

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

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

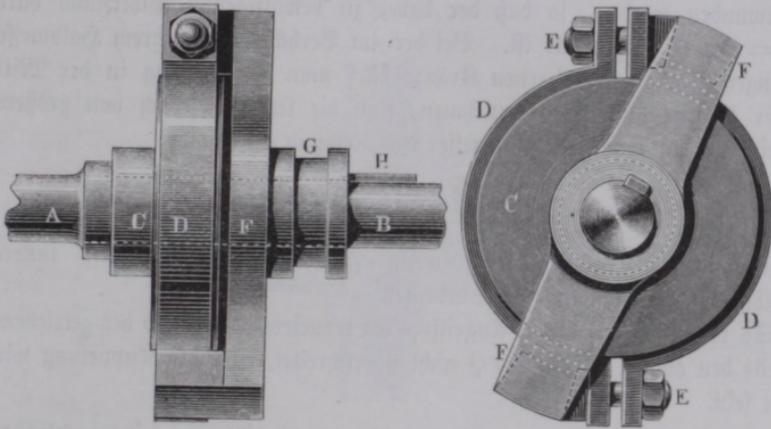
\*) Siehe die Dampf-Baggermaschine in Hagen's Handbuch der Wasserbaukunst Bd. IV, Th. 3.

wieder, die treibende Welle drehe sich mit einer beliebig großen Geschwindigkeit  $\omega$ , und es werde die Frictionskuppelung eingerückt, indem der eine Theil derselben gegen den anderen mit einem Drucke  $Q$  gepreßt wird. Bezeichnet nun  $\varphi$  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  $\varphi$  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-

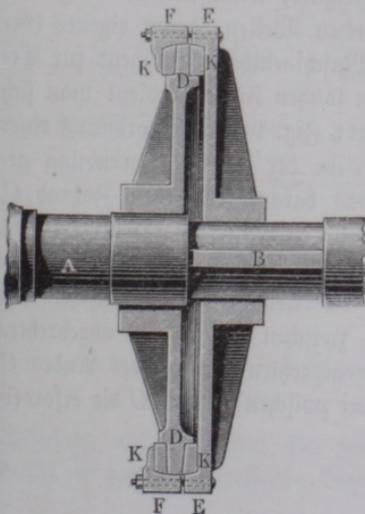
förmigen schmiedeeisernen Bügel *DD* eingelegt, welche durch die Schrauben *EE* fest um die Scheibe *C* gepreßt werden, so daß die entsprechende Reibung

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 Ausrücknuth *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  $\varphi Q$  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.

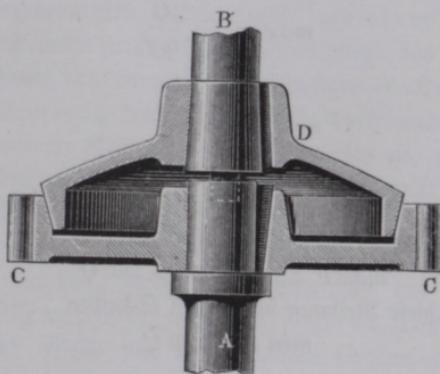
So lange der auf diesen Angriffspunkt reducirte Widerstand der getriebenen Welle den obigen Werth  $2\varphi Q$  nicht überschreitet, wird die Kuppelung wirksam sein.

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,  $\alpha$  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  $\alpha$  angenäherte, für kleine Winkel  $\alpha$  ganz unzutreffende Werthe ergibt. Denn nach dieser Formel

müßte für einen sehr kleinen Winkel  $\alpha$  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.