zu grosse Steigung der Schrauben vorausgesetzt.

Ist  $s$  diese Steigung,  $b$  die Länge des Schraubenhebels, so hat man für die Uebertragung des Momentes ( $PR$ ) beim Koëffizienten  $f$  der Reibung an den Backen, und bei Berücksichtigung der Schraubenreibung rund ( $2s : 2\pi b$ ) ( $P : f$ ) oder:

$$Q = \frac{s}{\pi b} \frac{(PR)}{f \cdot R} \dots \dots \dots (147)$$

welcher Werth sehr klein gehalten werden kann. Richtet man die Sache so ein, dass  $B$  der getriebene Theil ist, so findet während der Ruhe keine Gleitung an  $B'$  statt. Bei senkrechter Aufstellung kann ausserdem die Kraft  $Q$  unmittelbar durch ein Gewicht ausgeübt werden, dessen Sinkenlassen dann mit sanftem Angriff die Bewegung einleitet. Köchlin's erste Ausführung der Konstruktion war zur Uebertragung von 30 Pferdestärken bestimmt\*). Die obigen Verhältnisszahlen entsprechen einem Minimum von  $R$ . Bezugsinheit ist wieder  $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$ . Eine sehr hübsche Form hat Bodmer derselben Kupplung (wohl ohne Anlehnung an Köchlin) gegeben\*\*); auch auf Mahlgänge hat man verwandte Konstruktionen mit Vortheil angewandt\*\*\*). Man hat in Cylinderkupplungen die Bremsbacken auch mit Kniehebeln angepresst. Ein Beispiel hierzu ist die in Fig. 452 dargestellte ebenfalls radial auszurückende Cylinderkupplung von Fossey†), der sie für ein Münzprägwerk verwendete. In dieser sehr gedrängten Kon-

\*) Näheres im Bulletin v. Mülhausen 1854. S. 138.

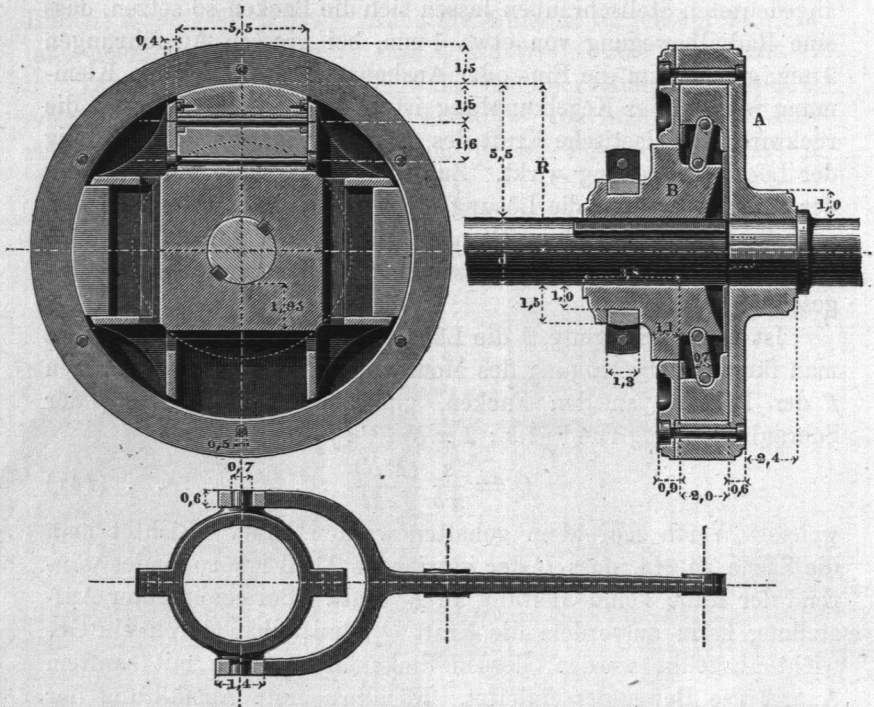
\*\*\*) S. Fairbairn, Mills u. Millworks, Bd. II. S. 92.

\*\*\*\*) S. Uhland's prakt. Masch.-Konstrukteur. 1869. S. 97.

†) S. Armengaud's Publ. industrielle, Bd. XVII, Tafel 10.

struktion sind die vier Bremsbacken ohne Bronzebeschlag ausgeführt. Die Schenkel der Kniehebel gehen über die ganze Breite der Backen und sind mit Halbzapfen versehen, mit welchen sie

Fig. 452.



den Druck nach aussen ausüben; für das Rückwärtsziehen der Backen sind schwache durchgehende Bolzen eingesetzt vergl. §. 95. Schliessen die Knieschenkel mit der Achse den Winkel  $90 + \alpha$  ein, so hat man für die Anpressungskraft  $Q$ :

$$Q = \frac{P \operatorname{tg} \alpha}{f} = \frac{(PR)}{R} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{f} \dots \dots \dots (148)$$

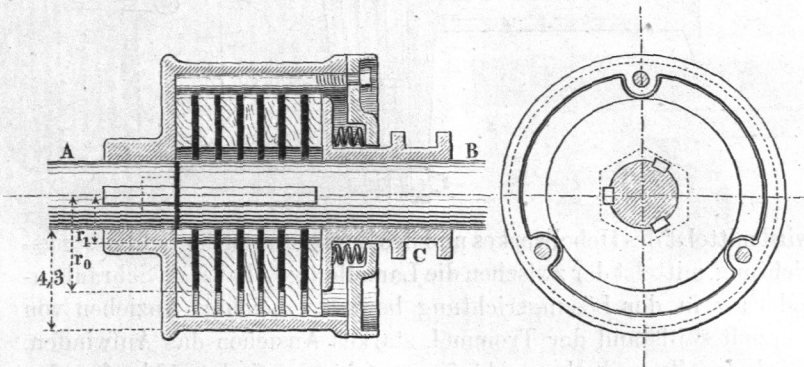
Der Winkel  $\alpha$  kann hier sehr klein gewählt werden, da ein Klemmen hier nicht zu befürchten ist. Man findet  $\alpha = 2^\circ$  und  $1^\circ$  angewandt, wodurch alsbald eine bedeutende Uebersetzung erzielt wird. Bei  $\alpha = 1\frac{3}{4}^\circ$  erhält man z. B.  $Q:P \sim 0,03:0,15 = 1:5$ . Andere Cylinderkupplungen mit Kniehebeln konstruirte Garand\*). Jackson und Andere treiben die Bremsbacken mit hydraulischem

\*) Dingler's P. J. Bd. 149. S. 22.

Drucke nach aussen\*). Dohmen-Leblanc ersetzt die festen Schenkel der Kniehebel durch S-förmige Federn, was die Herabziehung von  $\alpha$  auf Null erlaubt\*\*). Schürmann wendet statt der festen Backen eine Gurte an, welche nach aussen gepresst\*\*\*), Napier eine solche, welche angespannt wird †). Becker lässt die Bremsblöcke durch Zentrifugalkraft nach aussen treiben ††). So und in noch anderer Weise ist die Cylinderkupplung in der neueren Zeit mannigfach gestaltet zur Anwendung gekommen.

Eine axial ausrückende Reibungskupplung, welche durch einen verhältnissmässig sehr geringen Druck zum Schluss gebracht werden kann, ist die Weston'sche, welche namentlich Tangye viel anwendet, s. Fig. 453. Sie beruht auf dem Prinzip, welches wir oben, §. 101, beim Lamellengelenk angewandt fanden, weshalb

Fig. 453.



wir sie Lamellenkupplung nennen dürfen. Der eine Satz der Lamellen, hier aus Holz hergestellt, ist verschieblich, aber undrehbar mit der Welle A, der zweite, aus Eisenplatten bestehend, ebenso mit der Welle B verbunden. Weston erhält die Kupplung für gewöhnlich geschlossen und zwar durch die innerhalb des Deckels sichtbaren Schraubenfedern. Soll ausgerückt werden, so werden mittelst der Schelle C die genannten Federn zusammengepresst. Wegen Berechnung des Druckes s. §. 101.

Eine andere Form von Weston's Lamellenkupplung zeigt Fig. 454 (a. f. S.), entnommen einem grossen Tangye'schen Löffel-Bagger. A Trommel, mit dem Seil oder der Kette belegt, welche den

\*) Dingler's P. J. Bd. 153. S. 251.

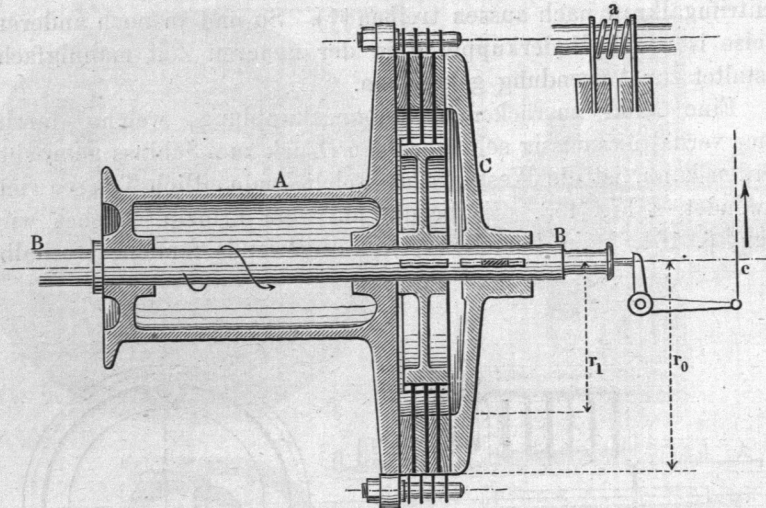
\*\*) D. R. P. 16952.

\*\*\*) S. Zeitschr. d. Vereins d. Ing. Bd. V. (1861) S. 301.

†) S. Engineer 1868, Juli, S. 64. ††) D. R. P. 7205.

Baggerlöffel zu tragen hat; *B* Triebwelle, von der Betriebsdampfmaschine stetig umgetrieben. Ein Satz von Holzlamellen ist an *A*, ein solcher von Eisenlamellen an *B* verschieblich befestigt. Die Druckscheibe *C*, welche die Lamellen hier zusammenzupressen hat,

Fig. 454.



wird mittelst des Hebelwerkes und des Zugseiles *c* in der Schliessungsrichtung, mittelst der zwischen die Lamellen geschalteten Schraubenfedern *a* in der Lösungsrichtung bewegt. Leichtes Anziehen von *c* erzielt Stillstand der Trommel, starkes Anziehen das Aufwinden. Wird das Zugseil aber schlaff gemacht, so findet Ablaufen der Trommel statt. (Eine grosse Lamellenkupplung für Walzwerke siehe Engineer 1879, August, S. 159.)

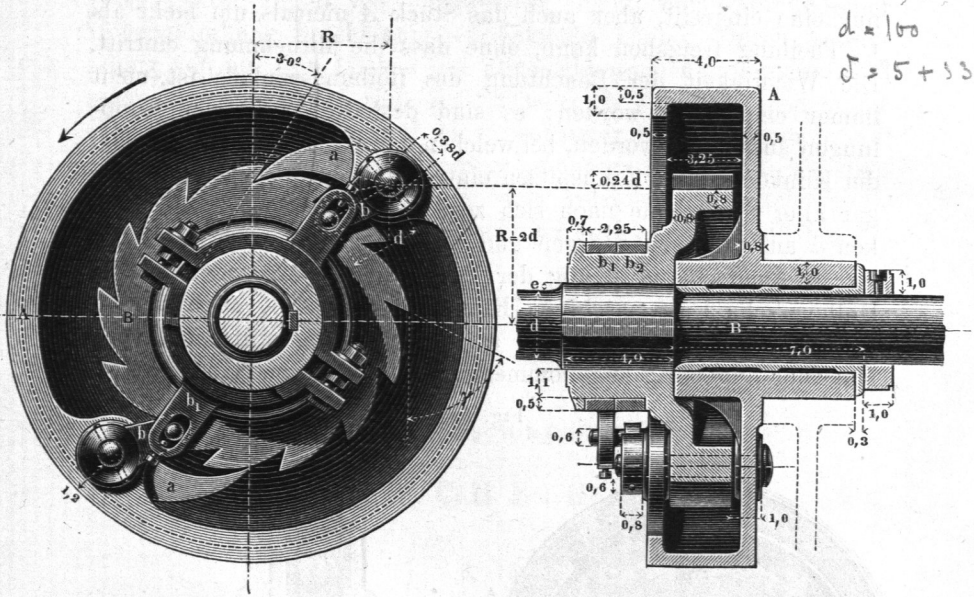
## §. 158.

**Kraftmaschinenkupplungen.**

Wenn man zwei Kraftmaschinen auf dieselbe Wellenleitung treibend einwirken lassen will, so vermittelt man gerne die Bewegung beider oder wenigstens einer derselben mittelst einer Kupplung, welche sich beim Stillstellen der betreffenden Maschine selbstthätig auslöst, während die andere Maschine noch geht, und sich beim Wiedereingangkommen der Maschine auch wieder selbstthätig einkehrt. Die zuerst in Anwendung gekommene Kraft-

maschinenkupplung ist die von Pouyer-Quertier, auch kurz die Pouyer'sche Kupplung genannt. Sie ist in Fig. 455 dargestellt. Die Anordnung ist hier so getroffen, dass der von der abzulösenden Kraftmaschine betriebene Theil *A* lose auf die Welle *B* gesetzt ist. *A* hat z. B. an seinem Umfang Radzähne, oder trägt

Fig. 455.

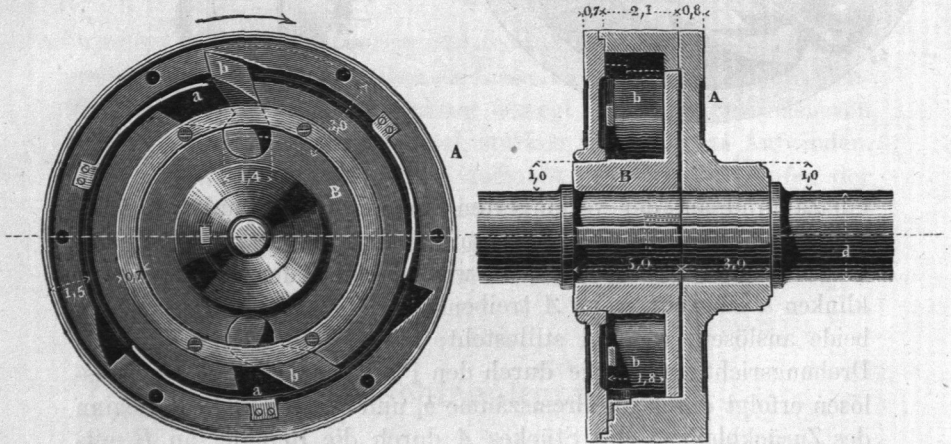


ein Zahnrad auf der verlängerten Nabe, wie die Punktirung andeutet; die Nabe von *A* ist mit Bronze gefüttert. Auf der Welle *B* sitzt ein Sperrrad, in welches eine der beiden Sperrklinken *a* eingreift, wenn *A* treibend auf *B* einwirkt, die sich aber beide auslösen, wenn *A* stillesteht, während *B* weitergeht. Die Drehungsrichtung ist die durch den Pfeil angegebene. Das Auslösen erfolgt durch die Bremszäume *b*<sub>1</sub> und *b*<sub>2</sub>, welche beim Beginn des Zurückbleibens des Stückes *A* durch die Reibung an *B* mitgenommen, die Hebel *b* und damit die Klinken *a* entsprechend drehen, sie also im allgemeinen radial ausrückend, bis die Hubbegrenzungsschrauben erreicht sind. Darauf bleiben die Zäume mit *A* zurück und gleiten auf *B*. Kommt *A* wieder in eine nur sehr wenig schnellere Bewegung als *B*, so halten die Zäume die Klinkenhebel *b* auf und veranlassen die Klinken *a*, sich wieder in die Zahnluken zu legen, worauf die Kraftübertragung wieder

stattfindet. Damit die Klinken nicht an den Zahnsitzen hängen bleiben können, ist der Winkel  $\gamma$  der Klinke mit der Zahnflanke kleiner als das Komplement des Reibungswinkels zu machen; hier ist  $\gamma = 60^\circ$  gemacht. Pouyer wendet nur einen Zaum an, und will beide Klinken gleichzeitig eingreifen lassen. Hier ist durch Anwendung einer ungeraden Zähnezahl, 13, am Sperrad eine Versetzung der Klinken um  $\frac{1}{2}$  Theilung bewirkt, sodass immer nur eine eingreift, aber auch das Stück *A* niemals um mehr als  $\frac{1}{2}$  Theilung freigehen kann, ohne dass die Mitnehmung eintritt. Die Wichtigkeit der Beachtung des Reibungswinkels ist nicht immer eingesehen worden; es sind deshalb Pouyer'sche Kupplungen ausgeführt worden, bei welchen das erwähnte Haftenbleiben der Klinken an den Zahnsitzen eintrat und den Bruch eines oder gar aller Sperrzähne nach sich zog. Es empfiehlt sich, die Klinken *a* aus Stahl zu fertigen und zu härten.

In Deutschland häufig der Pouyer'schen vorgezogen ist die Uhlhorn'sche Kraftmaschinen-Kupplung, Fig. 456, auch sie hat radiale Ausrückung. *A* ist als der einzeln stillzustellenden Maschine angehörig angenommen, *B* also als das getriebene Stück.

Fig. 456.



*A* ist ein Hohlsperrad, in welches die Sperrklinken oder Mitnehmer *b* eingreifen. Das Einführen der Mitnehmer in die Zahn­lücken von *A* geschieht durch die Sperrfedern *a*, welche sich gegen die Mitnehmer stemmen und sie in die Lücken leiten, sobald *A* schneller als *B* zu gehen beginnt. Im umgekehrten Falle legen sich die Mitnehmer in die in *B* angebrachten Aussparungen, so wie

die Figur in der unteren Hälfte zeigt, ein. Alsdann klappen die Sperrfedern über sie hin, wie dies bei einem gewöhnlichen Gesperre beim Vorwärtsgang geschieht. Die Gelenke der Mitnehmer sind wieder als Halbzapfen ausgeführt (vergl. §. 95) und durch den Deckring und entsprechende Ausschnitte in ihrer Stellung gehalten. Uhlhorn wandte früher nur zwei Zahnücken in *A* an, empfahl aber später, deren vier anzuwenden, damit nur während einer Vierteldrehung Beschleunigung eintreten könne. Durch Anwendung von nur drei Lücken (im allgemeinen einer ungeraden Zahl derselben), gestaltet sich die Sache noch günstiger, indem die Beschleunigung dabei auf eine Sechsteldrehung (allgemein auf  $\frac{1}{2}$  Theilung wie oben bei Pouyer) eingeschränkt wird. Es steht nichts im Wege, *B* treibend statt getrieben zu machen; die Drehung hat alsdann der Pfeilrichtung entgegen stattzufinden.

## Eilftes Kapitel.

### E I N F A C H E H E B E L.

#### §. 159.

#### Hebelzapfen.

Ein einfacher Hebel wird im Maschinenbau die konstruktive Ausführung eines Hebelarmes genannt, welcher an dem Drehpunkt-Ende mit einer Achse in Verbindung steht, und an dem schwingenden Ende einen Zapfen trägt. Letzterer ist in der Regel wechselseitig beansprucht, oft indessen auch einseitig. Die Berechnung der Zapfenabmessungen wurde in Kap. V gezeigt.

Die Formen, in denen der Hebelzapfen gewöhnlich angewandt wird, sind die in der Fig. 457 (a. f. S.) angegebenen des Stirnzapfens, des Doppelzapfens und des Gabelzapfens. Sorgfältiges Einpassen des Zapfenstiemes oder -Schaftes in die Hülse ist unerlässliche Bedingung für die Haltbarkeit der Konstruktion. Die Achsel über dem Konus des Zapfenstiemes darf nicht anliegen, damit sie das Anziehen des Konus nicht behindert; die Figur zeigt den Spielraum der Deutlichkeit wegen in etwas übertriebener Weise.