

## Erstes Capitel.

# Die Maschinen zur Zerkleinerung.

---

**Zerkleinerung überhaupt**<sup>1)</sup>. Der Zweck, welchen man bei der §. 1. Zerkleinerung von Stoffen erreichen will, kann ein verschiedener sein. Zunächst kann es für gewisse Stoffe von gleichförmiger innerer Beschaffenheit lediglich darauf ankommen, die Stückgröße der einzelnen Theile möglichst zu verringern, d. h. den Stoff in ein mehr oder minder feines Pulver, bezw. in Staub zu verwandeln, weil eine solche Form für die mechanische oder chemische Wirkung des Stoffes erwünscht ist. Beispielsweise zerkleinert man Coaks oder Holzkohlen in Eisengießereien, um mit dem erhaltenen feinen Pulver die Sandformen gleichmäßig zu bestäuben; andererseits werden Salze, Gewürze u. s. w. in möglichst feine Vertheilung gebracht, um durch die hiermit verbundene Vergrößerung der Oberfläche die Wirksamkeit dieser Stoffe zu erhöhen oder zu beschleunigen. Dies ist auch der Grund für die Zerkleinerung von Dünggypsen und von Traß, welcher, dem gewöhnlichen Mörtel beigemengt, demselben die Eigenschaften des Wassermörtels in um so höherem Grade ertheilt, je kleiner seine Korngröße und je gleichmäßiger seine Vertheilung ist. Zur Herstellung möglichst gleichmäßiger Gemenge verschiedener Stoffe wird immer zunächst eine thunlich weitgehende Zerkleinerung derselben vorzunehmen sein.

In sehr vielen anderen Fällen, insbesondere fast immer dann, wenn der Stoff aus verschiedenartigen Massentheilen zusammengesetzt ist, dient die Zerkleinerung als ein Mittel, um eine Absonderung dieser verschiedenen Bestandtheile von einander zu ermöglichen. Aus diesem Grunde findet die Zerkleinerung eine so allgemeine Anwendung bei der sogenannten Aufberei-

---

<sup>1)</sup> S. u. A. die schöne Arbeit: „Ueber Zerkleinerungsmaschinen“ von Hermann Fischer, Ztschr. D. Ing. 1886.



tung der Erze in Hüttenwerken, wobei es im Wesentlichen darauf ankommt, die guten, metallhaltigen Bestandtheile von den nicht schmelzwürdigen Erdenarten oder tauben Gangarten zu trennen. Wie diese Trennung selbst vorgenommen werden kann, soll in dem darüber handelnden Capitel näher besprochen werden, hier sei nur so viel angeführt, daß eine derartige Sonderung verschiedener Substanzen entweder auf Grund des verschiedenen specifischen Gewichtes oder auf Grund der verschiedenen Korngröße der einzelnen Bestandtheile vorgenommen werden kann.

Das erstere, d. h. die Trennung der Bestandtheile nach ihrer verschiedenen Dichte, findet vornehmlich bei der Zugutemachung der Erze Verwendung, und man wird hierbei im Allgemeinen die Erzielung einer möglichst gleichen Korngröße in der zerkleinerten Masse anzustreben haben.

Wenn dagegen die specifischen Gewichte der einzelnen Bestandtheile nicht oder nur wenig von einander abweichen, wie dies z. B. bei dem Getreide der Fall ist, so wird, da alsdann eine Trennung nur auf Grund der Korngröße vorgenommen werden kann, die Zerkleinerung dahin streben müssen, die verschiedenen Substanzen in ungleichem Grade zu zerkleinern. Bei den Getreidekörnern z. B., bei welchen das den inneren Kern bildende Material von einzelnen Hüllen aus anderer Substanz umgeben ist, wird die Zerkleinerung derartig vorgenommen, daß von der Oberfläche der einzelnen Körner die Schale in kleinen Theilen abgestoßen wird, welche dann von den größeren Kernstücken getrennt werden können. Es ist ersichtlich, daß hierbei die Zerkleinerung der Getreidekörner allmählig durch wiederholt auf einander folgende Bearbeitung vorgenommen werden muß, so daß nach jeder einzelnen Zerkleinerung zunächst die Absonderung der dabei abgestoßenen Oberflächentheile vorgenommen wird, ehe die folgende weitere Zerkleinerung stattfindet.

Zuweilen kann in Stoffen, die aus verschiedenartigen Bestandtheilen zusammengesetzt sind, die eigenthümliche Structur oder die verschiedene Widerstandsfähigkeit der Bestandtheile eine Zerkleinerung derselben in verschiedenem Grade befördern, wie dies z. B. bei den Stampfwerken und Schleudermaschinen häufig beobachtet wird. Denkt man sich nämlich einen solchen aus einem festeren und einem leichter zerbrechlichen Bestandtheile zusammengesetzten Körper einer Stoßwirkung ausgesetzt, welche wohl genügt, um den leichter zerbrechlichen, nicht aber um den festeren Theil zu zertrümmern, so wird vornehmlich der erstere einer Zerkleinerung ausgesetzt sein.

In solchen Fällen, wo die mit einander vereinigten Stoffe verschiedene Aggregatzustände haben, wie dies beispielsweise bei den Delfrüchten der Fall ist, handelt es sich immer um eine möglichst weit gehende Zerkleinerung, d. h. hier Zerstörung der zellenförmigen Structur, weil erfahrungsmäßig

die Trennung der Flüssigkeiten von dem festen Zellengewebe um so leichter und vollständiger vor sich geht, je weiter die Zerkleinerung getrieben wurde.

In manchen anderen Fällen dagegen hat man bei der Zerkleinerung auf möglichste Erhaltung der den Stofftheilchen eigenthümlichen Form zu achten, z. B. will man bei der Bereitung des Papierzeuges aus den Lumpen oder dem Holze bezw. dem Stroh keineswegs einen feinen Staub erzielen, sondern es wird dabei beabsichtigt, die faserige Beschaffenheit der Masse thunlichst zu erhalten und nur die Feinheit der Fasern zu erhöhen, ohne sie der Länge nach zu zerreißen. Die hierzu dienenden Mittel müssen daher so gewählt werden, daß sie geeignet sind, nur den geringeren Widerstand zu überwinden, welchen die Fasern einer Spaltung oder Trennung senkrecht zu der Richtung ihrer Länge darbieten, ohne daß ein Zerreißen der Fasern stattfindet.

Jede Zerkleinerung eines Körpers ist als eine bleibende Formänderung desselben anzusehen. Ehe eine solche eintritt, findet natürlich zunächst eine Formänderung innerhalb der Elasticitätsgrenze statt und erst bei einem weiter darüber hinausgehenden Angriffe wird die Formänderung zu einer bleibenden. Für den Fall, daß die Beanspruchung des zu zerkleinernden Körpers die Elasticitätsgrenze nicht überschreitet, wird der Zusammenhang natürlich auch nicht unterbrochen, und alsdann ist die zu der gedachten Beanspruchung aufgebrauchte mechanische Arbeit ganz nutzlos verwendet und muß als ein Verlust angesehen werden. Dieser Fall findet immer statt, wenn von den der Zerkleinerung unterworfenen Körpern nur gewisse zerkleinert, andere unverändert gelassen werden, was eine Folge der Verschiedenheit an Größe, Form oder innerer Beschaffenheit sein kann, und nach dem Vorstehenden häufig beabsichtigt wird. Es geht daraus hervor, daß dieser Verlust an Arbeit um so geringer ausfällt, je kleiner die Masse der Theile ist, welche einer Zerkleinerung entzogen bleiben.

Zweifellos ist auch die Geschwindigkeit, mit welcher der Angriff auf einen Körper erfolgt, von wichtigem Einflusse auf die Zerkleinerung, wenn es auch im Allgemeinen nicht möglich ist, den Einfluß dieser Geschwindigkeit rechnerisch zu verfolgen. Es kommt ferner insbesondere bei Zerkleinerungen durch Stoß wesentlich die Größe derjenigen Masse in Betracht, durch welche eine gewisse Wirkung in das Innere des zu zerkleinernden Körper übertragen werden muß. Ist diese Masse klein, wie z. B. wenn ein Hammerschlag auf die Ecke oder Kante eines Steinwürfels trifft, so können die Spannungen in dem zunächst getroffenen Material so groß werden, daß ein Abspringen der Ecke oder Kante eintritt, während derselbe Hammerschlag auf die Seitenfläche des Würfels geführt, in dem letzteren nur Anstrengungen hervorruft, welche innerhalb der Elasticitätsgrenze verbleiben, so daß die aufgewendete Arbeit für den Zweck der Zerkleinerung ganz verloren ist. Dieser Umstand ist insbesondere für die durch Druck- und Stoßwirkung herbeizuführende

Zerkleinerung von Vortheil, indem die zu zerkleinernden Körper selten in ausgedehnteren Flächen, sondern meistens nur in einzelnen hervorragenden Punkten angegriffen werden.

Aus den wenigen vorstehenden Bemerkungen geht hervor, daß die zum Zerkleinern verschiedener Stoffe dienenden Maschinen und Werkzeuge ihrer Einrichtung und Wirksamkeit nach sehr verschieden sein müssen, und daß für die Auswahl der einen oder anderen Maschine zu einem bestimmten Zwecke vornehmlich die Beschaffenheit des zu zerkleinernden Materials maßgebend sein wird, indem dieselbe Maschine, welche beispielsweise für ein sprödes Material ausgezeichnete Dienste leistet, möglicherweise für einen zähen dehnbaren Körper ganz unbrauchbar ist. In dieser Hinsicht wird nur an der Hand der Erfahrung die geeignete Wahl zu treffen sein.

**§. 2. Zerkleinerungsarbeit.** Die Ermittlung der zu einer gewissen Zerkleinerung einer bestimmten Materialmenge erforderlichen mechanischen Arbeit ist nur in den seltensten Fällen auf dem Wege der Rechnung vorzunehmen. Die Vorgänge bei der Zerkleinerung sind so verwickelte, sowohl von der Beschaffenheit des zu zerkleinernden Stoffes, wie von der Art des Zerkleinerungsverfahrens abhängige, daß man sich zur Bestimmung der in einem vorliegenden Falle erforderlichen Arbeit vorzugsweise auf etwa vorliegende Erfahrungen wird stützen müssen. Leider sind entsprechende, der Erfahrung entnommene Angaben nur in verhältnißmäßig geringem Umfange zu finden, und in vielen Fällen ist die Brauchbarkeit der bekannt gewordenen Angaben eine sehr beschränkte, insofern meistens nicht angegeben ist und oft auch nicht genau angegeben werden kann, bis zu welchem Grade die Zerkleinerung vorgenommen wurde.

Daß die zur Zerkleinerung einer gewissen Menge eines bestimmten Stoffes erforderliche Arbeit wesentlich von dem Grade der Zerkleinerung, d. h. also von der Feinheit des erzielten Erzeugnisses abhängt, darf als selbstverständlich angesehen werden. In Bezug auf diese Abhängigkeit hat man bisher vielfach angenommen, daß die aufzuwendende Arbeit im geraden Verhältniß zu der Größe der Trennungsfläche stehe, welche bei der Zerkleinerung auftritt.

Dieses Gesetz, welches von v. Rittinger<sup>1)</sup> für die Zerkleinerung als maßgebend und u. A. auch von Fink<sup>2)</sup> als gültig angesehen wird, beruht also auf der Annahme, daß bei der Zerkleinerung irgend eines bestimmten Stoffes für jede Einheit der Trennungsfläche eine bestimmte mechanische Arbeit aufgewendet werden müsse.

1) Lehrbuch der Aufbereitungskunde von P. Ritter von Rittinger.

2) „Theorie der Walzwerke“ von Prof. Fink, Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1874, S. 200.

Es ist das Verdienst *Rick's*<sup>1)</sup>, durch umfangreiche Versuche nachgewiesen zu haben, daß dieses Gesetz nicht zutreffend ist, daß mit der Trennungsfläche zwar die Größe der die Trennung hervorruhenden Kraft proportional ist, die Arbeit aber, welche unter gleichen Umständen zur Zerkleinerung verschieden großer Mengen desselben Körpers erforderlich ist, mit dem Volumen oder Gewicht dieser Mengen im geraden Verhältniß steht. Das betreffende Gesetz drückt *Rick* folgendermaßen aus:

„Die Arbeitsgrößen, welche zu übereinstimmender Formänderung zweier geometrisch ähnlicher und materiell gleicher Körper erfordert werden, verhalten sich wie die Volumen oder Gewichte dieser Körper.“

Dieses Gesetz kann als eine Erweiterung der in Th. I bei der Betrachtung der absoluten Stoßfestigkeit gefundenen Beziehung angesehen werden, welcher zufolge die von verschiedenen Körpern aufgenommenen mechanischen Arbeiten bei gleicher Anspannung der Fasern mit den Volumen oder Gewichten dieser Körper im geraden Verhältnisse stehen. Dieses Verhalten wurde an gedachter Stelle nur für Beanspruchungen innerhalb der Elasticitätsgrenze als gültig erkannt; nach den Versuchen von *Rick* erstreckt sich die Gültigkeit auch über die Elasticitätsgrenze hinaus bis zum Bruche, wenn die ausgesprochene einschränkende Bedingung erfüllt ist, daß die in Vergleich gebrachten Körper geometrisch ähnlich sind und die Formänderungen übereinstimmend, d. h. mit geometrisch ähnlichen Werkzeugen und annähernd gleicher Geschwindigkeit vorgenommen werden.

Die Versuche *Rick's* ergaben u. A., daß die Arbeit, welche zum Zerschlagen eines auf fester Unterlage ruhenden Körpers durch einen fallenden Hammer ausgeübt werden muß, auch genau gleich derjenigen Arbeit ist, welche der fortgeschleuderte Körper in Form von lebendiger Kraft in sich enthalten muß, um bei dem Anprallen gegen eine feste Fläche zu zerschellen. Kennt man mit *Rick* diejenige Arbeit  $A$ , welche ein aus bestimmtem Stoffe und in bestimmter Form (Kugel) hergestellter Körper von dem Gewichte 1 kg zur Zerkümmern gebraucht, den Bruchmodul dieses Körpers, so erfordert nach dem aufgestellten Gesetze ein geometrisch ähnlicher Körper gleichen Materials von dem Gewichte  $G$  kg, bei übereinstimmender Inangriffnahme zur Zerkümmern die mechanische Arbeit:

$$AG \text{ Meterkilogramm.}$$

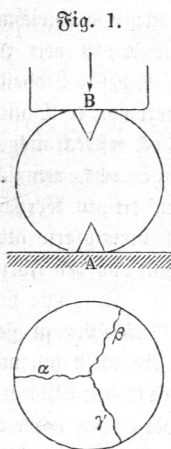
Man kann sich die Maßzahl  $A$  auch als diejenige Höhe in Metern denken, von welcher der Körper vom Gewichte gleich einem Kilogramm herabfallen muß, um beim Aufschlagen auf eine feste Platte zu zerschellen, diese Höhe nennt *Rick* die Bruchhöhe des Körpers. Aus dem angeführten Gesetze folgt, daß diese Bruchhöhe für alle geometrisch ähn-

<sup>1)</sup> *Rick*, Gesetz der proportionalen Widerstände, 1885.

lichen Körper aus demselben Stoffe dieselbe ist. Wenn sich daher bei den Versuchen gezeigt hat, daß z. B. gußeiserne Kugeln von einem gewissen Durchmesser bei der einer Bruchhöhe  $A = 200$  m zugehörigen Fallgeschwindigkeit  $v = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 200} = 62,6$  m zerschellten, so genügt diese Geschwindigkeit auch, um jede beliebig große gußeiserne Kugel in derselben Weise ebenfalls zu zerschellen.

Man erkennt die Wichtigkeit dieses Ergebnisses für den Fall, in dem es sich darum handelt, durch Versuche an kleinen Probestücken ein Urtheil über die zum Zerkleinern größerer Massen erforderliche Arbeit zu gewinnen.

Das vorstehend über die Bruchhöhe Angeführte ist auch geeignet, die Unzulässigkeit der oben erwähnten älteren Annahme zu erhärten, der zufolge die aufzuwendende Arbeit proportional mit der Größe der Trennungsfläche sein soll. Nach den Versuchen *Rid's* zerbricht nämlich eine durch Schlag zertrümmerte Kugel regelmäßig in drei Stücke, nach Fig. 1, indem der Druck von den beiden Angriffsstellen *A* und *B* aus sich in das Innere der Kugel durch zwei sich bildende Druckkegel fortpflanzt, welche nach der Art von Keilen die Kugel aus einander sprengen, so daß dieselbe ziemlich regelmäßig nach den Flächen  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  zerbricht. Gesezt, es sei die Größe dieser Bruchflächen zusammen für eine Kugel von 1 cm Durchmesser zu  $F$  qcm bestimmt, und es möge  $h$  die Bruchhöhe sein, von welcher die Kugel herabfallen muß, um beim Aufschlagen zu bersten, so daß also die zur Zertrümmerung erforderliche Brucharbeit durch  $G h$  mkg dargestellt ist, wenn  $G$  das Gewicht



der Kugel bedeutet. Denkt man jetzt eine Kugel aus demselben Material von dem  $n$ fachen Durchmesser, also dem Gewichte  $n^3 G$  kg, so wird die Bruchfläche derselben gleich  $n^2 F$  sein, und es müßte daher jener Annahme zufolge zur Zertrümmerung dieser Kugel eine Arbeit von  $n^2 G h$  mkg erforderlich sein. Da nun aber das Eigengewicht dieser Kugel durch  $n^3 G$  kg ausgedrückt ist, so genügt hierzu eine Fallhöhe von  $\frac{n^2 G h}{n^3 G} = \frac{h}{n}$  m.

Hiernach würde man zu dem ganz unwahrscheinlichen Ergebnisse gelangen, daß, wenn z. B. eine Gußeisenkugel von 1 cm Durchmesser bei einer Fallhöhe von 200 m zerschellt, die hierzu erforderliche Fallhöhe bei einem Durchmesser von 10 cm nur 20 m und bei einem Durchmesser von 1 m gar nur 2 m betragen dürfte, wenn die gedachte Annahme zutreffen sollte, wonach der Arbeitsaufwand im geraden Verhältnisse zur Bruchfläche steht.

Diese Annahme wird daher nicht zulässig sein, man wird vielmehr mit Rieck voraussetzen müssen, daß der Arbeitsaufwand mit dem Gewichte oder Rauminhalte des zerkleinerten Körpers proportional ist, eine Unterstellung, welche sich übrigens auch, abgesehen von den Ergebnissen der Rieck'schen Versuche, aus allgemeinen Betrachtungen als sehr wahrscheinlich ergibt. Bei jeder Zerkleinerung eines Körpers wird nämlich immer eine gewisse Kraft die Zerstörung des Zusammenhanges hervorrufen, sei dies nun eine Druckkraft bei dem Zerschlagen oder eine Zugkraft beim Zerreißen des Körpers. Diese Kraft wird, bis die Zerstörung erfolgt, auf einem gewissen Wege wirksam sein, welcher von der bis dahin stattgehabten Formänderung abhängt, also etwa der linearen Zusammendrückung oder Ausdehnung des Körpers entspricht. Sei der mittlere Werth dieser Kraft für einen gewissen Körper von bestimmten Abmessungen durch  $P$  kg ausgedrückt, und bezeichne  $s$  den gedachten Weg, so kann man die erforderlich gewesene Arbeit zu  $P s m$  kg annehmen. Für einen geometrisch ähnlichen Körper, dessen Dimensionen die  $n$  fachen sind, folgt dann eine mittlere Druckkraft von  $n^2 P$  und ein Weg derselben von  $n s$ , so daß hierfür die Arbeit durch  $n^3 P s$  ausgedrückt ist, d. h. die in beiden Fällen aufzuwendenden Arbeiten verhalten sich wie die Rauminhalte  $1 : n^3$  oder wie die Gewichte der gleichartigen Körper.

Die Versuche haben übrigens ergeben, daß die zur Zerkleinerung erforderliche Arbeit wesentlich von der Art des Angriffs, namentlich von der Form des Körpers und des angreifenden Werkzeuges abhängig ist. So zeigte sich z. B. bei dem Zerschlagen von Kugeln, daß die erforderliche Arbeit viel größer ausfiel, sobald der aufschlagende Hammer anstatt mit einer ebenen Bahn, mit einer geringen Vertiefung versehen war, so daß die Kugel nicht in einem Punkte, sondern in einer gewissen Kreisfläche getroffen wurde. Man kann sich dies etwa dadurch erklären, daß die Druckkegel in Fig. 1 in Folge der gedachten Angriffsweise stumpfer ausfallen und daher weniger leicht ein Zersprengen der Kugel bewirken. Es ist hieraus ersichtlich, wie wichtig es ist, die Werkzeuge der durch Stoß oder Druck zerkleinernden Maschinen, z. B. die Backen der Steinbrecher und die Schuhe von Erzstampfern, aus möglichst hartem Material herzustellen, weil sich bei weicherem Material leicht durch die Wirkung selbst geringe Vertiefungen herstellen, welche eine unnöthige Vergrößerung der Arbeit veranlassen, ganz abgesehen davon, daß natürlich auch die Abnutzung dieser Werkzeuge um so größer ausfällt, je weicher das Material ist, aus welchem sie gefertigt wurden.

Wurde anstatt einer Kugel ein Würfel durch den Schlag auf eine Seitenfläche zerschlagen, so ergab sich der Bruchmodul des Gußeisens gegen 40 mal so groß, wie der für Kugeln gefundene, ein Beweis dafür, daß die Form der zu zerkleinernden Körper für die zum Zerdrücken derselben erforderliche Arbeit von ganz erheblichem Einflusse ist.



§. 3. **Absetzende und ununterbrochene Wirkung.** In Hinsicht der Beschickung mit rohem und der Entleerung von zerkleinertem Stoffe lassen sich die Zerkleinerungsmaschinen in solche mit ununterbrochener und solche mit absetzender Wirkung unterscheiden. Während bei den ersteren Maschinen fortwährend einerseits das rohe noch zu zerkleinernde Material in dem Maße zugeführt wird, in welchem andererseits der zerkleinerte Stoff entfernt wird, kommt bei der zweiten Art von Maschinen mit absetzender Wirkung jedesmal eine bestimmte Menge des Stoffes in die Maschine, um in derselben bis zur genügenden Zerkleinerung zu verbleiben, worauf die Entleerung und nach dieser eine neue Beladung der Maschine erfolgt.

In mehr als einer Hinsicht sind diese letzteren Maschinen mit absetzender Wirkung den ununterbrochen arbeitenden gegenüber unvortheilhaft. Abgesehen davon, daß während der Zeit der Entleerung und neuen Beschickung die Maschinen, welche in diesem Falle zuweilen ganz still gestellt werden müssen, keine nützliche Arbeit verrichten, wodurch also die Leistungsfähigkeit herabgezogen wird, ist auch mit der postenweisen Verarbeitung des Materials fast immer ein größerer Verlust an mechanischer Arbeit und eine geringere Gleichförmigkeit der Zerkleinerung verbunden. Den größeren Arbeitsverlust kann man sich, wie folgt, erklären. Die Zerkleinerung eines Körpers, welcher Art dieselbe auch sein möge, kann nur in der Art vor sich gehen, daß auf den Körper eine gewisse Kraft  $P$  wirkt, die zur Aufhebung des Zusammenhanges genügt. Diese Einwirkung ist aber nur möglich, wenn der Körper der gedachten Kraft einen genau gleichen und entgegengesetzten Widerstand —  $P$  entgegensetzen kann. Dieser Widerstand wird, z. B. beim Zerschlagen eines Körpers auf einem Amboss, durch den Widerstand des letzteren dargeboten. Denkt man sich aber den Körper auf einen nicht genügend widerstandsfähigen Grund gestellt, so ist ein Ausweichen möglich, welchem der Körper nur vermöge seiner Trägheit und der auftretenden Bewegungshindernisse einen gewissen Widerstand entgegensetzt. Ist dieser Widerstand nun geringer als jene zur Zerkleinerung des Körpers erforderliche Kraft, so wird der Körper nicht zerkleinert. Die Folge davon ist, daß die aufgewendete Arbeit für den beabsichtigten Zweck verloren geht, indem dieselbe lediglich durch die bei dem gedachten Ausweichen auftretenden Widerstände in der Unterlage aufgezehrt wird. So hat man es sich beispielsweise zu erklären, warum ein Kieselstein auf einem festen Ambosse durch einen verhältnißmäßig leichten Schlag zertrümmert wird, während ein viel kräftigerer Hammerschlag denselben auf einen Haufen feinen Sandes gelegten Stein nicht zerbricht. In dem letzteren Falle wird die ganze zu dem Schläge aufgewendete Arbeit durch Bewegungen im Innern der Sandmasse aufgezehrt, welche wie ein nachgiebiges Polster angesehen werden kann.

Ganz ähnlich sind nun die Verhältnisse in vielen Fällen der postenweisen Zerkleinerung, z. B. bei dem Stampfen in Stampfgruben, und bei dem Vermahlen auf Kollergängen. Ein gewisser Theil der Masse wird schnell zerkleinert sein, diese Masse bildet dann für die noch unzerkleinerten Theile das nachgiebige Polster, und es wird hierdurch außer dem Arbeitsverluste eine ungleichmäßige und mangelhafte Zerkleinerung veranlaßt, indem die kleineren Theile, zu deren Zertrümmerung eine geringere Kraft erforderlich ist, unnötig weiter zerkleinert werden, während die größeren Theile der Zerkleinerung entzogen bleiben. Hieraus erklärt es sich, warum man beispielsweise zum Zerstoßen einer gewissen Menge eines Stoffes in einem Mörser eine so erhebliche Zeit gebraucht.

Aus diesen Gründen sind die gedachten Maschinen mit absegender Wirkung ihrem Wesen nach als unvortheilhafte Arbeitsmittel anzusehen, und man hat sich deshalb mehrfach, z. B. bei den Kugelmøhlen, bemüht, eine Verbesserung dadurch zu erzielen, daß man eine ununterbrochene Wirkung ermöglicht.

**Zu- und Abführung.** Damit die Maschinen mit ununterbrochener §. 4. Wirkung möglichst vortheilhaft arbeiten, ist es nöthig, daß die Zuführung des Materials thunlichst gleichmäßig und die Abführung des zerkleinerten Stoffes hinreichend schnell geschehe. Wenn der letzteren Bedingung nicht gehörig genügt wird, so stellen sich die vorgedachten Uebelstände der absegender arbeitenden Maschinen auch hier in geringerem Maße ein, indem alsdann die der Maschine zugehenden, noch nicht zerkleinerten Körper mit dem schon zerkleinerten Material zusammentreffen, und eine Verdrängung des letzteren durch die ersteren stattfinden muß. Dieser Uebelstand liegt z. B. vor bei den ohne sogenannte Ventilation arbeitenden Mahlgängen, wie sie früher allgemein üblich waren. Sobald man dazu überging, bei diesen Mahlgängen zwischen den arbeitenden Flächen einen Luftstrom hindurchzuführen, erreichte man dadurch nicht nur eine größere Gesamtleistung, sondern auch eine vortheilhaftere Ausnutzung der aufgewendeten Arbeit. Man muß den Grund hiervon nach dem Vorstehenden darin erblicken, daß durch den erzeugten Luftstrom eine lebhafte Entfernung der schon genügend zerkleinerten Masse bewirkt wird. Hiermit steht die geringere Erwärmung des Mahlgutes in engem Zusammenhange, denn abgesehen davon, daß die durchgeführte Luft durch Aufnahme von Wärme unmittelbar abkühlend wirkt, eine Wirkung, derentwegen allein ursprünglich die Ventilation eingeführt wurde, muß außerdem die durch die aufgewendete Arbeit erzeugte Wärme auf eine größere Menge des Mahlgutes sich vertheilen, so daß auch aus diesem Grunde die Erwärmung geringer ausfällt.

In manchen Fällen, z. B. bei der Anwendung der Quetschwalzen und Steinbrecher, genügt schon das Eigengewicht des zerkleinerten Stoffes, um

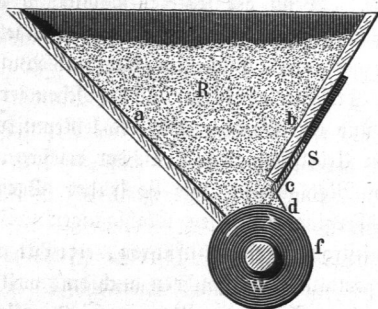


denselben aus der Maschine herausfallen zu lassen, in anderen, z. B. bei den Mahlgängen, wird die Entleerung wesentlich durch die Fliehkraft befördert, auch ist hierbei der Verlauf der in den Mahlflächen angebrachten Furchen oder Hausschläge von Einfluß, wieder in anderen Fällen, wie bei den Stampfwerken, verwendet man Wasser, welches, durch die Masse hindurchfließend, alle feineren Theile mit sich fortshawemmt und nur die größeren zurückläßt. Diese verschiedenen Mittel zur Entfernung der zerkleinerten Masse sollen bei der Beschreibung der einzelnen Maschinen noch besonders berücksichtigt werden.

Behufs einer stetigen Speisung der Maschinen mit ununterbrochenem Betriebe verwendet man fast allgemein die Schwerkraft, indem man die zu zerkleinernden Stoffe unmittelbar in die Maschinen einfallen läßt. Um hierbei genau bestimmte Mengen einführen zu können, bedarf es eines besonderen Mittels zur Regulirung. Hierzu dienen hauptsächlich zwei Vorrichtungen und zwar: entweder Vertheilungswalzen oder geneigte Zuführinnen.

Vertheilungs- oder Speisewalzen können nur für solche Stoffe verwendet werden, die aus kleineren Stücken oder Körnern bestehen, wie

Fig. 2.



z. B. Getreide. Von der Wirkungsweise einer solchen Speisewalze giebt Fig. 2 eine Erläuterung. Die liegende, glatt abgedrehte Walze W bildet den unteren Abschluß des trichterförmigen Kumpfes R, in welchen das Besichtigungsmaterial von oben eingetragen wird. Während die eine Wand a des Kumpfes bis dicht an die Walze heran-

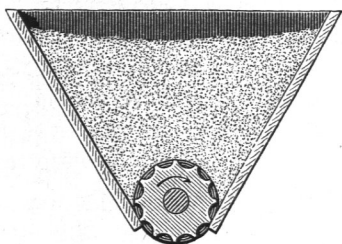
reicht, bleibt die andere b um eine gewisse Größe davon zurück, so daß zwischen ihr und der Walze eine gewisse freie Oeffnung besteht, deren Größe vermittelst des Schiebers S geregelt werden kann. Die in dem Kumpfe befindliche Masse tritt durch diese Oeffnung nach außen, so daß ihre Oberfläche cd gegen den Horizont unter dem Böschungswinkel  $\varphi$  geneigt ist, welcher dem Material zugehört. Eine Speisung findet erst statt, sobald die Walze in der Richtung des Pfeiles umgedreht wird, wodurch das vor der Oeffnung auf der Walze liegende Material mitgenommen wird, bis es bei f heruntergleitet. Da die Schieberkante bei c wie ein Abstreichmesser wirkt, so wird die Menge des aus dem Kumpfe heraustretenden Stoffes durch

$$Q = lev$$

ausgedrückt, wenn  $l$  die Länge der Schlitöffnung in der Richtung der Walze,  $e$  die lichte Weite senkrecht zum Walzenumfang und  $v$  die Geschwindigkeit im Umfange der Walze ist. Man erkennt hieraus, daß man die austretende Menge durch Veränderung nicht nur der Weite  $e$  mittelst des Schiebers, sondern auch der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  der Walze reguliren kann. Jedemfalls wird man die Walze immer nur so langsam zu drehen haben, daß die zwischen ihr und dem herauszubefördernden Gut stattfindende Reibung genügt, um dem letzteren die nöthige Beschleunigung zu ertheilen, da im anderen Falle die Wirksamkeit nicht in der beabsichtigten, vorstehend beschriebenen Art stattfinden würde.

Anstatt der glatten Walze wendet man zuweilen auch, wie in Fig. 3, eine geriffelte, mit ringsum angebrachten regelmäßigen Vertiefungen versehene

Fig. 3.



Walze an, welche beiderseits von den Wandungen des Kumpfes berührt wird. Die Aushöhlungen der Walze füllen sich mit dem zuzuführenden Gut und es bestimmt sich die in der Minute beförderte Masse durch

$$Q = l f z = l f u n,$$

wenn  $f$  den Querschnitt,  $u$  die Anzahl der Riffeln im Umfange und  $n$  die Umdrehungszahl der Walze vorstellt, so daß in der Minute  $z = u n$

Aushöhlungen frei werden. Bei dieser Anordnung ist eine Regulirung der Speisemenge offenbar nur durch die Veränderung der Walzengeschwindigkeit zu erreichen. Diese letztgedachte Anordnung mit geriffelter Speisewalze wird deshalb seltener angewendet.

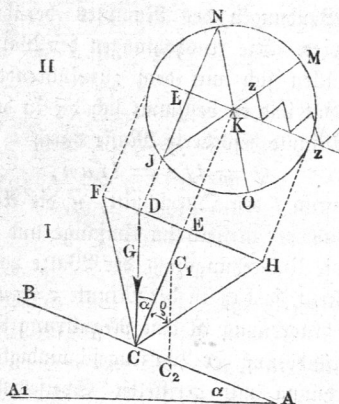
Das zweite zur Speisung dienende Mittel, eine geneigte Zuführrinne, auf welcher die Masse herabgleitet, findet vielfach Verwendung, weil es mit dem Vorzuge der Einfachheit denjenigen einer allgemeinen Anwendbarkeit auch für Materialien verbindet, welche aus so großen Stücken bestehen, daß die Anwendung einer Speisewalze hierdurch ausgeschlossen wird. Man darf aber diese Zuführrinne nicht so stark gegen den Horizont neigen, daß die darauf gelangende Masse ohne Weiteres zufolge ihrer Schwere herabgleitet, weil mit einer solchen Anordnung ein massenhaftes Herabschurren verbunden und jede Regulirung unmöglich sein würde. Man giebt der Zuführrinne vielmehr immer eine viel kleinere Neigung gegen den Horizont, als der Böschungswinkel ist, und bewirkt die abwärtsgleitende Bewegung durch kleine Erschütterungen, welche der Rinne fortwährend schnell hinter einander ertheilt werden. Von dieser rüttelnden Bewegung schreibt sich die Bezeichnung Rüttelschuh für die Zuführrinne her.

In welcher Weise die Mittelbewegung das Abgleiten des Materials bewirkt, kann man sich folgendermaßen verdeutlichen. Es sei  $AB$ , Fig. 4 I, die Richtung der Ebene des Mittelschuhes unter dem Winkel  $A_1AB = \alpha$  gegen den Horizont geneigt und in  $C$  ruhe ein Körper vom Gewichte  $DC = G$ , so übt dieses Gewicht in  $C$  einen zur Ebene  $AB$  senkrechten Druck  $N = EC = G \cos \alpha$  aus, welcher eine Reibung

$$EF = fN = N \tan \varphi = G \cos \alpha \tan \varphi$$

erzeugt, wenn  $f$  den Reibungscoefficienten und  $\varphi$  den Reibungswinkel bedeutet. Denkt man sich diesen Reibungswinkel  $\varphi$  in  $C$  an die Senkrechte zur Ebene  $AB$  nach allen möglichen Richtungen angetragen, so gelangt man zu einer Kegelfläche  $FCH$ , dem sogenannten Reibungskegel,

Fig. 4.



deren halber Spitzenwinkel gleich dem Reibungswinkel  $\varphi$  ist. Offenbar stellt dann  $EF$  die Größe der Reibung vor, welche bei einer Abwärtsbewegung des Körpers auf der Ebene entlang  $BA$  zu überwinden ist. Da die in dieser Richtung wirksame Seitenkraft des Körpergewichtes aber nur den Betrag

$$DE = G \sin \alpha = N \tan \alpha$$

hat, so ist zur Einleitung des Abwärtsgleitens in der Richtung  $BA$  erforderlich, daß auf den Körper außerdem noch eine Kraft gleich

$$FD = N \tan \varphi - N \tan \alpha$$

ausgeübt werde. Dies kann nun derart geschehen, daß man, anstatt den Körper in der Richtung  $BA$  zu verschieben, die Unterlage nach der entgegengesetzten Richtung  $AB$  mit einer bestimmten Beschleunigung bewegt. Dieser Bewegung setzt der Körper vermöge seiner Trägheit einen Widerstand entgegen, welcher wie eine auf ihn nach der Richtung  $BA$  wirkende Kraft angesehen werden muß. Es folgt hieraus also das Abwärtsgleiten des Körpers, sobald die gedachte beschleunigende Kraft den Betrag

$$FD = N (\tan \varphi - \tan \alpha) = G \cos \alpha (\tan \varphi - \tan \alpha)$$

erreicht.

Denkt man sich daher den Schuh etwa durch eine Kurbel- oder Daumenwelle in schnelle Schwingungen nach der Richtung  $AB$  versetzt, so findet ein Abwärtsgleiten des Körpers nach Maßgabe der größeren oder geringeren Geschwindigkeit dieser Schüttelbewegung mehr oder weniger schnell statt.

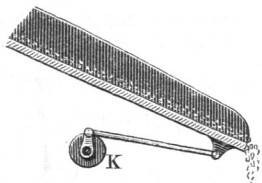
Es ist hierbei nicht gerade erforderlich, daß die Mittelbewegung in der Richtung  $AB$  des Abfalls der Ebene des Schuhs erfolge, vielmehr wird häufig die Schwingung in der dazu senkrechten Ebene vorgenommen, und man erkennt für diesen Fall die erforderliche Größe der beschleunigenden Kraft aus Fig. 4 II, welche die Projection des Reibungskegels auf die Ebene  $AB$  des Mittelschuhs vorstellt.

Denkt man sich nämlich, daß auf den auf dem Schuh ruhenden Körper außer der Schwerkraft noch eine Kraft ausgeübt werde, die der Richtung und Größe nach durch  $JL$  dargestellt wird, so erhält man aus dieser Kraft und dem Eigengewichte eine Mittelkraft, welche durch die Seite  $JK$  des Reibungskegels gemessen wird, und es muß eine Bewegung des Körpers in der durch diese Seite und die Axe des Kegels bestimmten Ebene erfolgen. Der Körper gleitet daher in der Richtung  $JM$  schräg abwärts, und wenn unmittelbar darauf in Folge der Mittelbewegung die auf den Körper geäußerte Wirkung nach der entgegengesetzten Richtung  $NL$  gerichtet ist, so gleitet der Körper in der Richtung  $NO$  abwärts, welche durch die Ebene bestimmt ist, die durch die Kegelseite  $NK$  und die Axe festgelegt wird. Die Bewegung des Körpers muß daher in der zickzackförmigen Linie  $zz$  erfolgen. Für diesen Fall der Querrüttelung ist die auf den Körper ausübende Kraft bestimmt zu:

$$JL = \sqrt{JK^2 - LK^2} = G \cos \alpha \sqrt{\tan^2 \varrho - \tan^2 \alpha}.$$

Es kann endlich die Bewegung des Körpers auch noch in einer anderen Art veranlaßt werden, dadurch nämlich, daß man dem Mittelschuh eine schwingende Bewegung senkrecht zu seiner Ebene, also auf und nieder ertheilt. Hierbei wird nämlich der Körper, indem er die Geschwindigkeit des Schuhs bei der aufsteigenden Bewegung annimmt, vermöge dieser Geschwindigkeit wie ein aufwärts geworfener Körper von dem Augenblicke an noch etwas emporhüpfen, in welchem der Schuh seine Bewegung umkehrt. Ge-  
setzt, der Körper steige hierbei auf die Höhe  $CC_1$ , Fig. 4 I, so fällt er dar-

Fig. 5.



auf in lothrechtlicher Richtung  $C_1 C_2$  herab, so daß durch Wiederholung dieses Vorganges ebenfalls eine langsame Beförderung in der Richtung  $BA$  erzielt wird, wie sie zu der beabsichtigten Speisung erforderlich ist.

Die Mittelbewegung kann dem Schuh ertheilt werden durch eine kleine Kurbel  $K$ , Fig. 5, und alsdann muß die Umdrehungs-

zahl derselben so bemessen werden, daß die Beschleunigung in dem todtten Punkte die nach dem Vorstehenden erforderliche Größe von

$$G \cos \alpha (\tan \varrho - \tan \alpha) \text{ für die Längsrüttelung und}$$

$$G \cos \alpha \sqrt{\tan^2 \varphi - \tan^2 \alpha}$$

für die Querrüttelung mindestens erreicht.

Diese Beschleunigung des Körpers bestimmt sich in derselben Weise, wie der Beschleunigungsdruck eines Kreuzkopfes von dem Gewichte  $G$ , welcher nach Th. III, 1 im todtten Punkte der Kurbel zu

$$M \frac{v^2}{r} = \frac{G}{g} \frac{v^2}{r}$$

gefunden wird, unter  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit und unter  $r$  den Halbmesser der Kurbel, sowie unter  $g = 9,81$  m die Beschleunigung der Schwere verstanden, so daß die Masse  $M$  des Kreuzkopfes durch  $M = \frac{G}{g}$  dargestellt ist. Setzt man bei  $n$  Umdrehungen der Kurbel in der Minute

$$v = \frac{2\pi r n}{60},$$

also 
$$\frac{v^2}{r} = \frac{4\pi^2 r n^2}{3600} = 0,011 r n^2,$$

so erhält man den Beschleunigungsdruck zu

$$\frac{G}{g} \frac{v^2}{r} = \frac{G}{g} 0,011 r n^2.$$

Indem man diesen Ausdruck jenen oben ermittelten Werthen gleich setzt, erhält man die wenigstens erforderliche Umdrehungszahl:

$$n = \sqrt{\frac{g}{0,011 r} \cos \alpha (\tan \varphi - \tan \alpha)} \text{ für Längsrüttelung und}$$

$$n = \sqrt{\frac{g}{0,011 r} \cos \alpha \sqrt{\tan^2 \varphi - \tan^2 \alpha}} \text{ für Querrüttelung.}$$

Beispiel. Wie schnell muß die Kurbelwelle zur Rüttelung eines unter dem Winkel  $\alpha = 15^\circ$  gegen den Horizont geneigten Rüttelschuhes bewegt werden, wenn dem Material ein Reibungscoefficient  $f = 0,75$  entspricht und der Kurbelhalbmesser zu  $r = 0,03$  m gewählt wird.

Man hat hier  $\tan \varphi = 0,75$  zugehörig  $\varphi = 36^\circ 50'$ , ferner  $\tan \alpha = \tan 20^\circ = 0,364$  und  $\cos \alpha = \cos 20^\circ = 0,940$ .

Daher erhält man für Längsrüttelung:

$$n = \sqrt{\frac{9,81}{0,011 \cdot 0,03} 0,940 (0,75 - 0,364)} = 104,$$

und für Querrüttelung:

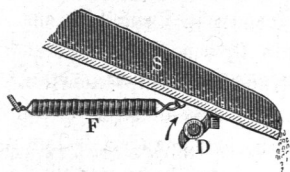
$$n = \sqrt{\frac{9,81}{0,011 \cdot 0,03} 0,940 \sqrt{0,75^2 - 0,364^2}} = 136.$$

Die Rüttelbewegung ist daher beim Querrütteln schneller vorzunehmen als beim Längsrütteln, und kann im Allgemeinen um so langsamer gemacht werden,

je größer die Neigung des Rüttelschuhes und der Ausschlag (2r) desselben und je geringer der Reibungscoefficient der Masse auf dem Schuh ist.

Anstatt einer Kurbel kann man sich zum Rütteln auch vortheilhaft eines kleinen Daumens *D*, Fig. 6, bedienen, gegen welchen der Schuh *S* fortwährend durch eine Feder *F* oder durch ein Gewicht gedrückt wird. Hierbei

Fig. 6.



erfolgt durch die Drehung des Daumens im Sinne des Pfeiles eine allmähliche Verschiebung des Schuhs, während das Zurückschnellen durch die Feder plötzlich geschieht, sobald die radiale Stufe des Daumens dem Angriffspunkte des Schuhs die Rückbewegung gestattet.

Bei dieser Art des Rüttelns vermittelt der sogenannten Prallbewegung genügt eine geringere Anzahl von Schwingungen, sobald nur die Feder stark genug ist, um dem Schuh die erforderliche Beschleunigung zu ertheilen.

Anmerkung. Es mag hier bemerkt werden, daß das selbstthätige Lösen der Schraubenmutter, welches erfahrungsmäßig trotz des geringen Steigungswinkels der Gewinde immer beobachtet wird, wenn die Schrauben oft wiederholten Erschütterungen ausgesetzt sind, in ähnlicher Art zu erklären ist, wie die Bewegung des Mahlgutes auf dem Rüttelschuh.

**Die Stampfwerke.** Die Zerkleinerung von Stoffen geschah schon §. 5. bei den ältesten Maschinen durch die Stoßwirkung niederfallender Gewichte, welche zuvor auf eine bestimmte Höhe erhoben wurden. Die am meisten zu diesem Zwecke angewandte Maschine, welche namentlich in früherer Zeit eine größere Verbreitung fand, heute aber mehr und mehr durch andere Maschinen ersetzt worden ist, führt den Namen Stampfwerk und besteht in der Regel aus mehreren Stampfern oder Stempeln von prismatischer Form, welche zwischen Führungen senkrecht beweglich sind. Zum Anheben ist jeder Stampfer mit einem hervorstehenden Ansätze, der sogenannten Hebelatte oder dem Hebling, versehen, gegen welchen andere auf einer umlaufenden Welle befestigte Vorsprünge, die Daumen oder Hebedauen, nach der Art der in eine Zahnstange greifenden Zähne eines Triebrades wirken. Sobald ein Hebedauen der Welle die Hebelatte des Stampfers verläßt, fällt der letztere in Folge seines Eigengewichtes herab, so daß der Stampferfuß auf das darunter befindliche Pochgut den beabsichtigten Stoß ausübt, worauf die Erhebung von Neuem durch denselben oder einen anderen Hebedauen der Welle bewirkt wird.

Vornehmlich finden die Stampfwerke noch zum Zerpochen von Erzen für die Aufbereitungsarbeiten und von Traß zur Herstellung von Wassermörtel Anwendung. Das Zerpochen findet bei den Erzpochwerken in sogenannten Pochtrögen statt, d. h. in von hölzernen Pfosten umgrenzten



Kästen, deren Sohle entweder aus Eisenstücken oder aus fest zusammengestampften Steinmassen besteht. In älteren Delmühlen verwendete man die Stampfwerke zum Zerkleinern der Delsamen und in Pulvermühlen dienen sie zum Zerkleinern der Bestandtheile des Pulvers sowohl wie auch zur gleichmäßigen Mengung derselben. Hierbei dienen zur Aufnahme des Materials die sogenannten Stampfgruben, das sind Höhlungen in einem Holzstamme, dem Grubenstocke, deren Sohlen in Delmühlen aus gußeisernen Platten und in Pulvermühlen aus hartem Holze gebildet sind. Auch andere Stoffe, wie Lohe, Knochen, Gyps, Schnupftabak, Gewürze u. s. w., hat man früher durch Stampfwerke zerkleinert, man ist aber hierfür jetzt meistens zur Anwendung anderer Maschinen übergegangen. Das Enthülsen der Gerste bei der Graupenfabrikation findet heute gar nicht mehr und die Herstellung von Papierzeug aus Lumpen nur noch ganz ausnahmsweise in Stampfwerken statt.

Ein Stampfwerk enthält, mit Ausnahme des später zu besprechenden Dampfpochwerkes, immer mehrere und zwar in der Regel zwei bis fünf Stampfer, welche niemals gleichzeitig, sondern in einer gewissen Aufeinanderfolge gehoben werden, was nicht nur für eine gleichmäßigere Aufwendung der Betriebskraft, sondern auch für die Erzielung eines geeigneten Arbeitsganges nothwendig ist; dabei arbeiten in den Stampfgruben häufig zwei Stampfer neben einander in derselben Grube.

Um den beabsichtigten Zweck einer Zertrümmerung der untergelegten Materialien zu erreichen, muß jeder Stampfer ein bestimmtes Eigengewicht haben, welches um so größer gewählt werden muß, je größer die Widerstandsfähigkeit der zu zerkleinernden Körper ist. Demgemäß giebt man den Pochstempeln für Erz-, Stein- und Schlackenstampfwerke ein Gewicht von 100 bis 150 kg, welches zu etwa  $\frac{2}{3}$  durch das Gewicht des hölzernen Schaftes von 3 bis 5 m Länge, 0,18 bis 0,20 m Breite und 0,12 bis 0,15 m Dicke und zu  $\frac{1}{3}$  durch den eisernen Schuh dargestellt ist. Zu dem Schuh wird entweder eine schmiedeeiserne mit einem Stiele in den Holzstempel gesteckte und durch Ringe befestigte Platte, oder eine solche aus Hartguß verwendet. Dagegen haben die Delmühlstampfer nur ein Gewicht von 50 bis 75 kg bei 3 bis 4 m Länge, 0,12 bis 0,15 m Breite und 0,10 bis 0,12 m Dicke. Die Beschuhung derselben wird häufig durch eingeschlagene breitköpfige Nägel gebildet. Die Stampfer für Pulvermühlen, welche selbstverständlich einen eisernen Schuh nicht erhalten dürfen, sind unterhalb meist mit einem messingenen Ringe beschlagen und haben bei 3 bis 4 m Länge, 0,08 m Breite und Dicke ein Gewicht von 30 bis 35 kg.

Neben dem Gewichte  $G$  eines Stampfers ist dessen Hub- oder Fallhöhe  $h$  von wesentlichem Einflusse auf die Wirkung des Schlages, da die in einem Stampfer beim Aufschlagen angesammelte mechanische Arbeit durch

$$A = Gh$$

ausgedrückt ist, wenn man die beim Fallen auftretenden Bewegungshindernisse außer Acht läßt. Die Hubhöhe schwankt bei den Erzstampfern zwischen 0,16 und 0,4 m, während sie bei denjenigen in Del- und Pulvermühlen 0,4 bis 0,5 m beträgt. Mit dieser Hubhöhe steht die Anzahl der Hübe in bestimmtem Verhältniß, welche ein Stampfer in einer bestimmten Zeit höchstens machen kann, worüber in Folgendem eine nähere Untersuchung angestellt werden wird. Hier mag nur bemerkt werden, daß die Hubzahl in der Minute bei Erzpochwerken 50 bis 60 und in Del- und Pulvermühlen 40 bis 50 beträgt.

Zur Erzielung einer guten Wirkung ist eine möglichst wenig nachgiebige Fundirung der Pochsohle unerläßlich, wozu meistens ein Schwellenrost verwendet wird, der auf einer Schicht festgestampfter Erde ruht und auch ringsum von solcher Erde umgeben ist. Die Dampfpochwerke stellt man ebenso wie die Dampfhämmer auf Unterlagen, die aus mehreren kreuzweise über einander gelegten starken Balkenlagen gebildet werden. Das Gerüst des ganzen Pochwerkes, der sogenannte Pochstuhl, ist mit dem Fundamente möglichst fest zu verbinden. Für die Ausführung dieses Gerüsts wird fast immer der Hauptsache nach Holz verwendet, welches wegen seiner verhältnißmäßig größeren Widerstandsfähigkeit gegen Stöße und Erschütterungen hierbei dem Eisen vorzuziehen ist.

Die Einrichtung eines Erzpochwerkes ist aus dem senkrechten Durchschnitte, Fig. 7. (a. f. S.), zu ersehen. Man erkennt hieraus die Wirkungsweise des in der Welle *W* befestigten Daumens *U* auf die Hebelatte *V* des Stampfers *S*, welcher zwischen den Streichklammern *n* und *m* seine Führung erhält und unterhalb mit dem eisernen Schuh *T* durch Zapfen und Ringe verbunden ist. Der Pochtrog ist hierbei durch die beiden zwischen den Pfählen *G* angebrachten Spundwände *F* gebildet, deren Zwischenraum bis zur Pochsohle mit Pochgängen *H* angefüllt ist. Die Unterstüßung des Pochtroges durch die starke Grundschwelle *A* und die Querschwellen *B C D E* innerhalb der Lehmrammelung *J* ergibt sich aus der Figur, und es ist zu bemerken, daß die zur Aufnahme der Führungen dienenden, beiderseits angebrachten Pochsäulen *L* in die Grundschwelle *A* eingezapft sind. Die Zuführung oder Eintragung des zu pochenden Gutes geschieht aus dem Kumpfe oder der sogenannten Pochrolle *X*, durch den Blechtrichter *Y* und die geneigte Rinne *Z*. Die Neigung der letzteren ist nicht so groß, daß das Pochgut darauf vermöge seines Gewichtes beständig herabgleiten kann, ein solches Herabgleiten wird vielmehr nur zeitweise durch die Erschütterung veranlaßt, die dem Kollgerinne *Z* durch den Schlagbolzen *Q R* ertheilt wird, sobald dieser Bolzen von dem an einem der Stampfer, dem sogenannten Unterschurer, angebrachten Ansätze *O*, dem Klopfer, getroffen wird. Ein



Fig. 7.

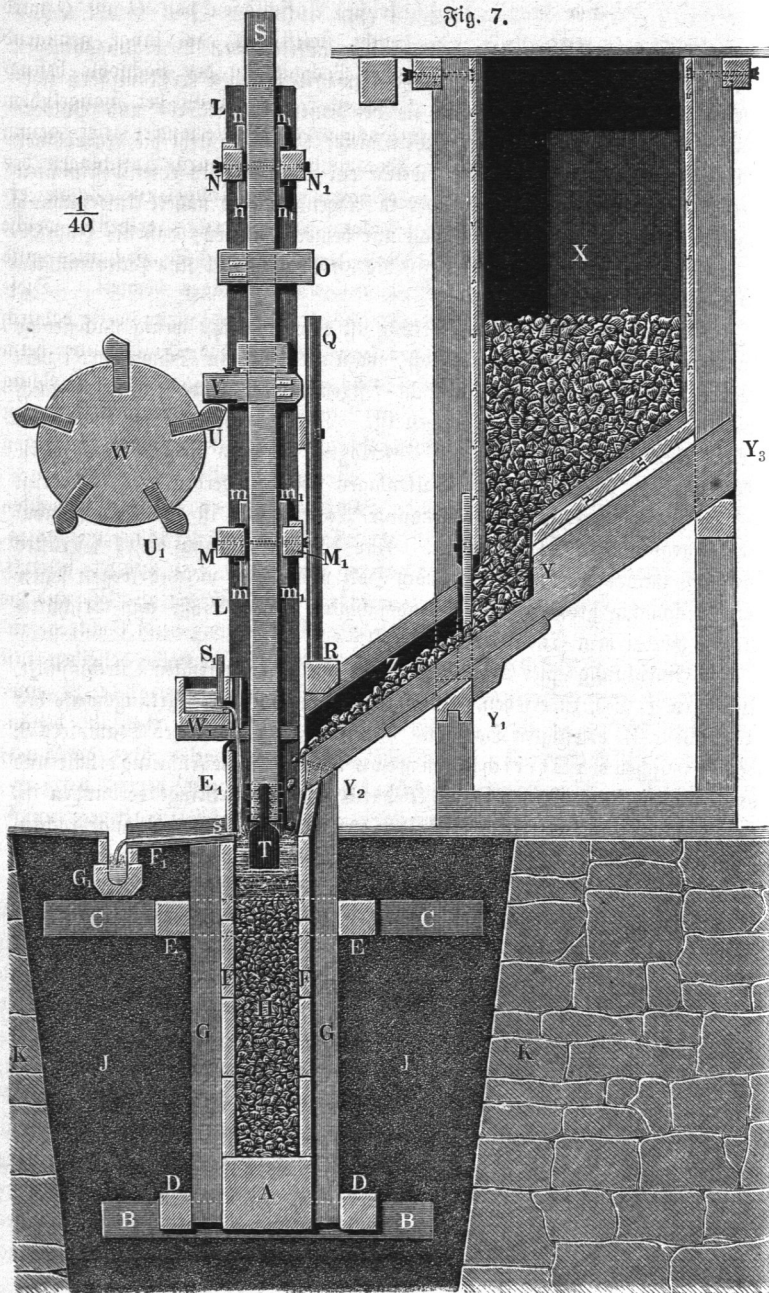
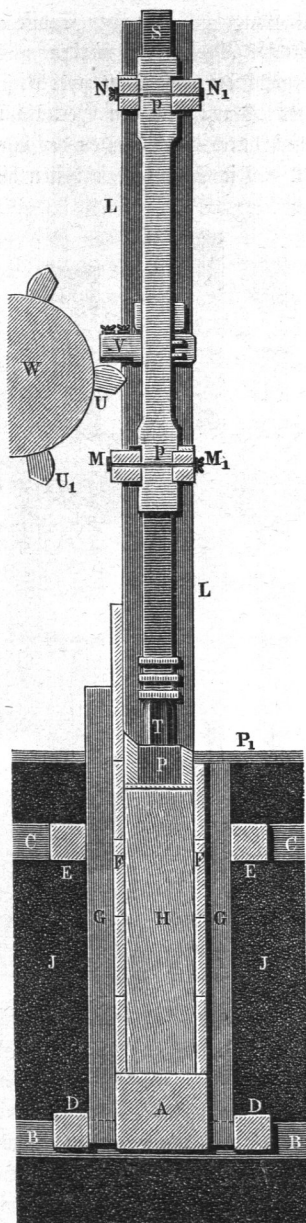


Fig. 8.



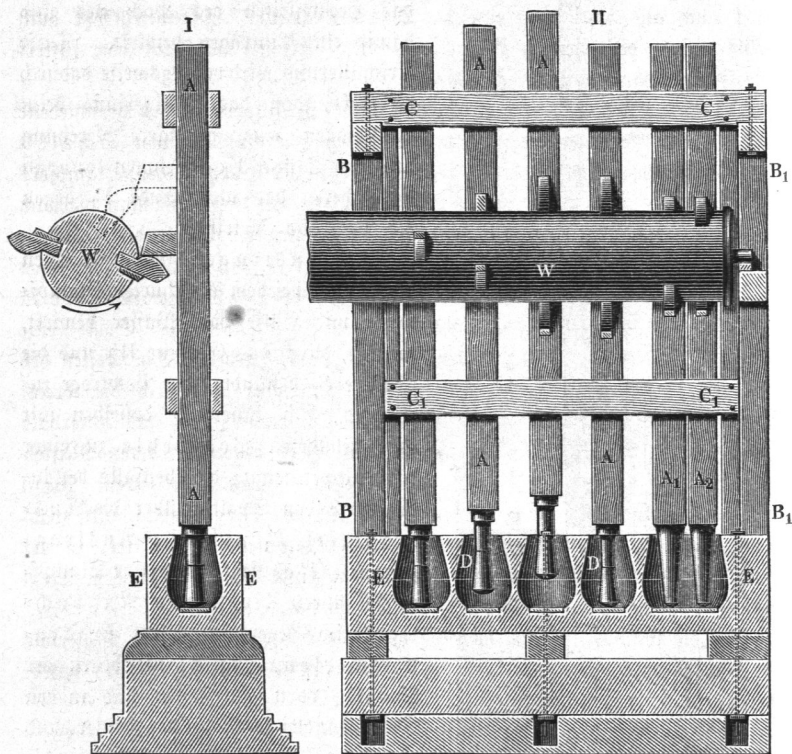
solches Aufschlagen von O auf Q wird nicht stattfinden, so lange genügend viel Pochgut auf der Pochsohle befindlich ist. Nur wenn bei mangelndem Pochgut der Unterschurer tief genug herabfällt, wird durch Aufschlagen des Klopfers dem Rollgerinne Z die erwähnte Erschütterung erteilt, welche das Herabgleiten des Pochgutes und damit ein Eintragen bewirkt. Diese Erschütterung wird vorzugsweise dadurch befördert, daß das Rollgerinne beim Aufschlagen eine geringere Drehung um seine Stütze  $Y_1$  annehmen kann, in Folge deren das obere Ende  $Y_3$  gegen die Pochrolle X trifft.

Das Austragen des gepochten Erzes wird bei dem gezeichneten Stampfwerke mit Hilfe von Wasser bewirkt, welches, durch das Gerinne  $W_1$  und die Schütze  $S_1$  beständig dem Pochtroge zufließend, sich innerhalb desselben mit dem gebildeten Pochmehle zu einer Trübe vermengt, die ebenfalls beständig durch den Spalt s über die Austragtafel  $F_1$  nach dem Austraggerinne  $G_1$  abfließt. Derartige Stampfwerke führen den Namen Naßpochwerke im Gegensatz zu den Trockenpochwerken, Fig. 8, bei denen der Pochtrog vorn ganz offen und an den Seitenwänden sowie an der Hinterwand mit Eisenblech beschlagen ist. Wie die Figur erkennen läßt, ist hierbei der Pochtrog mit Holzstücken H ausgefegt, auf welche die gußeiserne Pochsohle P zu liegen kommt, deren Oberfläche mit der Sohle  $P_1$  des Pochhauses in gleicher Höhe liegt. Die Trockenpochwerke werden hauptsächlich für die metallreichen Erze gebraucht, während man die

ärmeren Erze (Pochgänge) in der Regel durch das Raspochen in einen Pochschlamm verwandelt, aus welchem später die einzelnen Stoffe auf Grund ihres verschiedenen specifischen Gewichtes abgeschieden werden.

Von einem Stampfwerke für Delsamen giebt die Fig. 9 in zwei Ansichten ein Bild. Die Führung der Stampfer *A* zwischen den Gerüstfäulen *B* und den Ladenhölzern *C*, sowie der Anhub durch die Daumen der Welle *W* wird wie bei den Erzpochwerken bewirkt. Die Stampfer arbeiten hier-

Fig. 9.

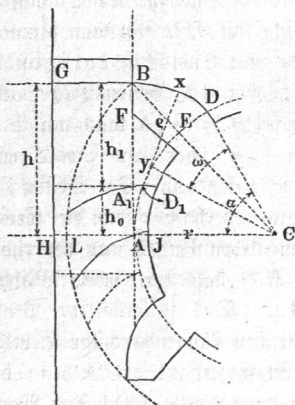


bei einzeln wie *A* oder paarweise wie *A<sub>1</sub>* und *A<sub>2</sub>* in Gruben *D*, welche in einem vierkantig behauenen Holzflosse, dem sogenannten Grubenstocke *E*, befindlich sind, der mit einem festen Fundamente verankert ist und die Gerüstfäulen trägt. Für die vortheilhafte Wirkung dieser Stampfwerke ist die Form dieser Grube besonders wichtig, indem die Stampfer den Samen an den Grubenwänden emporpressen, wobei er in Folge des Ueberhängens dieser Wände zum Ueberstürzen veranlaßt wird, so daß hierdurch in einfachster Art eine stete Umwendung des Samens erzielt wird. Eine solche Grube



latte eine zur Stampferrichtung senkrechte Angriffsfläche  $GB$ , Fig. 11, und man hat dem entsprechend den Daumen nach der Evolvente  $BD$  des Theilkreises  $AD$  zu formen, welcher die lothrechte Gerade  $AB$  berührt, worin der äußerste Punkt  $B$  der Hebelatte sich bewegt. Diese Linie  $AB$  ist hierbei als die Eingriffslinie anzusehen, in welcher der Berührungspunkt zwischen dem Daumen und der Hebelatte verbleibt, so daß die letztere stets in demselben Punkte  $B$  angegriffen wird. Hierin ist ein Uebelstand dieser Anordnung enthalten, in Folge dessen der äußerste Punkt der Hebelatte einer starken Abnutzung unterworfen ist, zu deren Verminderung man dem Daumen und der Hebelatte in der Regel eine bedeutende Breite (0,12 bis 0,15 m) giebt. Ein anderer Uebelstand dieser Angriffsweise liegt darin, daß die an dem äußersten Punkte  $B$  der Hebelatte angreifende, lothrecht gerichtete Hebekraft wegen ihres großen Abstandes von der Schwerlinie des Stampfers ein beträchtliches Moment hat, durch welches in den Führungen entsprechend große Reibungswiderstände hervorgerufen werden. Um diesen Nachtheil zu verringern, hat man wohl auch die Hebelatte ganz in das Innere des Stampfers dadurch verlegt, daß der letztere an der betreffenden Stelle mit einer schiffsförmigen Durchbrechung versehen wird, in welche der Daumen eintreten kann. Hierdurch wird der Angriffspunkt in die Vorderkante des Stampfers verlegt und dadurch zwar jenes Moment, sowie die Reibung in den Führungen herabgezogen, jedoch wird hierbei der Stampfer

Fig. 11.



durch die Durchbrechung bedenklich geschwächt, so daß diese Construction nur für leichte Stampfer und geringe Stoßwirkungen empfehlenswerth erscheint.

Andererseits ist als ein besonderer Vorzug des evolventenförmigen Daumens der Umstand hervorzuheben, daß die Anhubskraft desselben immer in lothrechter Richtung auf den Stampfer ausgeübt wird, so daß hierbei keine horizontale Seitenkraft durch die Führungen aufgenommen werden muß, wie dies bei anderen Daumenformen der Fall ist, vermöge deren der Druck gegen die Hebelatte in mehr oder minder schräger Richtung ausgeübt wird. Aus der unveränderlichen Richtung des Druckes in  $AB$  folgt, daß das Moment des durch das Stampfergewicht ausgeübten Widerstandes fortwährend denselben Werth behält, so lange die Hebung stattfindet, d. h. so lange die Hebelatte von dem Daumen berührt wird. Es ist selbstverständlich,



daß die rückwärtige Begrenzung des Daumens in  $BF$  so angeordnet werden muß, daß der Stampfer ungehindert herabfallen kann, sobald der äußerste Punkt  $B$  des Daumens aus der Eingriffslinie  $AB$  herausgetreten ist.

Der richtige Eingriff des evolventenförmigen Daumens kann nach den allgemein für Verzahnungen geltenden Regeln (s. Th. III, 1) nur oberhalb des Berührungspunktes  $A$  oder des Axenmittels  $C$  stattfinden, und man erkennt auch aus der Figur, daß bei einem Angriffe schon unterhalb der Horizontallinie  $AC$  der Daumen in schiefer Richtung auf die Hebelatte wirken muß, wodurch schädliche Reibungen in den Führungen veranlaßt werden. Man hat daher immer einen derartigen Angriff unterhalb der Axe zu vermeiden, und es empfiehlt sich deswegen, da der Stampfer wegen allmählig sich einstellender Abnutzung des Pochschuhes mit der Zeit tiefer herabsinkt, von vornherein die Anordnung so zu treffen, daß der Daumen die Hebelatte erst in einiger Höhe über der Axe ergreift. Zuweilen pflegt man auch von der Anordnung eines derartigen überaxigen Angriffes oder sogenannten Unterhubes zu dem Zwecke Gebrauch zu machen, um die Länge des zum Angriffe kommenden Evolventenbogens mit Bezug auf die Abnutzung des Daumens hinreichend groß zu erhalten, was besonders bei größerem Halbmesser  $AC$  des Theilkreises angezeigt erscheint, wie aus den folgenden Rechnungen sich ergeben wird. Es muß als ein weiterer Vorzug des evolventenförmigen Daumens angesehen werden, daß der richtige Eingriff hierbei nicht von einer veränderten Höhenlage der Hebelatte abhängig ist.

Die gegenseitigen Verhältnisse zwischen dem Daumen und der Hebelatte sind aus der Fig. 11 leicht zu erkennen. Bezeichnet  $r = CA$  den Theilkreishalbmesser und  $h = AB$  den Hub, sowie  $\alpha = ACD$  den Winkel, um welchen sich die Daumenwelle während der Hebung dreht, so ist unter der Voraussetzung, daß ein Unterhub nicht angeordnet wird:

$$AB = h = \text{arc. } AD = r\alpha . . . . . (1)$$

und es bestimmt sich die radiale Länge  $l = BE$  des Daumens zu:

$$BE = l = BC - EC = \sqrt{h^2 + r^2} - r . . . (2)$$

Dieselbe Länge  $l = BE = LA$  muß auch der Hebelatte mindestens gegeben werden, wenn für die Umdrehung des Daumens der genügende Raum vor dem Stampfer verbleiben soll, man pflegt die Hebelatte aber um eine gewisse Größe  $HL = 25$  bis  $40$  mm länger zu machen, ebenso wie man den Theilkreishalbmesser  $CA$  um denselben Betrag  $JA$  größer wählt, als den Halbmesser  $CJ$  des Wellenquerschnittes.

Bei der Hebung gleitet der Daumen mit seiner ganzen Fläche  $DB$  unter dem Punkte  $B$  der Hebelatte nach außen, womit eine gewisse Reibungsarbeit

verbunden ist, die mit der Länge  $s$  dieses Evolventenbogens  $DB$  proportional ist. Diese Länge bestimmt sich leicht wie folgt: Bezeichnet man allgemein für irgend einen Punkt  $x$  der Evolvente mit  $\rho$  den Krümmungshalbmesser  $xy$ , welcher den Grundkreis in einem Punkte  $y$  berührt, der von dem Anfangspunkte  $D$  um den Winkel  $DCy = \omega$  absteht, so hat man  $\rho = r\omega$  und das Element der Evolvente für die unendlich kleine Drehung von  $\rho$  um den Winkel  $d\omega$  ist daher durch

$$ds = \rho d\omega = r\omega d\omega$$

gegeben. Man erhält hiernach die Länge des Evolventenbogens  $DB$  durch Integration zwischen den Grenzen  $\omega = 0$  in  $D$  und  $\omega = \alpha$  in  $B$  mit Rücksicht auf (1) zu

$$s = \int_0^{\alpha} r\omega d\omega = \frac{r\alpha^2}{2} = \frac{h^2}{2r} \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad (3)$$

Die Länge der Daumensfläche steht also im umgekehrten Verhältnisse mit dem Anhubshalbmesser  $r$ , und ebenso folgt aus

$$l = \sqrt{h^2 + r^2} - r \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad (2a)$$

daß bei bestimmter Hubhöhe  $h$  die Länge der Hebelatte um so größer ausfällt, je kleiner der Halbmesser  $r$  gewählt wird. Es empfiehlt sich daher, zur Verminderung der Reibungswiderstände in den Führungen, welche mit  $l$  zunehmen, und an dem Daumen, welche mit  $s$  wachsen, den Anhubshalbmesser so groß zu wählen, daß die Länge  $s$  der Evolvente nicht größer ausfalle, als mit Rücksicht auf die Abnutzung gefordert werden muß.

Für eine mittlere Hubhöhe der Erzstampfer von  $h = 8'' = 0,21$  m empfiehlt Rittinger eine Länge der Daumencurve von  $s = 2,64'' = 0,07$  m, wofür der Anhubshalbmesser zu

$$r = \frac{h^2}{2s} = \frac{0,21^2}{2 \cdot 0,07} = 0,315 \text{ m}$$

folgt. Bei größeren Hubhöhen wird man den Daumenbogen beträchtlich größer annehmen müssen, wenn man nicht unbequem große Halbmesser  $r$  anwenden will, denn man würde z. B. für 0,4 m Hub einen Anhubshalbmesser von

$$r = \frac{0,4^2}{2 \cdot 0,07} = 1,14 \text{ m}$$

erhalten, welcher Halbmesser auch selbst bei dicken hölzernen Wasserradwellen nur durch eine erhebliche Aufstättelung erzielt werden könnte.

Die Größe des Anhubshalbmessers  $r$  ist in der Regel mit Rücksicht auf die Anzahl  $z$  der Hebungen eines Stampfers in der Minute und diejenige

$n$  der Umdrehungen der Daumenwelle in derselben Zeit festzustellen, welche beiden Größen in der einfachen Beziehung zu einander stehen:

$$z = nu, \quad . . . . . (4)$$

wenn  $u$  die Hubigkeit der Welle, d. h. die Anzahl von Daumen vorstellt, die in demselben Umfange der Daumenwelle angebracht sind.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Theilkreises, mit welcher die Hubgeschwindigkeit des Stampfers übereinstimmt, ist durch

$$c = \frac{2\pi rn}{60} \quad . . . . . (5)$$

gegeben. Diese Geschwindigkeit hat man nur in mäßiger Größe anzunehmen, um die Stoßwirkung thunlichst zu vermindern, welche jedesmal eintritt, sobald ein Daumen die Hebelatte ergreift und dem in Ruhe befindlichen Stampfer plötzlich die Geschwindigkeit  $c$  ertheilt. Nach Rittinger soll man diese Geschwindigkeit zwischen  $1'$  und  $1,5'$ , also etwa zwischen  $0,3$  und  $0,5$  m annehmen. Bei  $u$  Daumen in dem Umfange des Theilkreises ist der Theilungsbogen, um welchen die Daumen in diesem Kreise entfernt sind, durch

$$b = \frac{2\pi r}{u} = r\beta \quad . . . . . (6)$$

bestimmt, wenn

$$\beta^0 = \frac{2\pi}{u} 360^0 \quad . . . . . (7)$$

den Theilwinkel vorstellt.

Bezeichnet man mit  $t$  die Zeit, welche für ein volles Spiel des Stampfers erforderlich ist, also zwischen zwei auf einander folgenden Hebungen verstreicht, so hat man:

$$t = \frac{60}{z} = \frac{60}{nu} = \frac{b}{c} = \frac{r\beta}{c} \quad . . . . . (8)$$

Diese Zeit setzt sich aus vier einzelnen Theilen zusammen, wie aus der folgenden Betrachtung sich ergibt.

1. Zum Erheben des Stampfers auf die Höhe  $h$  mit der Geschwindigkeit  $c$  ist eine Zeit

$$t_1 = \frac{h}{c} \quad . . . . . (9)$$

erforderlich.

2. Wenn der Daumen die Hebelatte verläßt, steigt der Stampfer vermöge der ihm ertheilten Geschwindigkeit  $c$  wie ein senkrecht aufwärts gewor-





$$t = \frac{0,4}{0,5} + \frac{0,5}{9,81} + \sqrt{2 \frac{0,4 + \frac{0,25}{2 \cdot 9,81}}{9,81}} + 0,2$$

$$= 0,8 + 0,05 + \sqrt{2 \frac{0,413}{9,81}} + 0,2 = 1,34 \text{ Sec.}$$

Hiermit folgt die höchstens mögliche Anzahl der Schläge in der Minute nach (8) zu

$$z = \frac{60}{1,34} = 44,8.$$

Nimmt man mit Rücksicht auf eine etwaige Vergrößerung der Fallhöhe durch die Abnutzung des Bochsuhes  $z = 40$  an, so ist die wirkliche Zeit eines Spieles:

$$t = \frac{60}{40} = 1,5 \text{ Sec.}$$

Für eine dreihübigte Daumenwelle folgt die Anzahl der Umdrehungen dieser in der Minute nach (4) zu

$$n = \frac{z}{u} = \frac{40}{3} = 13\frac{1}{3}$$

und daraus nach (5) der einer Anhubgeschwindigkeit  $c = 0,5 \text{ m}$  zugehörige Halbmesser

$$r = \frac{60c}{2\pi n} = \frac{30}{2\pi \cdot 13,33} = 0,358 \text{ m.}$$

Der Theilbogen zwischen zwei Daumen ist nach (6)

$$b = \frac{2\pi \cdot 0,358}{3} = 0,750 \text{ m,}$$

entsprechend einem Theilwinkel  $\beta = 120^\circ$ , und der dem eigentlichen Anheben entsprechende Winkel daher durch

$$\alpha = \frac{0,4}{0,75} 120 = 64^\circ$$

bestimmt, so daß das Verhältniß

$$\nu = \frac{\text{Zeit des Hubes}}{\text{Zeit eines Spieles}} = \frac{t_1}{t} = \frac{\alpha}{\beta} = \frac{64}{120} = 0,533$$

folgt. Dieser Werth  $\nu$  stellt auch das Verhältniß der durchschnittlich in der Hebung befindlichen zu der Anzahl aller vorhandenen Stampfer des Stampfwerkes vor. Noch bestimmt sich die radial gemessene Erstreckung des Daumens außerhalb des Theilkreises nach (2) zu

$$l = \sqrt{0,4^2 + 0,358^2} - 0,358 = 0,537 - 0,358 = 0,179 \text{ m,}$$

so daß man der Hebelatte eine freie Länge von etwa 0,21 m, und der Daumenscheibe einen Halbmesser von 0,33 m geben kann. Die Länge der zum Angriff kommenden Evolventenfläche des Daumens folgt nach (3) zu

$$s = \frac{0,4^2}{2 \cdot 0,358} = 0,223 \text{ m.}$$

Wollte man die Länge der Hebelatte verringern, so hätte man die Hübigkeit  $u$  der Welle zu vergrößern, würde dann aber einen entsprechend größeren Anhubshalbmesser  $r$  der Daumenwelle erhalten. Beispielsweise erhielte man für eine sechshübigte Welle  $n = 6\frac{2}{3}$  Umdrehungen,  $r = 0,716 \text{ m}$  und





aus der höchsten Stellung frei herabfallen kann, hat man den Kurbelzapfen nach der Richtung  $B_1 B_2$  zu begrenzen. Aus der Figur ist ersichtlich, daß hier der Angriffspunkt sich auf der Hebelatte um die Strecke  $D_1 E_1 = DE = r \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right)$  hin und zurück bewegt, was für die Dauer der Hebelatte günstig ist. Auf dem Zapfen wandert der Angriffspunkt um die Bogenlänge  $A_1 A_2 = 2 D_1 D_2 = \varrho \alpha$  in demselben Sinne fort, woraus man erkennt, daß unterhalb der wagerechten Linie  $CD$  eine gleitende Bewegung zwischen dem Zapfen und der Hebelatte im Betrage

$$r \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) - \frac{\varrho \alpha}{2}$$

und oberhalb der Mitte eine solche um

$$r \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) + \frac{\varrho \alpha}{2}$$

sich einstellt. In Folge der Reibung wird daher der Stampfer während der Drehung des Zapfens durch  $ACD$  nach links gedrückt und während der Drehung durch  $DCB$  nach rechts gezogen.

Da die Anhubsgeschwindigkeit des Stampfers in  $A$  kleiner ist, als die mittlere Geschwindigkeit, so kann man die letztere hierbei größer annehmen, als bei den Evolventendaumen, ohne eine stärkere Stoßwirkung in Kauf nehmen zu müssen; oder man erhält bei gleicher mittlerer Geschwindigkeit des Stampfers geringere Stoßwirkungen.

Beispiel: Gesezt, daß man für einen Stampfer von  $h = 0,4$  m Hubhöhe die anfängliche Anhubsgeschwindigkeit nicht größer als  $0,5$  m zulassen will, so ergibt sich bei einem Evolventendaumen für das Heben die Zeit  $t$  zum Heben

$$t_1 = \frac{h}{c} = \frac{0,4}{0,5} = 0,8 \text{ Sekunden.}$$

Für einen cylindrischen Daumen dagegen, dessen Hubwinkel zu  $\alpha = 90^\circ$  vorausgesetzt wird, erhält man dessen Umfangsgeschwindigkeit  $v$  unter derselben Bedingung durch

$$0,5 = v \cos \frac{\alpha}{2} = v \cos 45^\circ$$

zu  $v = 0,707$  m und es folgt der Halbmesser  $r$  aus

$$0,4 = 2 r \sin 45^\circ = 1,414 r$$

zu  $r = 0,283$  m. Demgemäß ist die Zeit einer Umdrehung bei  $0,707$  m Umfangsgeschwindigkeit

$$\frac{2 \cdot 0,283 \cdot 3,14}{0,707} = 2,51 \text{ Sekunden,}$$

also die Zeit des Hebens entsprechend einem Drehungswinkel  $\alpha = 90^\circ$   $= \frac{90}{360} \cdot 2,51 = 0,63 \text{ Sec.}$ , so daß die mittlere Hubgeschwindigkeit des Stam-

pers. zu  $\frac{0,4}{0,63} = 0,635$  m sich berechnet. Die Umdrehungszahl der Daumenwelle pro Minute bestimmt sich zu  $\frac{60}{2,51} = 23,9$  und wenn die Hübigkeit derselben zu

$u = 2$  angenommen wird, so erhält man für den Stampfer in der Minute  $z = 47,8$  Schläge. Unter diesen Voraussetzungen ist die Zeit, welche zwischen zwei Hebungen vergeht, gerade gleich derjenigen 0,63 Sec. der eigentlichen Hebung, also größer, als nach (14) erforderlich ist, denn nach dieser Formel ergibt sich wie in dem Beispiele des vorigen Paragraphen unter denselben Verhältnissen:

$$t_2 + t_3 + t_4 = \frac{0,5}{9,81} + \sqrt{\frac{0,4 + \frac{0,25}{2 \cdot 9,81}}{9,81}} + 0,2 = 0,54 \text{ Sekunden.}$$

Trotzdem ist die mögliche Zahl der Schläge bei Anwendung der cylindrischen Daumen größer (47,8) als bei den Evolventendaumen des vorigen Beispiels (44,8).

Würde man den Eingriffswinkel  $\alpha$  noch etwas größer wählen, etwa gleich  $95^\circ$ , so würde die mögliche Schlagzahl sich noch etwas erhöhen, etwa auf 50, dagegen würde eine Vergrößerung des Winkels  $\alpha$  auf  $100^\circ$  nicht mehr angängig sein, wenn die Daumenwelle zweihübig bleiben soll, indem der Stampfer dabei schon während des Fallens von dem folgenden Daumen aufgefangen würde.

Der erwähnte Vortheil der cylindrischen Daumen, eine größere Hubzahl zu ermöglichen, ist nur bei einem hinreichend großen Werthe des Eingriffswinkels  $\alpha$  von Belang, denn der Unterschied zwischen der anfänglichen und mittleren Anhubsgeschwindigkeit wird unbeträchtlich, wenn  $\alpha$  abnimmt, wie dies bei drei- und mehrhübrigen Daumenwellen der Fall ist, für welche letzteren daher auf die Möglichkeit einer merklichen Steigerung der Hubzahl durch die Anwendung cylindrischer Daumen nicht mehr zu rechnen ist.

Man hat bei den cylindrischen Zapfen zur Vermeidung der gleitenden Reibung auch Reibrollen lose auf die Kurbelwarze gesteckt, wobei zwar zwischen der Hebelatte und der Rolle nur die unbedeutende Walzenreibung auftritt, dagegen stellt sich zwischen der Rolle und dem Zapfen eine Zapfenreibung ein, welche nicht viel geringer ist, als die gleitende Reibung an der Hebelatte bei dem Weglassen der Rolle, weil der Halbmesser der letzteren immer nur wenig größer gemacht werden kann, als der Zapfenhalbmesser. Der geringe erzielbare Vortheil ist dagegen mit dem Nachtheile verbunden, daß der Stampfer aus seiner höchsten Lage nicht frei herabfallen kann, sondern anfänglich einem Zwängen unterliegt, bis die Reibrolle ganz aus dem Bereiche des Stampfers herausgetreten ist. Auch werden die Zapfen und Rollen leicht unrund, da die letzteren nicht einer unausgesetzten Umdrehung, sondern einem hin- und hergehenden Schwingen in geringem Betrage ausgesetzt sind. Hierdurch wird sehr bald ein schlotternder Gang der Rolle herbeigeführt, so daß diese Ausführungsart gar nicht zu empfehlen ist und auch nur selten Anwendung findet.

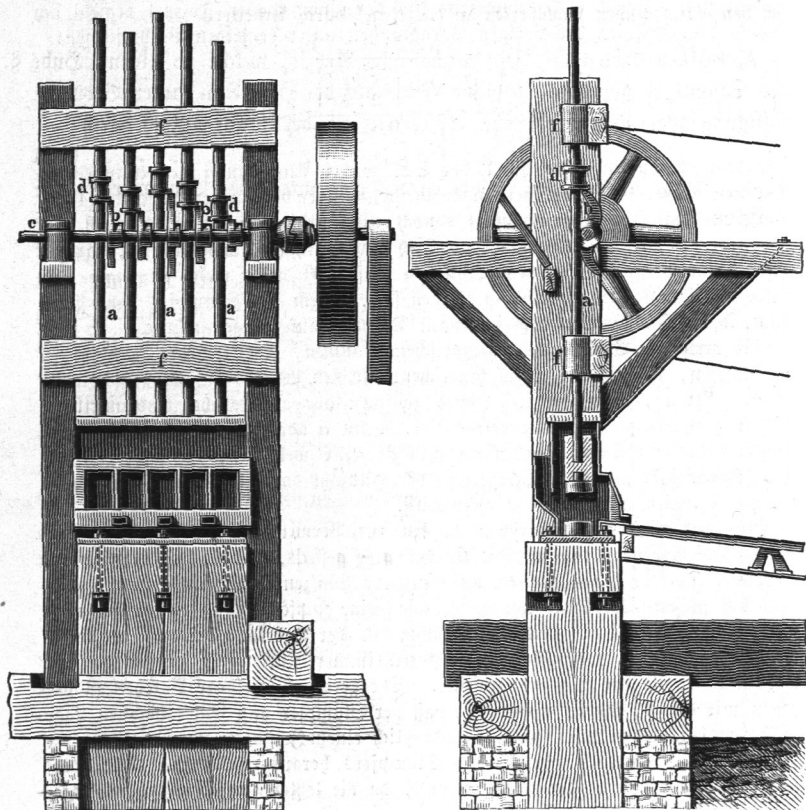
In anderer Art hat man die gleitende Reibung des Daumens an der Hebelatte bei den sogenannten californischen Stampfwerken vermieden, dadurch nämlich, daß man die Stempel selbst cylindrisch ausführt und ihnen um die eigene Ase diejenige Drehung gestattet, welche ihnen durch die Einwirkung des Hebedaumens mitgetheilt wird. Ein derartiges Stampfwerk<sup>1)</sup>, wie solche nament-

<sup>1)</sup> Althaus, Ztschr. für Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878, S. 142.

lich in den Gold- und Silberbergwerken im Westen der Vereinigten Staaten Anwendung finden, ist durch Fig. 13 verfinnlicht.

Jeder der fünf cylindrischen Stempel *a* wird durch die Evolventendaumen *b* der zweihübrigen Daumenwelle *c* erhoben, und zwar sind die Daumen seitlich neben die Stampfer gelegt, so daß vermöge dieser Anordnung die Welle möglichst dicht an die Stempel herangerückt werden kann. Als Hebelatte dient ein auf

Fig. 13.



dem Stempel befestigter Bundring *d*, gegen dessen untere ebene Angriffsfläche der Hebedaumen wirkt. Die daselbst auftretende Reibung veranlaßt bei jedem Heben eine Drehung des Stempels um einen gewissen Winkel und zwar immer nach derselben Richtung. Durch diese Einrichtung wird die gleitende Reibung zwischen Daumen und Hebelatte fast ganz beseitigt und wegen des geringen Abstandes der Daumenebene von der Stempelaxe fällt auch die Reibung in den Führungen *f* nur gering aus. In Folge der Umdrehung der Stampfer soll auch die Abnutzung der Stampferschuhe und der Pochsohle gleichmäßiger sein, als bei dem gewöhnlichen Stampfwerk. Das in der Figur dargestellte Pochwerk arbeitet mit

fünf Stempeln, von denen jeder bei 0,25 m Hub in der Minute 50- bis 60 mal gehoben wird.

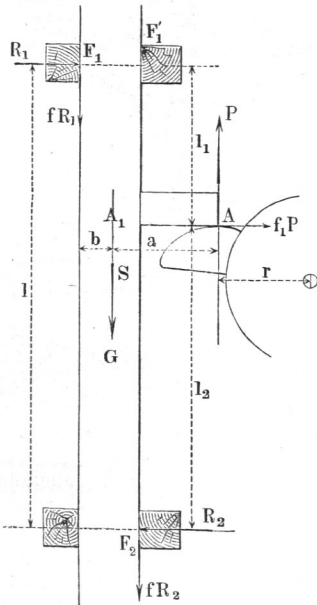
Bei derartigen Stampfern ist dafür zu sorgen, daß immer genügend Material auf der Pochsohle unter den Stempeln sich befindet, weil sonst der Stempel bei zu tiefem Niederfallen mit seiner Anhubscheibe auf die Nabe des Daumens schlägt, womit leicht Brüche verbunden sein können. Das Untersichern geschieht bei den californischen Pochwerken in der Regel durch Arbeiter.

**Arbeitsaufwand.** Die mechanische Arbeit, welche zu einem Hube §. 8. des Stampfers von dem Gewichte  $G$  kg auf die Höhe  $h$  m unter Vernachlässigung aller Nebenhindernisse erforderlich ist, drückt sich einfach durch

$$A_0 = Gh \text{ mkg} \dots \dots \dots (15)$$

aus. Wegen der Reibung, welche in den Führungen des Stampfers, sowie zwischen dem Daumen und der Hebelatte stattfindet, ist die thatsächlich auf-

Fig. 14.



zuwendende mechanische Arbeit größer als jene reine Hebarbeit, auch geht ein gewisser Betrag an Arbeit durch den Stoß verloren, welcher jedesmal bei dem Beginne des Anhebens zwischen Daumen und Hebelatte auftritt.

Zur Bestimmung dieser Nebenhindernisse sei ein Stampfer mit dem gewöhnlichen Evolventendaumen in der mittleren Stellung vorausgesetzt, Fig. 14, in welcher  $l_1$  und  $l_2$  die lothrechten Abstände der Hebelatte  $AA_1$  von den Mitteln  $F_1$  der oberen und  $F_2$  der unteren Führung sein mögen, deren Entfernung  $F_1 F_2$  mit  $l$  bezeichnet werde. Ferner soll

$$a = A_1 A$$

den Abstand des Daumeneingriffes von der Mittellinie des Stampfers bedeuten, dessen horizontale Breite  $2b$  und dessen Gewicht  $G$  sei.

Würden Reibungen weder an den Führungen noch am Daumen auftreten, so hätte man einfach

$$P = G,$$

und für jede der beiden in  $F_1$  und  $F_2$  auftretenden gleichen Druckkräfte der Führungen gegen den Stampfer die Größe:

$$R_1 = R_2 = P \frac{a}{l} = G \frac{a}{l};$$



und zwar ist dieser Seitendruck ganz unabhängig von der Höhenlage der Hebelatte in Bezug auf die Führungen  $F_1$  und  $F_2$ , auch behält er dieselbe Größe  $P \frac{a}{l}$ , wenn die Hebelatte, was in den Ausführungen allerdings nicht vorkommt, oberhalb von  $F_1$  oder unterhalb von  $F_2$  angebracht sein würde.

Gleichen Druck in  $F_1$  und  $F_2$  erhält man auch unter Berücksichtigung der daselbst auftretenden Gleitreibungen, so lange man die Reibung an dem Daumen unbeachtet lassen darf, da für diesen Fall die beiden Seitendrucke  $R_1$  und  $R_2$  die einzigen auf den Stampfer wirkenden Horizontalkräfte sind, welche daher gleich und entgegengesetzt sein müssen. Bezeichnet man mit  $f$  den Reibungscoefficienten, so hat man unter Vernachlässigung der Reibung an der Hebelatte die Gleichgewichtsbedingungen:

$$R_1 = R_2 = R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$P = G + f(R_1 + R_2) = G + 2fR \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und für  $A_1$  als Drehpunkt:

$$Pa = Rl + fRb - fRb = Rl \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

so daß aus (2) und (3)  $Pa = \frac{P - G}{2f} l$ , also:

$$P = G \frac{l}{l - 2fa} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

folgt. Aus der Gleichsetzung von (2) und (4) ergibt sich dann:

$$2fR = G \left( \frac{l}{l - 2fa} - 1 \right) = 2fG \frac{a}{l - 2fa}$$

oder:

$$R = G \frac{a}{l - 2fa}.$$

Aus diesen Formeln ersieht man, daß  $R$  und  $P$  um so größer ausfallen, je größer  $a$  im Verhältniß zu  $l$  ist, und für  $a = \frac{l}{2f}$  würde sogar  $P = \infty$ , d. h. keine noch so große Kraft  $P$  würde unter diesen Verhältnissen die Bewegung hervorrufen können, das Getriebe würde dann wie eine Klemmsperre wirken.

Die Reibung zwischen dem Daumen und der Hebelatte wirkt in dem Punkte  $A$  wagerecht mit der Größe  $f_1 P$ , wenn  $f_1$  den Reibungscoefficienten daselbst bedeutet. Durch diese in der Richtung von  $A_1$  nach  $A$  aus dem Stampfer herausgerichtete Kraft wird der Druck  $R_1$  in der oberen Führung um die Größe  $f_1 P \frac{l_2}{l}$  verkleinert, während in der unteren Führung eine

Vergrößerung des Druckes  $R_2$  um  $f_1 P \frac{l_1}{l}$  veranlaßt wird. Für den Fall, daß die Hebelatte gerade in der Mitte zwischen  $F_1$  und  $F_2$  befindlich ist, wird die Vergrößerung des Druckes  $R_2$  gerade gleich der Verringerung von  $R_1$ , nämlich gleich  $f_1 P \frac{l_1}{l} = \frac{1}{2} f_1 P$ , so daß unter dieser Voraussetzung die Summe der Reibungswiderstände in  $F_1$  und  $F_2$  durch die Reibung an der Hebelatte eine Veränderung nicht erfährt. Je näher dagegen die Hebelatte der oberen Führung sich befindet, desto größer fällt die Verringerung von  $R_1$  und desto kleiner die Vergrößerung von  $R_2$  aus, so daß eine höhere Lage der Hebelatte eine Verkleinerung der Führungsreibung im Gefolge hat. In dieser Hinsicht würde die günstigste Höhenlage der Hebelatte diejenige sein, für welche der Druck der oberen Führung  $R_1$  gleich Null wird, bei einer noch höheren Lage würde dagegen der Stampfer gegen die andere Führung  $F_1'$  gedrückt werden, wodurch wieder eine Vergrößerung der Reibung daselbst hervorgerufen würde.

Allgemein bestimmen sich die Kräfte unter Berücksichtigung der Reibung zwischen dem Daumen und der Hebelatte in folgender Weise. Man hat die Gleichgewichtsbedingungen:

$$P = G + f(R_2 + R_1) \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

$$f_1 P = R_2 - R_1 \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

woraus

$$R_1 = \frac{P}{2} \left( \frac{1}{f} - f_1 \right) - \frac{G}{2f} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

und

$$R_2 = \frac{P}{2} \left( \frac{1}{f} + f_1 \right) - \frac{G}{2f} \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

folgt. Wählt man ferner zum Mittelpunkt der statischen Momente den Punkt  $A_1$ , in welchem die Mittellinie des Stampfers von der Angriffsfläche der Hebelatte geschnitten wird, so erhält man die weitere Gleichung:

$$Pa = R_1 l_1 + R_2 l_2 + f(R_2 - R_1)b \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

oder mit den obigen Werthen von  $R_1$  und  $R_2$ :

$$Pa = \frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{f} - f_1 l_1 \right) - G \frac{l_1}{2f} + \frac{P}{2} \left( \frac{l_2}{f} + f_1 l_2 \right) - G \frac{l_2}{2f} + f f_1 P b,$$

woraus nach einfacher Umformung

$$G(l_1 + l_2) = P(l_1 + l_2 - 2fa - f f_1 l_1 + f f_1 l_2 + 2f^2 f_1 b) \quad . \quad (10)$$

folgt. Es ergibt sich daher mit  $l_1 + l_2 = l$  für  $P$  der Ausdruck:

$$P = G \frac{l}{l - 2fa + f f_1 (l_2 - l_1) + 2f^2 f_1 b} \quad . \quad . \quad (11)$$

welcher mit  $f_1 = 0$  natürlich in denjenigen (4) übergeht.

Für den erwähnten günstigsten Fall, in welchem  $R_1 = 0$  ist, hat man für  $A_1$  die Momentengleichung  $Pa = R_2 l_2 + f R_2 b$ , so daß man, da hierbei  $R_2 = f_1 P$  zu setzen ist,

$$Pa = P(f_1 l_2 + f f_1 b) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

erhält, d. h. man hat hierfür die Bedingung

$$l_2 = \frac{a}{f_1} - f b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

für die Höhenlage des Daumens.

Die oben ermittelte Kraft  $P$  ist während der Hebung des Stampfers auf die Höhe  $h$  auszuüben, so daß die hierzu erforderliche Arbeit annähernd zu

$$A_1 = Ph = Gh \frac{l}{l - 2fa + f f_1 (l_2 - l_1) + 2f^2 f_1 b} \quad . \quad (14)$$

sich bestimmt. Außerdem ist noch zur Ueberwindung der Reibung am Hebedaumen die Kraft  $f_1 P$  auf dem Wege gleich der Daumenlänge  $s = \frac{h^2}{2r}$  wirksam, wozu eine Arbeit

$$A_2 = f_1 P s = f_1 \frac{Ph^2}{2r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

gehört.

Endlich bestimmt sich der Verlust an mechanischer Arbeit bei dem Stoße zu Beginn des Anhebens nach der aus Th. I bekannten Formel zu

$$A_3 = \frac{M_s M_w}{M_s + M_w} \frac{v^2}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

wenn  $M_s$  die gestoßene Masse des Stampfers,  $M_w$  die auf den Angriffspunkt, also den Halbmesser  $r$ , reducirte Masse der armirten Daumenwelle, einschließlich der auf ihr befestigten Daumen und Räder, und  $v$  deren Geschwindigkeit in diesem Halbmesser  $r$  vorstellt. Diese Geschwindigkeit  $v$  und die Anhubsgeschwindigkeit  $c$  des Stampfers stehen nach den Formeln des Stoßes in der Beziehung zu einander

$$M_w v = (M_s + M_w) c,$$

also ist

$$v = c \frac{M_s + M_w}{M_w} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

und man kann, sobald die Masse  $M_w$  der Welle diejenige  $M_s$  des Stampfers bedeutend übertrifft, hinreichend nahe  $v = c$ , und den Arbeitsverlust gleich

$$A_3 = M_s \frac{c^2}{2} = G \frac{c^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

setzen. Diese Arbeit wird auf Zusammendrückung der stoßenden Theile des Daumens und der Hebelatte verwendet und geht unter der Annahme eines vollkommen unelastischen Stoßes für die beabsichtigte Hebewirkung gänzlich verloren, indem sie auf Abnutzung der stoßenden Theile wirkend in Wärme umgesetzt wird.

Da der Stampfer nach beendigtem Stoße die Geschwindigkeit  $c$  angenommen hat, vermöge deren er die mechanische Arbeit

$$A_4 = G \frac{c^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

enthält, so ergibt sich die ganze, von der Daumenwelle während einer Hebung eines Stampfers aufzuwendende Arbeit ohne Berücksichtigung der Reibung in den Lagern der Welle und an den betreibenden Rädern derselben zu

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \\ = \left(1 + f_1 \frac{h}{2r}\right) G h \frac{l}{l - 2fa + ff_1(l_2 - l_1) + 2f^2 f_1 b} + G \frac{c^2}{g} \quad (20)$$

worin man die Geschwindigkeit  $c$  auch durch

$$c = \frac{2\pi r n}{60} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

ersetzen kann.

Durch diese Arbeit wird der Stampfer auf die Höhe  $h + \frac{c^2}{2g}$  gehoben, so daß er, wenn man von den Nebenhindernissen beim darauf folgenden Herabfallen absieht, beim Aufschlagen auf die zu zerkleinernde Masse eine Arbeitsleistung von

$$A_0 = G \left(h + \frac{c^2}{2g}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

auszuüben vermag. Das Verhältniß

$$\frac{A_0}{A} = \eta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

kann man den Wirkungsgrad des aus dem Stampfer und Daumen bestehenden Getriebes nennen.

Es berechnet sich natürlich die von der Welle auf ein Stampferwerk mit  $m$  Stampfern zu übertragende ganze Arbeit, wenn jeder Stampfer in der Minute  $z = nu$  Schläge macht, zu  $N = \frac{mzA}{60 \cdot 75}$  Pferdekraft.

In Betreff der Ermittlung der in den Wellenlagern und zwischen den Triebbrädern auftretenden Nebenhindernisse muß auf Th. III, 1 verwiesen werden.

Man gewinnt von den Kraftverhältnissen des Stampfwerkes eine klare Anschauung aus dem Diagramm, Fig. 15, worin man die Reibungen in  $F_1$  und  $F_2$  einfach dadurch berücksichtigt, daß man die Wirkungen der Führungen gegen den Stampfer nicht senkrecht zu den Führungen, sondern in den Richtungen  $E_1 F_1$  und  $E_2 F_2$  annimmt, welche gegen die Normalrichtungen zu den Stützflächen unter dem Reibungswinkel

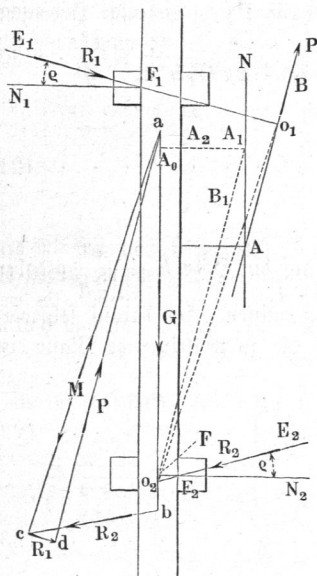
$$E_1 F_1 N_1 = E_2 F_2 N_2 = \varphi$$

geneigt sind, der durch

$$\operatorname{tg} \varphi = f$$

bestimmt ist. Der von oben nach unten gerichtete Sinn dieser Kräfte ergibt sich mit Rücksicht darauf, daß die Reibungen in  $F_1$  und  $F_2$  der aufsteigenden Bewegung des Stampfers entgegen wirken.

Fig. 15.



In gleicher Weise hat man die Wirkung des Daumens gegen die Hebelatte in  $A$  nicht in der lotrechten Richtung, sondern unter dem Reibungswinkel

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1 = NAB$$

hiergegen geneigt anzunehmen. Demgemäß läuft die ganze Untersuchung auf diejenige für das Gleichgewicht der vier auf den Stampfer wirkenden Kräfte  $R_1$  in  $E_1 F_1$ ,  $R_2$  in  $E_2 F_2$ ,  $P$  in  $AB$  und  $G$  in der Mittellinie des Stampfers hinaus.

Zu diesem Gleichgewichte muß die Mittellkraft  $M$  von zweien der Kräfte, etwa  $R_1$  und  $P$ , der Mittellkraft der beiden anderen Kräfte  $R_2$  und  $G$  gleich und in derselben Geraden entgegengesetzt sein. Diese fragliche Mittellkraft

muß daher eben sowohl durch den Durchschnitt  $o_1$  zwischen  $R_1$  und  $P$ , wie auch durch den Schnitt  $o_2$  zwischen  $R_2$  und  $G$  gehen, also in die Richtung der Verbindungslinie  $o_1 o_2$  hineinfallen.

Macht man daher nach einem entsprechend gewählten beliebigen Kräftemaßstabe die Strecke  $ab = G$ , und zerlegt dieses Gewicht in die beiden Seitenkräfte  $ac$  parallel mit  $o_1 o_2$  und  $cb$  parallel  $F_2 E_2$ , so erhält man in  $bc = R_2$  die Wirkung der unteren Führung gegen den Stampfer in  $F_2$  und in  $ac$  die Mittellkraft aus dieser Wirkung  $R_2$  und dem Stampfer

gewicht  $G$ . Man hat daher die dieser Mittelfraft  $M = ac$  entgegengesetzte Strecke  $ca$  nach den Richtungen  $cd$  parallel  $E_1 F_1$  und  $da$  parallel  $AB$  zu zerlegen, um in  $da = P$  diejenige Strecke zu erhalten, welche nach dem gewählten Kräftemaßstabe die in  $A$  in der Richtung  $AB$  vom Daumen auf die Hebelatte zu äussernde Kraft vorstellt. Ebenso giebt die Strecke  $cd$  der Richtung und Größe nach die Kraft  $R_1$  an, mit welcher die obere Führung in  $F_1$  auf den Stampfer wirkt. Man erkennt aus der Zeichnung, daß  $R_1$  kleiner als  $R_2$  ausfällt, weil die Richtung  $da$  oder  $AB$  gegen die Verticale geneigt ist, d. h. wegen der Reibung am Daumen. Es ist auch leicht zu erkennen, daß die Kraft  $R_1$  ganz verschwindet, sobald  $d$  mit  $c$  zusammenfällt, d. h. sobald die Mittelfraft  $M$  eine mit  $BA$  parallele Richtung annimmt. Zieht man daher durch  $o_2$  die Gerade  $o_2 B_1$  parallel zu  $AB$ , d. h. unter dem Reibungswinkel  $\varphi_1$  gegen das Loth geneigt, und ferner durch  $A$  eine lothrechte Linie, so erhält man in  $A_1 A_2$  diejenige Höhenlage der Hebelatte, für welche die obere Führung einem Drucke nicht ausgesetzt ist. Der Abstand  $A_2 F_2$  ergibt sich aus der Figur leicht zu

$$A_2 F_2 = A_0 o_2 - F o_2 = \frac{a}{f_1} - fb,$$

entsprechend der oben gefundenen Gleichung (13).

Beispiel. Wenn ein Stampfwerk mit 12 Stampfern von den in dem Beispiele des §. 6 berechneten Verhältnissen versehen wird, so ist die Arbeit bei einem Gewichte jedes einzelnen Stampfers von 150 kg zu ermitteln. Es war hierfür der Halbmesser  $r = 0,358$  m und die Länge der Hebelatte zu 0,21 m bestimmt; jetzt man eine Dicke des Stampfers  $2b = 0,2$  m voraus, so ist  $a = 0,31$  m, und wenn man  $l_1 = l_2 = 1,2$  m annimmt und die Reibungscoefficienten  $f = f_1 = \frac{1}{8}$  zu Grunde legt, so findet man nach (14) für einen Stampfer und einen Hub gleich 0,4 m die Arbeit

$$\begin{aligned} A_1 = Ph &= 150 \cdot 0,4 \frac{2,4}{2,4 - 2 \cdot \frac{1}{8} 0,31 + \frac{1}{8} \frac{1}{8} (1,2 - 1,2) + 2 \frac{1}{64} \frac{1}{8} 0,1} \\ &= 155 \cdot 0,4 = 62 \text{ mkg,} \end{aligned}$$

also  $P = 155$  kg und die Arbeit der Reibung am Daumen

$$A_2 = \frac{1}{8} 155 \frac{0,4 \cdot 0,4}{2 \cdot 0,358} = 4,3 \text{ mkg.}$$

Ferner ist für die vorausgesetzte Anhubsgeschwindigkeit  $c = 0,5$  m der Stoßverlust

$$A_3 = 150 \frac{0,5 \cdot 0,5}{2 \cdot 9,81} = 150 \cdot 0,013 = 1,9 \text{ mkg}$$

und ebenso groß die vermöge dieser Geschwindigkeit in dem Stampfer angesammelte Arbeit. Daher ist der ganze Arbeitsaufwand

$$A = 62 + 4,3 + 1,9 + 1,9 = 70,1 \text{ mkg,}$$



so daß der Wirkungsgrad eines Stampfers ohne Berücksichtigung der Zahn- und Zapfenreibung der Welle zu

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{150 \cdot (0,4 + 0,013)}{70,1} = \frac{61,9}{70,1} = 0,88$$

folgt. Für 12 Stampfer und 40 Hübe in jeder Minute berechnet sich daher die von der Daumenwelle auszuübende Leistung zu

$$N = \frac{12 \cdot 40 \cdot 70,1}{60 \cdot 75} = 7,5 \text{ Pferdekraft.}$$

Setzt man für die Daumenwelle selbst wegen der Reibungswiderstände in den Lagern und zwischen den Zähnen des Triebrades einen Wirkungsgrad von 0,9 voraus, so ist die von der Betriebsmaschine auf die Daumenwelle zu übertragende Arbeit zu

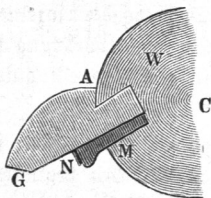
$$\frac{7,5}{0,9} = 8,3 \text{ Pferdekraft}$$

anzunehmen. Der Wirkungsgrad des ganzen Stampfwerkes, einschließlich der Welle berechnet sich demgemäß zu

$$0,9 \cdot 0,88 = 0,79.$$

**§. 9. Anordnung der Daumen.** Die Art und Weise, wie die Hebelatten in den Stempeln verzapft und darin durch Keile festgehalten werden, ist schon in den Fig. 7 und 8 dargestellt, auch ist daraus ersichtlich, daß die Angriffsfläche der Hebelatte durch eine aufgeschraubte Eisenplatte gebildet wird. Da mit dem Abführen des Poch eisens und dem Verändern der Pochsohle die Stellung des Stampfers gegen die Daumenwelle geändert wird, so ist es zweckmäßig, die Hebelatte so im Stampfer zu befestigen, daß ihre Höhenlage entsprechend verändert werden kann, was durch eine Verkeilung sowohl von oben wie von unten erreicht wird. Um ferner einen Stampfer zum Zwecke des Ersatzes oder einer Reparatur aus dem Gerüste

Fig. 16.



herausheben zu können, empfiehlt sich die Anordnung eines Haspels oder einer Winde, während zum bloßen Außergangsetzen eine einfache Sperrklinke dient, welche in eine Vertiefung des Stampfers einfällt, sobald derselbe zu solcher Höhe erhoben wird, daß die Hebelatte der Einwirkung des unter ihr kreisenden Daumens entzogen ist.

Die Daumen sind entweder ganz aus Holz oder aus Gußeisen und Holz, seltener ganz aus Gußeisen gefertigt. Fig. 16 zeigt die Befestigung des hölzernen Daumens AG in der gleichfalls hölzernen Welle CW mit Hilfe des Keiles M, dessen Zurücktretten durch einen Vorstecknagel bei N verhindert wird.

Der Querschnitt einer gußeisernen hohlen Welle, deren Daumen theils aus Gußeisen, theils aus Holz bestehen, ist in Fig. 17 abgebildet. Man

erkennt hieraus, wie die Welle *A* an der betreffenden Stelle mit dem verstärkten Nabenstüze *B* versehen ist, auf welchen der Ring *D* gefeilt wird, dessen angegossene Ansätze *E* den hölzernen Daumen *H* zur Auflagerung und Befestigung durch je zwei Schrauben dienen.

Wenn die Hübigkeit der Welle, d. h. die Anzahl der in einem Querschnitte derselben anzubringenden Daumen, eine größere ist, was immer bei langsam umgehenden Wellen der Fall sein wird, so ist ein so großer Anhubshalbmesser *r* erforderlich, daß es nöthig wird, die Welle aufzusatteln, d. h. mit einem sogenannten Korbe zur Aufnahme der Hebedaumen zu versehen. Wie eine solche Aufsattelung aus einzelnen Dauben *B* zusammengesetzt wird, die durch eiserne Ringe zusammengehalten werden, ist aus Fig. 18 ersichtlich. Da ein solcher Sattel für jeden Stampfer besonders angeordnet wird, um das Gewicht der Welle nicht unnöthig zu vergrößern,

Fig. 17.

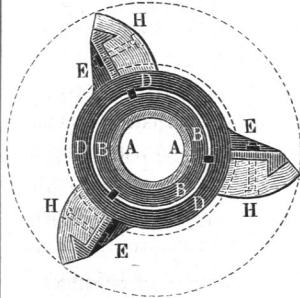
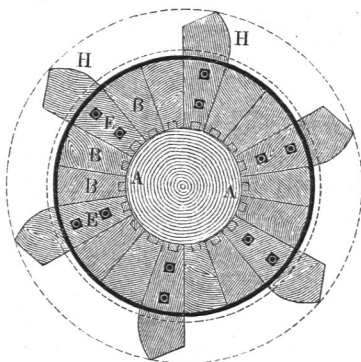


Fig. 18.



so ist eine bequeme Befestigung der Daumen *HE* mittelst hindurchgehender Schrauben ermöglicht.

Eine besondere Beachtung verdient die gegenseitige Stellung der einzelnen Hebedaumen auf der Welle eines Stampfwerkes, indem die Anordnung so zu treffen ist, daß ein möglichst gleichmäßiger Widerstand und ein guter Arbeitsgang erzielt wird.

Zu dem ersteren Zwecke ist es erforderlich, die Daumen einer Welle so zu vertheilen, daß niemals zwei Daumen zugleich das Anheben beginnen, sondern die Stampfer in regelmäßiger Aufeinanderfolge aufsteigen, so daß das Anheben der einzelnen Stampfer immer nach gleich großen Zwischenräumen erfolgt. Bezeichnet wieder *u* die Hübigkeit der Daumenwelle oder die Anzahl der in demselben Querschnitte gleichmäßig versetzten Daumen, und ist *m* die Gesamtzahl der Stampfer in dem Stampfwerke, so bestimmt

sich der Winkel  $\varphi$ , um welchen sich die Welle zwischen zwei auf einander folgenden Anhuben dreht, zu

$$\varphi = \frac{360^\circ}{m u}.$$

Zur Erzielung eines guten Arbeitsganges ist es ferner erforderlich, daß man die Stampfer jedes einzelnen Pochsages, wenn deren Zahl mehr als zwei beträgt, derartig hebt, daß so viel als möglich nicht die benachbarten, sondern möglichst von einander entfernte Stampfer dieses Sages nach einander gehoben werden. Bezeichnet man die Stampfer des Sages der Reihe nach mit den natürlichen Zahlen 1, 2, 3, 4 . . . , so wählt man daher bei dreistempeligen Pochsägen eine Aufeinanderfolge in der Hebung, welche durch

$$1, 3, 2, 1, 3, 2 \dots,$$

bei vierstempeligen durch

$$1, 4, 2, 3, 1, 4, 2, 3 \dots \text{ und}$$

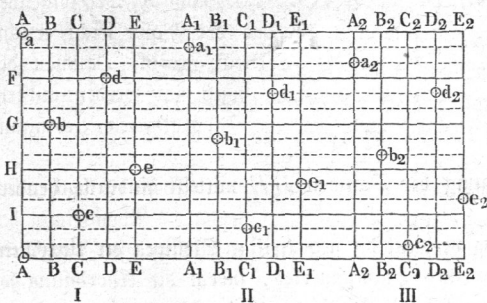
bei fünfstempeligen durch

$$1, 4, 2, 5, 3, 1, 4 \dots$$

ausgedrückt ist.

Nur wenn der seltener vorkommende Fall vorliegt, daß das Eintragen unter einem Endstempel und das Austragen an dem entgegengesetzten

Fig. 19.



Ende des Stampftrages stattfindet, läßt man die Stempel in ihrer natürlichen Aufeinanderfolge 1, 2, 3, 4, 1, 2, 3, 4 . . . fallen, wie es für die Verdrängung des Pochgutes in der beabsichtigten Richtung förderlich ist.

Um die diesen Grund-

sätzen entsprechende Vertheilung der Daumen zu veranschaulichen, denke man sich die Oberfläche der Daumenwelle abgewickelt, wobei die Theilkreise, d. h. die Umfänge, in denen die Daumen eines Stampfers angebracht sind, als gerade Linien erscheinen. Es seien z. B. in Fig. 19 diese Theilkreise für einen fünfstempeligen Pochsag durch die parallelen Linien  $AA, BB, CC, DD$  und  $EE$  dargestellt und es sei die Länge dieser Linien  $AA = BB = \frac{2\pi r}{u}$ , d. h. gleich der im Theil-

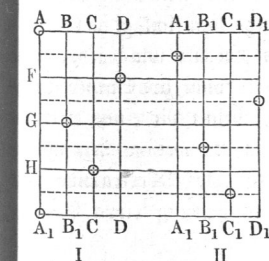
kreise gemessenen Entfernung von zwei auf einander folgenden Daumen

desselben Stampfers gemacht. Denkt man sich dann diese Entfernung  $AA$  durch  $F, G, H$  und  $I$  in so viel gleiche Theile getheilt, als der Pochsatz Stampfer enthält, also in dem vorliegenden Falle in fünf, und zieht durch die Theilpunkte die zu  $AA$  senkrechten Linien, so ist es deutlich, daß die mit  $a, b, c, d$  und  $e$  bezeichneten Durchschnittspunkte diejenigen Stellen auf der abgewinkelten Oberfläche der Daumenwelle angeben, in denen die Daumen für die gleichbezeichneten Stampfer  $A, B, C, D$  und  $E$  des Pochsages angebracht werden müssen. Man hat sich daher bei einer Hühigkeit der Welle gleich  $u$  das Rechteck  $AAEE$   $u$ mal auf den Umfang der Welle an der betreffenden Stelle herumgelegt zu denken, um für sämtliche Daumen des Pochsages die Befestigungspunkte zu bestimmen. Hierbei nehmen natürlich die zu  $AA$  senkrechten Linien auf dem Wellenumfange zu der Axe parallele Lagen an.

Wenn die Daumenwelle mehrere Pochsätze von gleicher Anordnung bewegen soll, z. B. drei, wie in der Figur vorausgesetzt ist, so findet man ebenso die Stellung der Daumen für diese Sätze leicht, wenn man jede der Entfernungen  $AF, FG, GH, HI$  und  $IA$  in so viel gleiche Theile theilt,

Fig. 20.

als Pochsätze an der Welle hängen. Zieht man auch durch die so erhaltenen Theilpunkte die in der Figur punktirten, zu  $AA$  senkrechten Linien, so ergeben dieselben in den Durchschnitten mit den Theilkreisen  $A_1 B_1 C_1 D_1$  und  $E_1$  sowie  $A_2 B_2 C_2 D_2$  und  $E_2$  der folgenden Pochsätze in der aus der Figur leicht ersichtlichen Art die Stellen, wo die Daumen der einzelnen Pochsätze angebracht werden müssen, wenn man den oben angegebenen Bedingungen genügen will.



Obwohl hiernach die Vertheilung der Daumen in jedem Falle deutlich sein wird, ist doch in Fig. 14 zur näheren Erläuterung die Abwicklung der Daumenwelle noch für ein Stampfwerk mit zwei vierstempeligen Pochsätzen angegeben.

**Betrieb der Stampfwerke.** Die Daumenwelle der bisher besprochenen Poch- und Stampfwerke erhält sehr häufig ihren Betrieb durch Wasserräder oder Dampfmaschinen, zuweilen auch durch Windräder; Göpelwerke wird man kaum dazu verwenden. Nur in seltenen Fällen wird man hierbei die Welle der Kraftmaschine unmittelbar mit der Daumenwelle verkuppeln können, wenn nämlich die Umdrehungszahl der Kraftmaschine einestheils nicht größer ist, als die gewöhnlich übliche Schlagzahl  $z = 40$  bis 60 der einzelnen Stampfer und andererseits nicht so klein ist, daß die

Hübigkeit *u* der Daumenwelle sehr groß ausfallen würde. Ein oberflächliches Wasserrad z. B., das unter normalen Verhältnissen etwa vier bis sechs Umdrehungen macht, würde eine Anzahl von 10 bis 12 Daumen im Umfange erfordern, welche Anzahl auch selbst bei einer starken Auffattelung nicht erreichbar wäre. In diesem Falle wird man daher durch ein Zahnradvorgelege der Daumenwelle eine größere Umlaufszahl ertheilen. Dieses Vorgelege wird man bei oberflächlichen Rädern nur etwa dann vermeiden können, wenn dieselben nur kleine Durchmesser und daher große Umdrehungszahlen (8 bis 10 in der Minute) haben, welche Anordnung aber nur einen geringen Wirkungsgrad erreichen läßt. Die unterschlächtigen Räder dagegen, und zumal die Poncelet'schen Räder, haben meist Umlaufgeschwindigkeiten, vermöge deren sie 8 bis 12 Umdrehungen in der Minute machen und bei Anordnung von drei- bis fünfshübigen Daumenwellen daher zum directen Betriebe geeignet sind.

Turbinen werden dagegen in sehr vielen Fällen über 50 Umdrehungen machen, so daß durch ein Vorgelege die Umdrehung verlangsamt werden muß. Dies wird insbesondere immer nöthig werden, wenn das Gefälle des Wassers ein bedeutendes ist und daher zur Fassung der nur kleinen Aufschlagmenge auch der Durchmesser des Rades nur klein angenommen werden darf, sofern das letztere am ganzen Umfange beaufschlagt wird.

Bei geringem Gefälle und großer Wassermenge, ebenso wie bei der Anordnung des Rades als Partialturbine, erhält man zwar unter Umständen eine mäßige Umdrehungszahl des Rades, welche für einen directen Betrieb geeignet wäre, da aber die Turbinenwelle in den weitaus häufigsten Fällen stehend angeordnet wird, so ist auch hierfür die Uebertragung der Bewegung auf die liegende Daumenwelle durch Einschaltung eines Paares von Regelrädern zu bewirken.

Beim Bergbau kommt es vor, daß das Wasserrad zum Umtriebe eines Pochwerkes tief unten im Schachte hängt, in welchem Falle man die Bewegung durch ein Stangen- oder Kettenvorgelege auf das Stampfwerk übertragen kann.

Wassersäulenmaschinen müssen, wenn sie zur Bewegung von Stampfwerken dienen sollen, als rotirende gebaut werden und machen bei langsamer Bewegung ebenfalls die Anordnung eines Vorgeleges zur Vergrößerung der Umdrehungszahl nöthig. Bei der Verwendung von Dampfmaschinen zum Betriebe wird dagegen die Bewegung meistens durch ein Vorgelege verlangsamt werden müssen, da die Kurbelwelle der mittelgroßen und kleineren Dampfmaschinen gewöhnlich eine beträchtlich größere Anzahl von Umdrehungen macht, als für die Stampfer Hübe zulässig sind.

Wenn, wie es zuweilen in Desmühlen gefunden wird, die Bewegung der Stampfer durch ein Windrad bewirkt werden soll, so kann man entweder die

Stampfer unmittelbar durch die Ruthenwelle anheben, oder von dieser eine aufrecht stehende Welle, Königswelle, in Umdrehung setzen, welche durch zwei Regelräder die Daumenwelle bewegt.

Im Folgenden sind einige Skizzen für verschiedene Betriebsweisen der Stampfwerke angeführt, welche leicht verständlich sind.

Fig. 21.

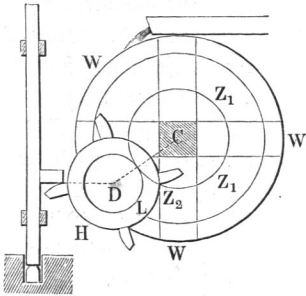


Fig. 24.

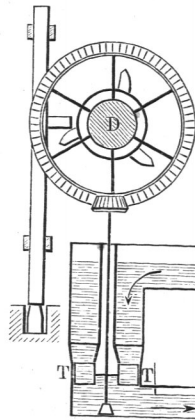


Fig. 22.

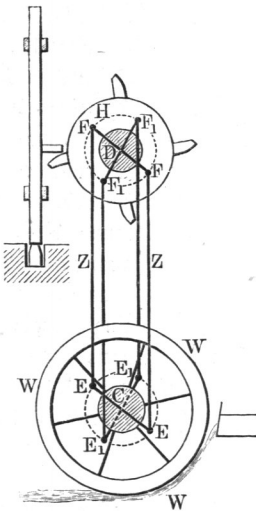


Fig. 23.

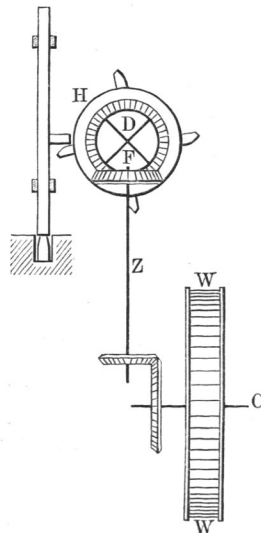
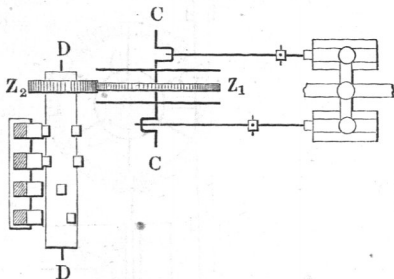




Fig. 21 (a. v. S.) zeigt den Betrieb durch das überschüchtige Rad  $W$  mit Hilfe der Zahnräder  $Z_1$  und  $Z_2$ , durch welche die Daumenwelle  $D$  von der Wasserradwelle  $C$  mit vergrößerter Geschwindigkeit angetrieben wird.

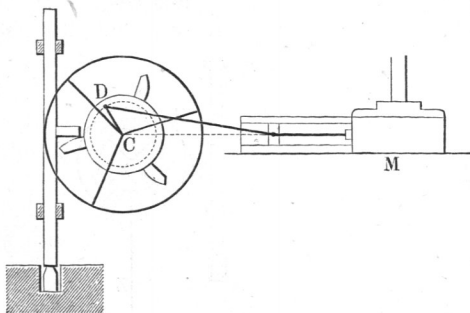
Aus Fig. 22 (a. v. S.) ist die Anordnung eines Stangenvorgeleges zwischen dem am Schachte hängenden Kropfrade  $W$  und der Daumenwelle  $D$

Fig. 25.



erichtlich, wobei die letztere durch vier an Kurbelzapfen  $F$  angreifende Zugstangen  $Z$  von beträchtlicher Länge umgetrieben wird. Bei geringerer Tiefe kann statt dessen auch die Anordnung der stehenden Zwischenwelle  $Z$ , Fig. 23 (a. v. S.), gewählt werden, welche durch Regelräder einerseits von der Wasserradwelle  $C$  umgedreht wird und andererseits die Daumenwelle  $D$  antreibt. Wie die schnell umgehende Turbine  $T$ , Fig. 24 (a. v. S.), durch ein Regelräderpaar die Daumenwelle  $D$  langsamer umdreht, ist aus der Figur ersichtlich. Fig. 25 zeigt die Anordnung eines Wasser-

Fig. 26.



fäulenzwillings, dessen langsame Umdrehung durch die Stirnräder  $Z_1$  und  $Z_2$  eine schnellere Umdrehung der Daumenwelle  $D$  hervorbringt, und es kann diese Figur auch für die Anwendung einer Zwillingdampfmaschine gelten, wenn man die beiden Zahnräder  $Z_1$  und  $Z_2$  gegen einander vertauscht, so daß die Uebersetzung eine Verlangsamung der Bewegung bewirkt. In Fig. 26 endlich ist noch der directe Antrieb durch die langsam gehende Dampfmaschine  $M$  angedeutet.

**§. 11. Stampfwerke mit Kurbelbetrieb.** Man hat auch dem Stampfer die auf- und niedersteigende Bewegung anstatt durch Hebadaumen mittelst einer Kurbel ertheilt, an deren Zapfen der Stampfer durch eine Pleuerstange

angeschlossen ist. Diese Anordnung unterscheidet sich von der bisher besprochenen durch Hebedäumen wesentlich dadurch, daß hierbei auch der Niedergang durch die treibende Welle bewirkt wird, so daß die Geschwindigkeit des Stampfers von derjenigen der Kurbelwelle abhängt und nicht, wie bei den vorbesprochenen Stampfern, durch die Beschleunigung der Schwere hervorgerufen wird. Da hierbei der Stampfer fortwährend in Verbindung mit der treibenden Kurbel bleibt, so wird bei beginnendem Anheben ein Stoß nicht auftreten, wie er sich bei der Bewegung durch Hebedäumen immer einstellt. Man kann deswegen bei dieser Bewegungsart die Geschwindigkeit des Stampfers viel größer annehmen, als dies bei dem Daumenbetriebe wegen der Rücksicht auf den gedachten Stoß möglich ist, und man läßt solche Stampfer daher immer viel mehr Schläge machen (100 bis 150 in der Minute).

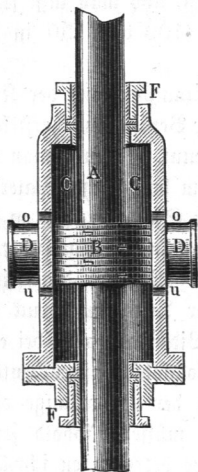
Wollte man bei diesen Maschinen zwischen dem Stampfer und der Kurbel durch eine starre Lenkerstange eine unnachgiebige Verbindung herstellen, so wären Brüche unvermeidlich, wie man leicht erkennt. Denkt man sich nämlich, der Stampferschuh treffe auf das unter ihm befindliche Material, so muß wegen der gedachten starren Verbindung der Stampfer bis zu dem dem unteren Todtpunkte der Kurbel zugehörigen tiefsten Stellung herabgehen. Dieser Bewegung setzt das zu zerkleinernde Material den seiner Festigkeit entsprechenden Widerstand entgegen, welcher durch den Druck der Lenkerstange überwunden werden muß. Da dieser Widerstand nun bei entsprechend hoher Schichtung des Materials auf der Bochssohle außerordentlich große Werthe annehmen kann, so wird ein Bruch der Lenkerstange oder eines ihrer Zapfen oder der Kurbelwelle eintreten müssen, sobald jener Widerstand einen Betrag erreicht, der die Festigkeit des betreffenden schwächsten Gliedes übersteigt. Bei den durch Daumen gehobenen Stampfern stellt sich dieser Uebelstand deswegen nicht ein, weil der beim Fallen von der Daumenwelle gänzlich abgelöste Stampfer nicht gezwungen ist, stets bis zu einer bestimmten Tiefe herabzugehen, sondern immer nur so weit herabfallen kann, bis die in ihm aufgespeicherte mechanische Arbeit durch den Widerstand des Materials gerade aufgezehrt ist.

Aus diesem Grunde hat man den Stampfer mit der Kurbel immer durch ein Glied von solcher Nachgiebigkeit zu verbinden, daß der Kurbelzapfen seine Bewegung stets bis zu seiner tiefsten Stellung im unteren Todtpunkte fortsetzen kann, auch wenn der Stampfer bereits durch den Widerstand des unter ihm befindlichen Materials angehalten ist. Zu diesem Behufe bewirkt man die Vereinigung zwischen der Lenkerstange und dem Stampfer durch ein federndes Glied, und zwar wählt man hierzu bei Stampfwerken ein elastisches Luftkissen, während man bei gewissen ähnlich bewegten Schmiedehämmern eine stählerne Blattfeder anwendet, wie dies bei der

Behandlung derartiger Maschinen in einem späteren Capitel beschrieben wird.

In welcher Weise das gedachte Luftkissen zur Wirkung gebracht wird, ist aus Fig. 27 ersichtlich. Der cylindrische Schaft *A* des Stampfers ist hier mit einem Kolben *B* versehen, der in dem ausgebohrten Cylinder *C* luftdicht beweglich ist. Dieser Cylinder empfängt die auf- und abgehende Bewegung durch die an eine Kurbel angeschlossene Pleterstange, welche gabelförmig gestaltet ist, um die beiden an den Cylinder angegossenen Zapfen *D* zu ergreifen. Die Stopfbüchsen *F* in den Deckeln des Cylinders bewirken den luftdichten Abschluß der hindurchtretenden Kolben- oder Stampferstange *A*.

Fig. 27.



Vermöge dieser Anordnung geht die Bewegung des Stampfers folgenderart vor sich. Es werde angenommen, daß, wenn die Kurbel in der unteren Todtlage, also der Cylinder *C* in seiner tiefsten Stellung sich befindet, der Kolben *B* gerade die Mitte des Cylinders einnimmt und der Stampfer auf dem Pochgute aufruht. In dieser Stellung sind die Räume zu beiden Seiten des Kolbens im Cylinder mit atmosphärischer Luft gefüllt, indem das Innere des Cylinders mit der äußeren Luft durch die Oeffnungen *o* und *u* in Verbindung gebracht ist. Wenn daher der Cylinder durch die Umdrehung der Kurbel zum Aufsteigen veranlaßt wird, so nimmt zunächst der Stampfer an dieser Bewegung noch nicht Theil, da die Reibung in den Stopfbüchsen und an dem

Kolben jedenfalls geringer ist, als das Gewicht des Stampfers. Sobald nun bei der aufsteigenden Bewegung des Cylinders die unteren Luftöffnungen *u* durch den noch still stehenden Kolben verdeckt werden, findet bei der weiteren Aufwärtsbewegung im Inneren des Cylinders unterhalb des Kolbens eine Zusammendrückung der daselbst abgeschlossenen Luft statt, mit welcher Zusammendrückung eine entsprechende Vergrößerung der Spannung dieser Luft verbunden ist. Sobald die Spannung so groß geworden ist, daß der Druck der Luft auf die untere Kolbenfläche den atmosphärischen Druck auf die obere Kolbenfläche um einen Betrag übersteigt, welcher etwa gleich dem Eigengewichte des Stampfers ist, wird auch der letztere zu einem Emporsteigen veranlaßt werden. Die aufsteigende Bewegung des Stampfers wird dabei ohne einen Stoß eingeleitet, indem die unter dem Kolben in dem Cylinder abgeschlossene Luft wie ein elastisches Polster wirkt, auf welchem der Kolben mit dem daran hängenden Stampfer ruht. Damit der

Kolben überhaupt in Bewegung geräth, muß die Luft unter demselben zunächst noch weiter zusammengepreßt werden, so daß die gegen die Unterfläche des Kolbens wirkende Spannung die erforderliche Beschleunigung des Stampfers hervorrufen kann.

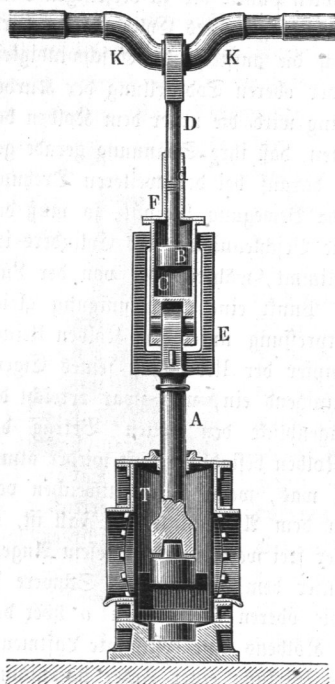
Wenn die Kurbel sich vom unteren todten Punkte bis zu derjenigen Stellung gedreht hat, welcher die größte Geschwindigkeit des Cylinders zugehört, also um nahezu  $90^\circ$ , so verlangsamt sich die aufsteigende Geschwindigkeit des Cylinders allmählig, bis dieselbe in der oberen Todtstellung der Kurbel zu Null wird. Während dieser Bewegung wird die unter dem Kolben befindliche Luft sich wieder so weit ausdehnen, daß ihre Spannung gerade genügt, den Stampfer zu tragen. Wenn darauf bei der weiteren Drehung der Kurbel der Cylinder seine absteigende Bewegung beginnt, so muß der Cylinder dem Kolben voraneilen, weil die Beschleunigung des Cylinders im todten Punkte ihren größten Werth annimmt, während der von der Luft unter ihm getragene Kolben für diesen Punkt eine Beschleunigung gleich Null hat. Erst allmählig, wenn die Luftpressung unter dem Kolben kleiner und kleiner wird, wirkt auf den Stampfer der Ueberschuß seines Eigengewichtes über diese Luftpressung beschleunigend ein, und zwar erreicht die beschleunigende Kraft erst in dem Augenblicke den vollen Betrag der Schwerkraft, in welchem die unter dem Kolben befindliche Luft wieder atmosphärische Spannung angenommen hat, was, wenn kein Entweichen von Luft durch die Stopfbüchsen eintrat, in dem Augenblicke der Fall ist, in welchem die unteren Oeffnungen *u* wieder frei werden. Von diesem Augenblicke an fällt der Stampfer lediglich unter dem Einfluß der Schwere so lange, bis der voraneilende Cylinder die oberen Oeffnungen *o* über den Kolben schiebt, so daß nun oberhalb des Kolbens eine bestimmte Luftmenge abgesperrt ist, welche nun ebenfalls die Wirkung einer Feder übernimmt. Da diese Luft bei der schnellen Bewegung des Cylinders nämlich einer starken Zusammenpressung unterworfen ist, so wird in Folge ihres Druckes auf die obere Fläche des Kolbens diesem und dem Stampfer eine entsprechende Beschleunigung ertheilt, so daß der letztere mit einer größeren Geschwindigkeit auf das Pochgut trifft. Um eine Erhitzung des Cylinders durch die mit der Zusammendrückung der Luft verbundene Wärmeentwicklung zu verhüten, kühlt man den Cylinder durch einen Strahl Wasser ab, welches in den Pochtrog herabfließt.

In neuerer Zeit sind diese sogenannten pneumatischen Stampfen von Husband <sup>1)</sup> so verändert worden, wie Fig. 28 (a. f. S.) erkennen läßt. Hierbei ist die Kolbenstange *D* mit einem Kopflager an den Kurbel-

<sup>1)</sup> Proceedings of the Mining Institute of Cornwall. Vol. I. 1884.

zapfen der Welle *K* gehängt und der Cylinder *C* mit dem Stampfer durch einen starken Zapfen *E* verbunden, so daß der Cylinder ähnlich wie bei oscillirenden Dampfmaschinen um diesen Zapfen schwingen kann. In Folge

Fig. 28.



dieser Anordnung ist nur eine Stopfbüchse *F* erforderlich, und zwar ist dieselbe derart ausgeführt, daß die Kolbenstange mit einigen stählernen Dichtungsringen *d* in der röhrenförmigen Stopfbüchse geführt wird, so daß der dichte Abschluß in ähnlicher Art wie bei dem Kolben *B* im Inneren des Luftcylinders bewirkt wird. Im Uebrigen ist die Wirkungsweise dieser Stampfe nicht wesentlich verschieden von derjenigen der durch Fig. 27 vorgestellten Anordnung.

Jeder dieser Stampfer arbeitet in der Regel in einem besonderen Stampfstroge *T*, welcher auf drei Seiten mit Sieben zum Austragen des gepochten Gutes (s. §. 13) versehen ist, während die vierte Seite die Eintragöffnung enthält. Der Stampfer hatte bei der in der angeführten Quelle angegebenen Maschine ein Gewicht von 9 Ctrn. und machte in der Minute 120 bis 125

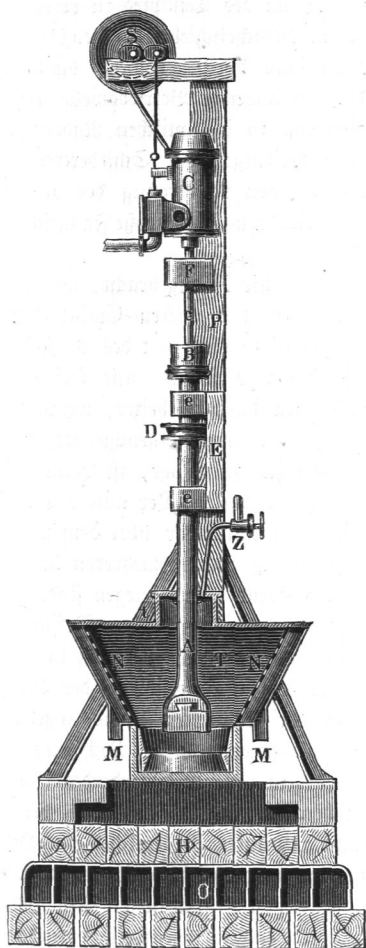
Schläge. Wegen des bedeutenden Stampfergewichtes, sowie wegen der großen Schlagzahl ist die Leistung eines solchen Stampfers erheblich größer, als die eines der gewöhnlichen durch Daumen gehobenen Stampfer; die Wirkung scheint eine sehr befriedigende zu sein.

Man hat auch wohl die Stampfer in ein- oder zweiarmlige Hebel gehängt, welche durch Kurbeln bewegt werden; diese Anordnungen, bei welchen ebenfalls eine nachgiebige Verbindung des Stampfers mit dem Hebel nothwendig ist, sind in gewisser Art ähnlich den entsprechend gebauten Hebelhämmern zum Schmieden, welche in dem von diesen Maschinen handelnden Capitel besprochen werden.

§. 12. **Dampfpochwerk.** Zum Pochen der Kupfererze verwendet man in Canada mit Vortheil direct wirkende Dampfpochwerte, bei welchen die

auf- und absteigende Bewegung des Stampfers durch einen Dampfkolben hervorgerufen wird, dessen Kolbenstange, in der Verlängerung des Stampfers liegend, mit dem letzteren unmittelbar verbunden ist, so daß die Anordnung

Fig. 29.



eine gewisse Uebereinstimmung mit derjenigen der zum Schmieden gebrauchten Dampfhammer zeigt. Ein solcher Dampfstampfer nach der Bauart von Val<sup>(1)</sup> ist durch Fig. 29 dargestellt. Die cylindrische, unten zur Befestigung des Stampferschuhs entsprechend verbreiterte Stampferstange A ist mit der aus dem Dampfzylinder C nach unten heraustretenden Kolbenstange c durch eine Büchse B verbunden, in welcher durch eingelegte Gummischeiben die Verbindung derartig elastisch bewirkt ist, daß die Stößwirkungen des Stampfers A sich nicht auf die Kolbenstange des Dampfzylinders übertragen. Die Führung des Stampferschaftes A geschieht durch die beiden Lager e in dem Rahmen E, und durch eine zwischen diesen Lagern befindliche Riemscheibe wird dem Stampfer eine Drehbewegung ertheilt, zu welchem Zwecke ein Riemen von einer vorhandenen Betriebsmaschine aus auf die Scheibe D geführt ist, welche mittelst Nuth und Feder die Drehung des auf- und absteigenden Stampfers bewirkt.

Der Dampfzylinder ist doppeltwirkend, so daß der Stampfer nicht nur durch den unter den Kolben geführten Dampf erhoben wird, sondern auch eine Beschleunigung beim

<sup>1)</sup> S. d. Artikel von Althaus, Ztschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878.

Fallen durch den über den Kolben geleiteten Dampf erfährt, wodurch natürlich die Wirksamkeit jedes Schlages wesentlich erhöht wird. Da hierbei eine Expansionswirkung nicht stattfindet, so führt man den von dem Cylinder abgehenden Dampf in der Regel einer Niederdruckdampfmaschine zu, um auf diese Weise eine möglichste Ausnutzung des Dampfes zu erreichen.

Zur Steuerung des Dampfes dient ein Muschelschieber der gewöhnlichen Anordnung, welcher seine Bewegung ebenfalls durch einen auf die Riemscheibe *S* geführten Riemen von der vorhandenen Betriebswelle erhält. Eigenthümlich ist hierbei die Anbringung von zwei elliptischen Rädern zwischen der Welle dieser Riemscheibe und derjenigen des Schieberexcenters, wodurch die Bewegung des Schiebers für den Niedergang des Kolbens schneller erfolgt als für den Aufgang, um eine thunlichst große Fallgeschwindigkeit des Stampfers zu ermöglichen.

Unter dem Dampfcylinder ist die Bufferbüchse *F* angebracht, welche zur Sicherung gegen ein etwaiges Durchschlagen des oberen Cylinderdeckels dient, indem die Kolbenstange bei zu großer Geschwindigkeit des Aufsteigens mit der Kuppelhülse *B* gegen den Federbuffer *F* stößt. Die Beschickung des Stampfers geschieht bei diesen Maschinen durch Arbeiter, welche fortwährend das Unterschuren besorgen. Damit bei einem ungenügenden Unterschuren der Stampfer nicht auf die Pochsohle aufschlage, ist ferner eine Sicherheitsvorrichtung in folgender Art angeordnet. Der untere Dampfcanal mündet in den Cylinder außer in der unmittelbar über dem unteren Cylinderdeckel angebrachten Haupteintrittsöffnung noch in mehreren kleineren Oeffnungen ein, welche um die Dicke des Kolbens höher gelegen sind. In Folge dessen wird der Dampfkolben, wenn er unter diese kleinen Oeffnungen heruntertritt, auf beiden Seiten von dem Dampfe gedrückt, so daß nunmehr der Dampfkolben stehen bleibt, bis nach gehörigem Unterschuren der Betrieb wieder stattfinden kann, nachdem zuvor der Stampfer etwas angehoben wurde. Da die Höhe des auf der Pochsohle befindlichen Pochgutes eine wechselnde ist, so bleibt der Kolben von dem unteren Cylinderdeckel mehr oder minder entfernt, und da der zwischen ihm und diesem Deckel verbleibende Raum immer zunächst mit Dampf anzufüllen ist, welcher eine Hebearbeit nicht bewirkt, so würde hiermit eine unvortheilhafte Ausnutzung des Dampfes verbunden sein, wenn man den letzteren frei in die Atmosphäre entweichen ließe. Diesem Uebelstande wird dadurch theilweise vorgebeugt, daß man, wie schon bemerkt worden, den aus dem Cylinder tretenden Dampf noch in einer besonderen Niederdruckmaschine nutzbar macht.

Der eiserne Pochtrog *T* ist im unteren Theile cylindrisch, im oberen mit geraden Wänden ausgeführt und seitlich in Führungen zwischen den Ständern *P* des Pochstuhles senkrecht verschieblich gelagert. Da derselbe auf einer Anzahl hölzerner Balken *H* aufruht, welche nur an den Enden auf den



eisernen Schwellen  $O$  aufliegen und daher einer gewissen Durchbiegung befähigt sind, so wird hierdurch in Verbindung mit der Verschieblichkeit des Pochtroges eine solche Unterstüßung des letzteren erzielt, bei welcher die Festigkeit des ganzen Gerüßtes durch die starken Schläge nicht gefährdet wird. Das Gerüst selbst steht wie bei den Dampfhämmern der Schmiedewerkstätten auf einer Anzahl von Schichten kreuzweise zu einander gelagerter Holzbalken, welche sämmtlich durch Ankerbolzen mit einander verbunden sind.

Die Stampferstange tritt durch ein Rohr  $t$  im Deckel des Pochtroges in letzteren ein, durch welches Rohr auch das Pochwasser aus der Zuleitung  $Z$  eingeführt wird. Das Austragen der gepochten Masse geschieht durch zwei nach außen übergeneigte Siebe  $N$  auf der vorderen und hinteren Seite, an welche sich zur Verhütung des Spritzens außen Vorsektafeln und unten die Röhren  $M$  zur Abführung der Trübe anschließen.

Um die Wirkung des Dampfes in diesem Stampfwerke rechnerisch zu verfolgen, sei mit  $F$  der Querschnitt des Dampfkolbens und mit  $F_1$  derjenige der Kolbenstange, sowie mit  $p$  der wirksame Dampfdruck für die Flächeneinheit bezeichnet, d. h. derjenige Ueberdruck, um welchen die Dampfspannung auf der Hinterseite des Kolbens die um den Reibungswiderstand vermehrte Vorderdampfspannung übertrifft. Bezeichnet dann noch  $G$  das Gewicht des Stampfers einschließlich der Kolbenstange und des Dampfkolbens, so hat man die Beschleunigung der Kolbenbewegung für das Aufsteigen:

$$g_1 = \frac{(F - F_1)p - G}{G} g \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und für das Niederfallen:

$$g_2 = \frac{Fp + G}{G} g \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

wenn  $g = 9,81$  m die Beschleunigung der Schwere bedeutet. Man kann nun entweder den aufsteigenden Dampf während des ganzen Kolbenlaufes unter den Kolben leiten, in welchem Falle die in dem Kolben aufgespeicherte lebendige Kraft durch die Bufferfeder aufgenommen und an den Kolben während des Niederganges zurückgegeben wird, oder man kann dem Kolben während des letzten Theiles seines Weges frischen Dampf von oben entgegenführen, so daß ein Anprallen gegen den Buffer nicht stattfindet, und der letztere nur als Sicherung gegen etwaige Zufälligkeiten angewendet wird.

Setzt man zunächst diesen letzteren Fall voraus, wonach der Kolben während des Weges  $l_1$  durch den Dampf getrieben und während des übrigen Weges  $l_2 = l - l_1$  durch Gegendampf so aufgefangen wird, daß die Geschwindigkeit nach Durchlaufung des Weges  $l$  gerade zu Null geworden ist, so bestimmt sich die Zeit eines Aufganges wie folgt. Diese Zeit  $t_s$  besteht



$$v_2 = g_2 t_f = \sqrt{2 g_2 l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

entsprechend einer Höhe beim freien Fall:

$$h = \frac{v_2^2}{2g} = \frac{g_2}{g} l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

also einer Arbeitsgröße jedes einzelnen Schlages gleich

$$L = Gh = Gl \frac{g_2}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Wenn man dagegen ein Auffangen des aufsteigenden Kolbens durch frischen Dampf nicht anordnet, so ergibt sich die Zeit des Steigens zu

$$t_s = \sqrt{\frac{2l}{g_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

und die Geschwindigkeit, mit welcher der Anprall erfolgt, zu

$$v_1 = t_s g_1 = \sqrt{2 g_1 l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

Der Buffer wird vermöge seiner unvollkommenen Elasticität zwar nur einen Theil der dieser Geschwindigkeit entsprechenden mechanischen Arbeit an den Kolben zurückgeben, sieht man indessen von dem betreffenden Verluste ab, so beginnt der Stampfer seine absteigende Bewegung mit derselben Geschwindigkeit  $v_1$  und gebraucht daher zum Durchfallen der Höhe  $l$  unter Einfluß der Beschleunigung  $g_2$  eine Zeit  $t_f$ , die sich aus

$$v_1 t_f + \frac{1}{2} g_2 t_f^2 = l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

berechnet.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der Stampfer in diesem Falle auf das Hochgut trifft, ist

$$v_2 = v_1 + g_2 t_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

entsprechend einer Höhe beim freien Fall von

$$h = \frac{v_2^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

Beispiel. Der in Fig. 29 dargestellte Ball'sche Stampfer hat nach der angeführten Quelle ein Gewicht von 4500 Pfd. (engl.), wofür rund 2000 kg angenommen werde, und einen Cylinderdurchmesser von  $15'' = 0,380$  m bei einem größten Hube von  $28'' = 0,7$  m. Der Dampfdruck wird zu 6 Atmosphären angegeben. Mit Rücksicht darauf, daß der abgehende Dampf noch die zum Betreiben einer Niederdruckmaschine erforderliche Spannung haben muß, und unter Beachtung der Abkühlungsverluste in der Rohrleitung wird man den treibenden Ueberdruck nicht größer als etwa 3 Atmosphären annehmen können, also  $p = 3$  kg für 1 qcm Fläche zu setzen haben. Nimmt man noch den Durchmesser der Kolbenstange zu 75 mm an, so ist

$$F = 1134 \text{ qcm}; F_1 = 44 \text{ qcm}$$

und folglich

$$g_1 = \frac{(1134 - 44) \cdot 3 - 2000}{2000} \cdot 9,81 = 6,23 \text{ m}$$

und

$$g_2 = \frac{1134 \cdot 3 + 2000}{2000} \cdot 9,81 = 26,49 \text{ m.}$$

Demnach ist mit  $\frac{g_1}{g_2} = \frac{6,23}{26,49} = 0,235$  nach (9):

$$t_s = 1,235 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,7}{6,23 \cdot 1,235}} = 1,235 \cdot 0,427 = 0,53 \text{ Sekunden.}$$

Die Länge des Kolbenlaufes  $l_1$ , auf welchem der Dampf unter den Kolben geführt werden muß, ist daher

$$l_1 = \frac{l}{1 + \frac{g_1}{g_2}} = \frac{0,7}{1,235} = 0,566 \text{ m}$$

und der Dampf tritt auf dem Wege

$$l_2 = \frac{g_1}{g_2} \frac{l}{1 + \frac{g_1}{g_2}} = 0,235 \frac{0,7}{1,235} = 0,134 \text{ m}$$

dem Kolben entgegen. Zum Fallen ist nach (10) die Zeit

$$t_f = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,7}{26,49}} = 0,23 \text{ Sekunden}$$

erforderlich, so daß man eine Zeit von mindestens

$$t_s + t_f = 0,53 + 0,23 = 0,76 \text{ Sekunden}$$

voraussetzen muß. Nimmt man die Zeit eines Spieles zu 0,8 Sekunden an, so ergibt sich eine Schlagzahl von

$$n = \frac{60}{0,8} = 75 \text{ in der Minute.}$$

Die Geschwindigkeit des Stampfers beim Aufschlagen ist

$$v_2 = g_2 t_2 = 26,49 \cdot 0,23 = 6,09 \text{ m,}$$

entsprechend einer Höhe beim freien Fall von

$$h = \frac{6,09^2}{2 \cdot 9,81} = 1,89 \text{ m,}$$

so daß die einem Schläge entsprechende mechanische Arbeit zu

$$L = 2000 \cdot 1,89 = 3780 \text{ mkg}$$

und die Arbeit in Pferdekraften zu

$$N = \frac{75 \cdot 3780}{60 \cdot 75} = 63 \text{ Pferdekraften}$$

sich bestimmt.

Wenn der Kolben beim Aufsteigen nicht durch den Dampf aufgefangen wird, so hat man die Zeit  $t_s$  zum Steigen nach (15):

$$t_s = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,7}{6,23}} = 0,47 \text{ Sekunden}$$

und die Geschwindigkeit beim Anprallen gegen den Buffer

$$v_1 = \sqrt{2 \cdot 6,23 \cdot 0,7} = 2,95 \text{ m.}$$

Demgemäß erhält man die Zeit  $t_f$  des Fallens aus

$$2,95 t_f + \frac{1}{2} \cdot 26,49 t_f^2 = 0,7 \text{ zu } t_f = 0,143 \text{ Sekunden.}$$

Es ist also  $t_s + t_f = 0,473 + 0,143 = 0,62 \text{ Sekunden.}$

Dies entspricht der Angabe, daß der Stampfer in einer Minute 90 Schläge mache, daß also zu einem Hube die Zeit von  $t = 0,67 \text{ Sekunden}$  erfordert wird. Die Geschwindigkeit beim Aufschlagen bestimmt sich in diesem Falle zu

$$v_2 = 2,95 + 26,49 \cdot 0,143 = 6,74 \text{ m,}$$

entsprechend einer Fallhöhe beim freien Fall von

$$h = \frac{6,74^2}{2 \cdot 9,81} = 2,316 \text{ m.}$$

Durch die Einführung des Dampfes über den Kolben wird somit die Wirkung dieser Stampfe wesentlich verstärkt.

Um die zum Betriebe dieser Dampfstampfen erforderliche Dampfmenge von der Tiefe unabhängig zu machen, bis zu welcher der Stampfer herabfällt, hat Leavitt<sup>1)</sup> dem Treibapparate die aus Fig. 30 (a. f. S.) ersichtliche Einrichtung gegeben. Hierbei ist die den Stampfer anhebende Kolbenstange  $e$  mit zwei Kolben von verschiedenem Durchmesser, einem größeren  $K$  und einem kleineren  $k$  verbunden, welche in den entsprechenden Cylindern  $C$  und  $c$  dichtschießend sich bewegen. Der untere kleinere Kolben  $k$  dient zum Heben des Stampfers, zu welchem Zwecke durch das Rohr  $D$  und den Mantel  $M$  hindurch frischer Kesseldampf zugeführt wird, und zwar findet die Verbindung des Raumes unter dem kleinen Kolben mit dem Kessel ununterbrochen statt, so daß hierdurch dem Kolben auch ununterbrochen das Bestreben zum Aufsteigen erteilt wird. Der Raum oberhalb des großen Kolbens wird durch das Ventil  $E$  mit dem Kessel in Verbindung gebracht, sobald die Kolben in der höchsten Stellung angekommen sind und der Niedergang beginnen soll, während bei dem folgenden Aufsteigen durch die Steuerung dieser obere Raum vom Kessel abgesperrt und die Verbindung mit dem Condensator  $Z$  hergestellt wird. Der Raum zwischen den beiden Kolben steht ununterbrochen mit dem Condensator in Verbindung. Hieraus ist ersichtlich, daß, wenn  $f$  und  $F$  die Querschnitte der beiden Kolben,  $p$  den Dampfdruck unter dem unteren und über dem oberen Kolben darstellt, und die Spannung des Condensators  $p_0$  beträgt, die beschleunigende Kraft beim Anheben des Stampfers vom ganzen Fallgewichte  $G$  durch

<sup>1)</sup> Engineering, 1886, 41, 119.

$$f(p - p_0) - G = P_1$$

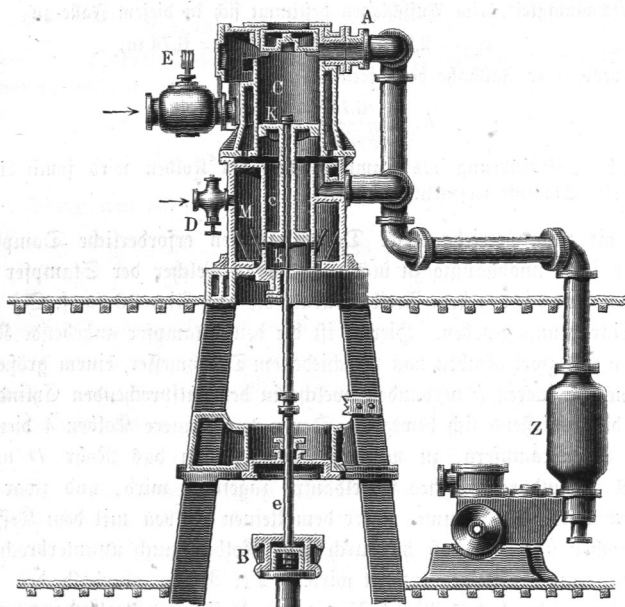
dargestellt ist, indem während des Aufsteigens der große Kolben beiderseits der Spannung des Condensators ausgesetzt ist.

Für das Niederfallen dagegen ist die beschleunigende Kraft durch

$$(F - f)(p - p_0) + G = P_2$$

ausgedrückt. Hiernach lassen sich die Bewegungsverhältnisse in ähnlicher Art ermitteln, wie oben für den Ball'schen Stampfer geschehen. Das

Fig. 30.



Dampfvolumen bestimmt sich für einen Hub von der Fallhöhe  $h$ , abgesehen von den schädlichen Räumen des oberen Cylinders, zu

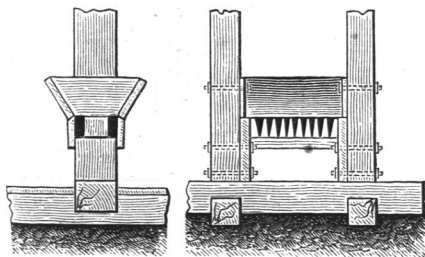
$$V = Fh$$

und ist also der Fallhöhe direct proportional. Dieser Dampf wird nur im oberen Cylinder verbraucht, da der beim Steigen unter den kleinen Kolben getretene Dampf bei dem Niedergange wieder in den umgebenden Mantel  $M$  bzw. in den Kessel zurückgepreßt wird. Auf diese Weise wird der oben gedachte Dampfverlust vermieden, welcher bei dem Ball'schen Stampfer durch den Zwischenraum veranlaßt wird, der zwischen dem Kolben und dem unteren Cylinderdeckel verbleibt. Trotzdem, und obgleich die angeführte

Quelle sich sehr günstig über den Leavitt'schen Stampfer ausspricht, wird bei dessen Betriebe eine sparsame Dampfverwendung nicht zu erzielen sein, weil der stark gespannte Dampf (80 Pfund pro Quadrat Zoll, also nahe 6 Atmosphären), ohne zuvor eine Expansionsarbeit geleistet zu haben, in den Condensator geführt wird.

**Ein- und Austragen.** Von großem Einflusse auf die Leistung eines §. 13. Stampfwerkes ist die Art, wie das Pochgut den Stempeln zugeführt und das gepochte Gut aus dem Stampfwerke abgeführt wird. Wie schon oben bemerkt worden, ist das postenweise Verstampfen einer bestimmten Menge, welche bis zur Erreichung der verlangten Feinheit in dem Pochtroge verbleibt, sehr unvortheilhaft sowohl in Bezug auf die Menge wie Beschaffenheit des Erzeugnisses. Diese Art des Pochens läßt sich nur anwenden, wenn, wie in Delmühlen, das Material bis zur größten Feinheit gepocht werden soll. Will man

Fig. 31.



dagegen, wie es zur Erzaufbereitung meist erforderlich ist, eine bestimmte Korngröße erzielen, so muß man ein stetiges Ein- und Austragen der Masse anordnen. Dies geschieht denn auch fast immer bei dem Erzstampfen, höchstens kommen Aus-

nahmen dann vor, wenn in den Erzen gediegene Metallkörner (Gold, Silber, Kupfer) enthalten sind, die sich vermöge ihres großen Gewichtes am Boden des Pochtroges ablagern und von Zeit zu Zeit von dort entfernt werden müssen.

In Betreff des Austragens besteht ein wesentlicher Unterschied zwischen dem Trockenpochen und dem Nasspochen. Das erstere findet nur selten Anwendung, und zwar entweder zum groben Zerkleinern oder Vorarbeiten oder zum Feinpochen solcher Massen, welche an sich hinreichend schmelzwürdig sind, und nur einer genügenden Zerkleinerung bedürfen, ohne daß noch eine Trennung in ihre verschiedenen Bestandtheile erforderlich ist.

Zum Trockenpochen bedient man sich entweder einer massiven Sohle, wie in Fig. 8, oder man stampft auf einer gitterförmig durchbrochenen Platte, bezw. auf einer aus einzelnen Stäben nach Art eines Kastes zusammengefügten Sohle, Fig. 31. Die etwa 15 bis 20 mm weiten Spalten zwischen den einzelnen Stäben gestatten hierbei der genügend zerkleinerten Masse das selbständige Durchfallen. Es ist deutlich, daß diese Anordnung sich



nur für Grobpochen eignen kann, weil seine Zwischenräume sich schnell versetzen und dünne Stäbe leicht zerbrechen würden. Um die Stäbe überhaupt zu schonen, muß die Masse immer in einer Schicht von gewisser Dicke (50 bis 60 mm) darüber gehalten werden, wodurch natürlich die Wirkungsfähigkeit wesentlich beeinträchtigt und auch eine größere Menge feineren Materials erzeugt wird. Trotzdem ist die Leistung eines solchen Pochwerkes immer noch erheblich größer als die eines mit massiver Sohle versehenen.

Beim Trockenpochen auf massiver Sohle wird die Entfernung des hinreichend zerkleinerten Materials durch Handarbeit und zwar dadurch bewirkt, daß der damit betraute Arbeiter die Masse mittelst einer Krücke auf ein vor dem Pochtroge angebrachtes Sieb S, Fig. 32, zieht, so daß die kleineren Theile durchfallen, während die gröberen Stücke von selbst wieder von dem geneigten Siebe unter die Stempel zurückrollen. Diese Behandlung macht

Fig. 33.

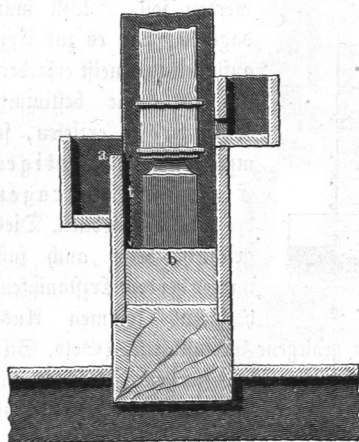
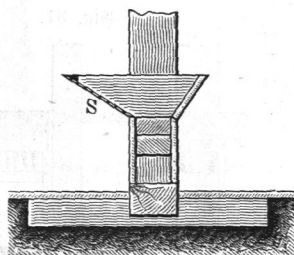


Fig. 32.



natürlich einen hinreichend langsamen Gang des Pochwerkes nöthig. Das Eintragen geschieht bei diesen Pochwerken häufig ebenfalls durch Arbeiter. Außer dem Uebelstande vieler Handarbeit, welche die Trocken-

pochwerke erfordern, leiden dieselben auch an dem Uebel einer größeren, der Gesundheit der Arbeiter schädlichen Staubbildung.

Daher sind die meisten Erzstampfwerke zum Nasspochen eingerichtet, d. h. es wird in den Pochtroge ein ununterbrochener Strom Wasser geleitet, welcher die feineren Theile der gepochten Masse durch eine Austragöffnung mit sich fortführt und dieselben dadurch einer zu weit gehenden Zerkleinerung in feinen Schlamm (Todtpochen) entzieht. Die Abführung des mit den feineren Theilen gemengten Wassers, der sogenannten Trübe, geschieht dabei am einfachsten derart, daß man die eine Wand des Pochtroges etwas niedriger hält als die übrigen, so daß die Trübe sich über diese Wand a, Fig. 33, ergießt. Von wesentlichem Einflusse auf diese Art des Aus-

tragens über die freie Wand ist die Tiefe  $t$  der Pochsohle  $b$  unter der Oberkante  $a$  der Austragswand, da nämlich die an der Sohle  $b$  befindlichen Theile sich bis zu der Höhe dieser Austragssohle  $a$  erheben müssen, was durch die wallende Bewegung veranlaßt wird, in welche die Trübe durch das Auf- und Niedergehen der Stampfer versetzt wird. Ist diese Tiefe  $t$  des Pochtroges unter der Austragssohle groß, so werden nur die kleineren und leichteren Theilchen bis zu dieser Höhe erhoben, während die größeren und schwereren wieder zurückfallen und einem erneuten Pochen ausgesetzt sind, bis sie ebenfalls die genügende Feinheit erlangt haben. Dagegen wird bei einer geringeren Höhe  $t$  der Austragskante  $a$  über der Sohle  $b$  ein Austragen von größeren Körnern stattfinden. Dem entsprechend kann man es als allgemein gültige Regel ansehen, daß die Masse um so gröber (röcher) gepocht wird, je niedriger der Trog ist und um so feiner (zäher), je größer die Tiefe des Troges gemacht wird. Nach Rittinger kann man z. B. annehmen, daß eine Tiefe des Troges von 0,4 bis 0,45 m Mehl von 1 mm Korngröße erzeugt, während bei einer Tiefe von nur 0,2 m die Korngröße bis zu 5 mm steigt. Die Erfahrung zeigt übrigens, daß in letzterem Falle, d. h. bei geringer Tiefe, die Masse viel ungleichmäßiger ausfällt, als bei großer Tiefe, was sich dadurch erklärt, daß in allen Fällen einzelne Theile zu ganz feinem Mehl zerpocht werden.

Außer von der Tiefe des Pochtroges hängt die mehr oder minder große Feinheit des Erzeugnisses noch von mehreren anderen Umständen ab, insbesondere von der Lebhaftigkeit der Wasserbewegung und von der Leichtigkeit des Abfließens der Trübe. Für die letztere ist offenbar eine schnellere Abführung möglich, wenn das Austragen über die Kante einer langen Wand erfolgt, als wenn, wie dies früher wohl geschah, das Austragen an einer der schmalen Stirnseiten des Troges durch die daselbst mit einer Durchbrechung versehene Pochsäule bewirkt wird. In diesem Falle tritt zu der langsamen Abführung der Trübe durch die kleine Austragsöffnung noch der Umstand hinzu, daß das Pochgut an der entgegengesetzten Stirnseite des Stampftroges eingetragen wird und daher nach und nach unter allen Stempeln sich fortbewegen muß, ehe es an der Austragsmündung ankommt. Bei dem Austragen über die lange Wand dagegen findet eine schnelle Entfernung des Gepochten von allen Stempeln aus statt, so daß hierdurch immer ein gröberes Product erzielt wird, als bei dem Austragen an einer der Stirnseiten. Es findet daher meistens, besonders bei größeren Stampfwerken, das Austragen auf einer, zuweilen sogar auf beiden Längseiten statt.

Die Feinheit der gepochten Masse hängt ferner von der Lebhaftigkeit der Wasserwallung in dem Trog ab, indem die mitgeführten Massentheilchen um so gröber sind, je lebhafter diese Bewegungen vor sich gehen. Hierauf sind außer der Geschwindigkeit, also der Fallhöhe und Hubzahl der Stampfer,

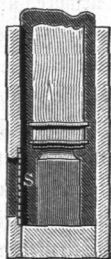
wesentlich die mehr oder minder großen Zwischenräume von Einfluß, welche zwischen den Stampfern unter sich und zwischen ihnen und den Trogwandungen verbleiben. Bezeichnet man die Summe der horizontalen Querschnitte aller Stampfschuhe mit  $f$  und den wagerechten Querschnitt durch den Trog mit  $F$ , so wird unter sonst gleichen Umständen die Lebhaftigkeit der Wallungen und damit die Korngröße um so größer werden, je mehr sich das Verhältniß  $\frac{f}{F}$  der Einheit nähert, und andererseits wird jede Vergrößerung des Sumpfes oder Troges eine Verfeinerung des Productes zur Folge haben.

Auch die Menge des dem Troge zugeführten Wassers hat natürlich Einfluß auf die Feinheit der gepochten Masse, insofern eine größere Wassermenge einen stärkeren Strom erzeugt, welcher größere Körner mit sich fortführen kann. Natürlich kommt hierbei die Rücksicht auf eine sparsame Verwendung des zur Verfügung stehenden Wassers, sowie der Umstand in Betracht, daß eine große Wassermenge naturgemäß eine sehr verdünnte Trübe erzeugt, deren Absetzenlassen besondere Schwierigkeiten im Gefolge hat.

Bei dem in Fig. 7 dargestellten Pochwerk geschieht das Austragen ebenfalls über die Oberkante der einen Trogwand, nur ist hierbei durch die Anbringung der besonderen Vorsektafel  $E_1$  in geringer Höhe über der Trogwand ein Spalt  $s$  gebildet; weswegen man hierbei wohl von dem Austragen durch den Spalt spricht, das wesentlich nicht von dem Austragen über die freie Wand verschieden ist. Die Vorsektafel  $E_1$  hat hauptsächlich den Zweck, ein Verspritzen der Trübe zu verhindern.

Wenn es sich um das Grobpochen von Erzen, also um die Erzielung eines größeren Kornes handelt, so muß dem Vorstehenden zufolge die Aus-

Fig. 34.



tragante in geringer Höhe über der Sohle angeordnet werden. Da nun aber hiermit erfahrungsmäßig ein Uebertreten von größeren Körnern, als sie gewünscht werden, verbunden zu sein pflegt, so ist man darauf gekommen, den zu großen Körnern den Austritt durch ein Sieb oder eine durchlöchernte Metallplatte zu verwehren, welche in die Trogwand eingesetzt wird. Bei dieser Anordnung, Fig. 34, kann man die Austragsöffnung bis nahezu an die Sohle herabreichen lassen, da das Sieb  $S$  die größeren Stücke zurückhält und man vermeidet hierdurch eine unnötig große Mehlerzeugung, wie sie bei höherer Lage der Austrags-

öffnung sich leicht einstellt. Diese Art der Austragung durch das Sieb ist aber für die Feinpochwerke deswegen weniger brauchbar, weil die Maschen des Siebes bei großer Feinheit derselben leicht einem Verstopfen ausgesetzt sind. Daher eignet sich das Austragen durch das Sieb nur für gröberes Pochen der Erze und wird hierfür auch meistens angewandt, wäh-

während man für Feinpochwerke dem Austragen durch den Spalt den Vorzug giebt, wobei man durch die größere oder geringere Tiefe der Sohle unter dem Spalt die Feinheit des gewonnenen Mehles in der Hand hat. Anstatt der wenig haltbaren Drahtsiebe hat man vortheilhaft durchlochte Bleche von Eisen, Stahl, oder bei sauren Wässern von Kupfer verwendet, die eine größere Dauer bieten. Ein Uebelstand derselben besteht in der allmäligen Erweiterung der Pöcher, wodurch die Gleichförmigkeit des durchgegangenen Gutes beeinträchtigt wird.

Die Speisung der Raßpochwerke geschieht meistens durch selbstthätig wirkende Vorrichtungen, und zwar in der Regel durch die in Fig. 7 angegebene Pochrolle, welcher durch einen Stampfer, den Unterschurer, zeitweise eine Erschütterung ertheilt wird. Dabei dient bei Stampfwerken mit Austragung an der Stirnwand der von dieser Wand entfernteste Stempel als Unterschurer und man läßt die übrigen Stampfer ihrer Aufeinanderfolge entsprechend einen nach dem anderen fallen, so daß das Material dadurch von dem Unterschurer aus durch die ganze Troglänge nach der Austragsöffnung hin getrieben wird.

Beim Austragen über die lange Wand dagegen dient bei drei oder fünf Stempeln der mittlere und bei vier Stempeln der zweite als Unterschurer, von welchem aus das Material nach beiden Seiten hin vertheilt wird, während das Austragen von allen Stempeln aus erfolgt. Man hat auch wohl solche Einrichtungen angeordnet, vermöge deren jeder Stempel eine besondere Pochrolle zum Eintragen erhält, und ferner hat man bei den Dampf-pochwerken, welche mit nur einem Stempel arbeiten (s. §. 12), das Eintragen an einer und das Austragen an den drei anderen Seiten vorgenommen, um hierdurch die für die große Leistungsfähigkeit dieser Stampfwerke erforderliche große Austragsöffnung zu erhalten.

**Leistung der Pochwerke.** Die Menge des von einem Pochwerke §. 14. in einer bestimmten Zeit zerkleinerten Materials ist natürlich sehr verschieden, weil diese Menge von mehreren Umständen abhängt. Es ist nicht nur die mehr oder minder große Widerstandsfähigkeit, sondern auch der Grad der Zerkleinerung hierauf von Einfluß. Außerdem ist aber auch, wie aus den Bemerkungen der vorhergehenden Paragraphen ersichtlich ist, die Art des Austragens auf die Menge des zerkleinerten Stoffes von Wichtigkeit, indem eine schnelle Abführung des genügend klein Gepochten von Vortheil für die Leistung ist, während bei ungenügendem oder mangelhaftem Austragen viele Theile einer wiederholten und unerwünscht weit getriebenen Zerkleinerung ausgesetzt werden, so daß hierbei nicht nur die gepochte Menge kleiner, sondern auch das Erzeugniß ungleichmäßiger wird.

Hieraus erklärt es sich, warum die über die Leistung von Pochwerken bekannt gewordenen Angaben sehr bedeutend von einander abweichen und man wird eine solche aus der Erfahrung gewonnene Angabe bei der Anlage eines neuen Pochwerkes immer mit entsprechender Vorsicht zu verwenden haben, da alle einzelnen Umstände, von denen die Leistung abhängt, nur höchst selten dieselben sein werden, wie bei dem Stampfwerke, das die Angabe geliefert hat.

In zweifelhaften Fällen wird es sich immer empfehlen, durch Versuche im Kleinen sich ein Urtheil über die zur Zerkleinerung einer bestimmten Menge erforderliche Betriebskraft zu verschaffen. Bei diesen Versuchen kann das Rick'sche Gesetz der proportionalen Widerstände vortheilhaft Verwendung finden, indem man einige Stücke von der durchschnittlichen Größe des zu verarbeitenden Materials durch fallende Gewichte entsprechend zertrümmert, und die aufgewendete Arbeit, d. h. das Product der Gewichte in ihre Fallhöhen, durch das Gewicht der Probestücke dividirt. Hierdurch erhält man die zur entsprechenden Zerkleinerung von einem Kilogramm erforderliche Arbeit.

Ueber die Leistung eines Pochwerkes giebt Rittinger<sup>1)</sup> zur beiläufigen Richtschnur an, daß bei festen Pocherzen ein Stempel von 250 Pfund (Wiener) = 140 kg Gewicht bei 60 Hieben in der Minute von je 8 Zoll = 0,210 m in 24 Stunden an Material verarbeitet:

bei 2 mm Korngröße	30 Cubikfuß	= 0,948 cbm
" 1 " "	16 " "	= 0,505 "
" 0,5 " "	9 " "	= 0,284 "

und dabei an Ladenwasser in jeder Minute:

bei 2 mm Korngröße	1 Cubikfuß	= 32 Liter
" 1 " "	0,5 " "	= 16 "
" 0,5 " "	0,3 " "	= 9 "

verbraucht.

Bezieht man die Leistung auf diejenige mechanische Arbeit, welche dem bloßen Heben der Stempel ohne Rücksicht auf die schädlichen Widerstände der Reibung entspricht, so kann man nach Rittinger annehmen, daß eine Pferdekraft beim Feinstampfen auf 0,6 mm Korngröße stündlich

bei sehr festen Bergen	100 Pfund	= 56 kg
bei festen Bergen . . .	130 " "	= 73 "

verarbeitet.

Nach einer anderen Erfahrung betrug die Leistung bei quarzigen Erzen unter Anwendung eines sogenannten gestauten Schieberfasses von

<sup>1)</sup> Lehrbuch der Aufbereitungskunde von P. Ritter v. Rittinger, 1867.

1 mm Maschenweite stündlich 240 Pfund = 134 kg, womit ein Wasserverbrauch von 1 Cubikfuß = 32 Liter in jeder Minute verbunden war, doch soll man die Wassermenge ohne eine erhebliche Herabsetzung der Leistung bis auf 0,4 Cubikfuß vermindern dürfen.

Mit der Maschenweite des Siebes nimmt die Leistung zu, und zwar stehen die gepochten Mengen  $q$  bei verschiedenen Pochweiten  $d$  nach Rittin=ger unter sonst gleichen Umständen in dem Verhältniß

$$q_1 : q_2 = \sqrt[5]{d_1^2} : \sqrt[5]{d_2^2},$$

so daß also jener obigen Angabe von  $q_1 = 134$  kg bei  $d_1 = 1$  mm entsprechend bei einem Siebe von 4 mm eine Leistung

$$q_2 = q_1 \sqrt[5]{\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2} = 134 \sqrt[5]{4^2} = 233 \text{ kg}$$

zu erwarten sein würde.

Ueber die Leistungsfähigkeit der in Cornwall gebräuchlichen älteren, sowie der californischen und pneumatischen Stampfer macht H u s b a n d <sup>1)</sup> die folgenden Angaben:

Ein Stampfer von der gewöhnlichen, in Cornwall üblichen Einrichtung, zu dessen Hebung eine reine Arbeit von  $\frac{5}{8}$  Pferdekraft erforderlich ist, zer=kleinert zwischen  $\frac{5}{8}$  und  $1\frac{1}{4}$  Tonnen = 635 bis 1270 kg Zinnerz, je nach dessen Härte. Dagegen wurde bei californischen Stampfern bei einem Gewichte von etwa 450 kg, einem Hub von 0,3 m und 70 bis 80 Schlägen in der Minute die Leistung eines Stampfers in 24 Stunden zu 2,5 Tonnen = 2540 kg goldhaltigen Quarzes gefunden.

Ferner ergab sich die Leistung eines pneumatischen Stampfers von der durch Fig. 28 dargestellten Einrichtung bei einem Gewichte von 500 kg, und 140 Schlägen in der Minute zu 20 Tonnen = 20320 kg Zinnerz. Die für den Stampfer erforderliche Betriebskraft wird zu 16 Pferdekraft angegeben, so daß hiernach die Leistung einer Pferdekraft in 24 Stunden sich zu 1,25 Tonnen bestimmt.

Von dem Ball'schen Dampfpochwerke giebt Althans <sup>2)</sup> an, daß die Leistung eines solchen bei 4500 Pfd. = 2041 kg Fallgewicht, 28" = 0,7 m Höhe und 90 Schlägen in der Minute sich am oberen See für 24 Stunden auf 122,35 Tonnen = 124300 kg Kupferpochgänge ergeben habe. Die folgende Zusammenstellung der Leistungen verschiedener Stampfwerke ist ebenfalls der Althans'schen Arbeit entnommen.

<sup>1)</sup> Proceedings of the Mining Institute of Cornwall, 1882.

<sup>2)</sup> Ztschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878.

System	Zahl der Stempel	Gewicht eines Stempels kg	Größte Hub- höhe m	Zahl der Schläge in einer Minute	Ausleistung zum Heben Pfr.	Gepöchte Masse	
						in 24 Stun- den kg	auf 1 Pferde- kraft kg
1. Ball's Dampfpochw- werk	1	2041	0,71	90	30	124 300 hartes Trappconglome- merat	4143
2. do.	1	1588	0,71	90	22,5	ca. 70 000 deßgleichen	ca. 3111
3. Luftstampfer . . . .	6	ca. 500	0,23	140	3,6	ca. 8463 Trapp-Ganggestein	ca. 2250
4. California-Pochwerk	5	385	0,25	61	1,3	4240 Goldquarz	3260
5. Kärnthner Pochwerk mit Stausieb	5	146	0,184	70	0,42	1344 Quarzige Pochgänge	3200

Es muß hierzu bemerkt werden, daß die in der sechsten Spalte angegebene Ausleistung die reine Hebearbeit vorstellt, und daß bei dem Dampfpochwerk die wirklich ausgeübte Leistung wegen der Oberdampfwirkung thatsächlich mehr als doppelt so groß ist, wie aus dem Beispiel des §. 12 sich ergibt. Danach scheint die Wirkung der Dampfpochwerte keineswegs eine so vortheilhafte Kraftausnutzung zu ermöglichen, wie zuweilen angegeben wird. In Betreff des pneumatischen Stampfwerkes Nr. 3 ist zu erwähnen, daß der angegebene Hub von 0,23 m sich auf die Kurbel bezieht, derjenige des Stempels daher wegen der Zusammendrückung der Luft geringer ist.

Für Delfstampfen giebt Scholl an, daß man mit einer Pferdekraft stündlich 107 Pfd. Kaps zu preßfähigem Mehl verarbeiten kann.

Zum Schluß sei noch auf die reichhaltige Zusammenstellung der Erfahrungsergebnisse von Erzstampfern hingewiesen, wie sie in Gaetschmann's<sup>1)</sup> „Aufbereitung“ enthalten ist.

§. 15. **Schleudermühlen.** Wenn man einen festen Körper mit einer bestimmten Geschwindigkeit gegen eine feste Wand oder überhaupt widerstehende Fläche schleudert, so findet unter Umständen eine Zertrümmerung des Körpers durch Zerschellen statt. Man hat sich hierbei den Vorgang so zu denken, daß die zuerst an der widerstehenden Fläche ankommenden Theile des Körpers plötzlich angehalten werden, während die hinteren Theile noch in Bewegung befindlich sind, vermöge deren sie eine gewisse lebendige Kraft

<sup>1)</sup> M. F. Gaetschmann, Die Aufbereitung, 1864.



oder ein bestimmtes Leistungsvermögen in sich aufgespeichert enthalten. Diese mechanische Arbeit muß gänzlich vernichtet werden, bevor der Körper in Ruhe kommen kann, d. h. diese Arbeit wird dazu aufgebraucht, eine Zusammendrückung des Körpers hervorzubringen. In Folge dieser Zusammendrückung stellen sich natürlich gewisse Spannungen im Inneren des Körpers ein, und wenn diese Spannungen den mit der Festigkeit des Materials verträglichen Werth übersteigen, so findet eine Zertrümmerung des Körpers statt. Es geht hieraus hervor, daß eine solche Zerstörung durch Zerschellen bei einem bestimmten Material eine ganz bestimmte lebendige Kraft oder Arbeit erfordert, welche im directen Verhältniß mit dem Gewichte oder der Masse des zu zerkleinernden Körpers anzunehmen sein wird. Setzt, die für die Gewichtseinheit  $= 1 \text{ kg}$  des Materials zur Zertrümmerung erforderliche Arbeit sei  $= A \text{ mkg}$ , so muß diesem Kilogramm eine Geschwindigkeit ertheilt werden, welche sich durch  $v = \sqrt{2gA}$  ausdrückt. Man könnte sich etwa vorstellen, diese Geschwindigkeit  $v$  sei durch das Herabfallen des Kilogramms von der Höhe  $A$  erzielt worden. Aus dieser Betrachtung ergibt sich weiter, daß diese Höhe  $A$  oder die Geschwindigkeit  $v$  ganz unabhängig von dem Gewichte des Körpers ist, denn die vermöge der Geschwindigkeit  $v$  in dem Körper enthaltene mechanische Arbeit steht ebenso im directen Verhältniß mit dem Gewichte des Körpers, wie die zu seiner Zerstörung erforderliche Arbeit, wobei allerdings die einschränkende Bedingung gemacht werden muß, daß die Körper ähnliche sind, so daß die Art der Zerstörung eine übereinstimmende ist, wie dies auch dem schon in §. 2 angeführten Ric'schen Gesetz der proportionalen Widerstände entspricht.

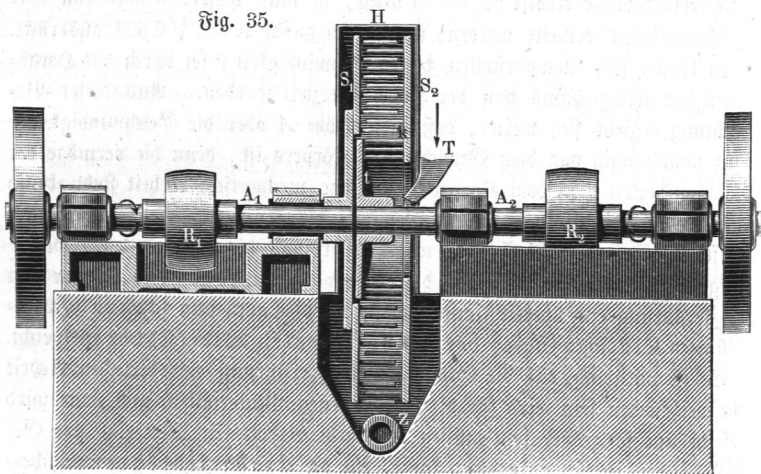
Es ist natürlich, daß die Größe der zur Zerstörung erforderlichen Arbeit sehr verschieden sein wird für die verschiedenen Materialien, und zwar wird dieselbe um so größer sein müssen, je mehr Arbeit ein Material pro Gewichtseinheit in sich aufnehmen kann, ehe die Elasticitätsgrenze überschritten wird. Da diese Arbeit immer als das Product aus den wirkenden Druckkräften in die vermöge der Zusammendrückung zurückgelegten Wege erscheint, so folgt hieraus, daß die gedachte Arbeit keineswegs direct mit der Druckfestigkeit der Körper im Verhältniß steht, sondern daß im Gegentheil ein Material von geringer Festigkeit doch eine größere Arbeit erfordern kann, als ein anderes viel festeres, wenn das erstere zäher ist, d. h. wenn seine Zusammendrückung größer ist als die des letzteren. Hieraus erklärt es sich, warum man zum Zerschellen von Getreidekörnern einer viel größeren Geschwindigkeit bedarf, als für ungleich festere Stoffe, wie z. B. Mineralien, erfordert wird.

Wenn ein Körper mit der Geschwindigkeit  $v_1$  nicht gegen eine feste Wand, sondern gegen einen anderen, mit der Geschwindigkeit  $v_2$  sich ihm entgegenbewegenden Körper trifft, so hat man als die in Betracht kommende Ge-

geschwindigkeit die Summe  $v = v_1 + v_2$ , oder allgemeiner, die relative Geschwindigkeit des geschleuderten Körpers gegen die widerstehende Fläche anzusehen, eine Bemerkung, welche für diejenigen Schleudermaschinen gilt, in denen zwei entgegengesetzt kreisförmig laufende Scheiben zur Verwendung kommen.

Die erste der Maschinen, welche die Zerkleinerung des Materials durch Zerschellen bewirken, wurde von Carr angegeben und von ihm mit dem Namen des Desintegrators belegt. In Fig. 35 ist diese Maschine der Hauptsache nach dargestellt. Zwei wagerechte, in derselben Geraden angeordnete Wellen  $A_1$  und  $A_2$  werden durch die Riemenscheiben  $R_1$  und  $R_2$  in sehr schnelle, entgegengesetzt gerichtete Drehung versetzt, welche sie den auf ihnen befestigten Scheiben oder Körben  $S_1$  und  $S_2$  mittheilen. Diese Scheiben sind in mehreren, zur Axe concentrischen Kreislinien mit Stiften

Fig. 35.

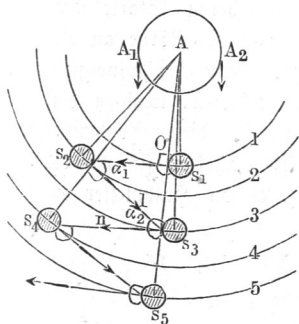


oder Schlagstöcken ausgerüstet, so zwar, daß die Scheibe  $S_1$  die 4., 6., 8. . . Stiftreihe aufnimmt, während in der Scheibe  $S_2$  die 1., 2., 3., 5., 7., 9. . . Reihe angebracht ist, also die Stäbe je einer Reihe der einen Scheibe zwischen zwei Reihen der anderen Scheibe sich bewegen. Zur besseren Befestigung der Schlagstöcke sind diejenigen desselben Kreises an den freien Enden unter sich durch je einen schmiedeeisernen Ring verbunden. Beide Scheiben sind von dem Gehäuse  $H$  umgeben, welches auf der einen Seite den Trichter  $T$  zur Zuführung des zu zerkleinernden Materials aufnimmt. Es ist ersichtlich, wie in Folge der mit sehr großer Geschwindigkeit rotirenden Scheiben das in der Mitte niederfallende Material abwechselnd von den Stöcken der Scheiben getroffen wird, indem die Scheiben sich die einzelnen Stücke gegenseitig zuwerfen, und daß in Folge davon eine wiederholte

Beanspruchung des Materials auf Zerschellen sich einstellt. Zur Abführung des hierdurch zerkleinerten, in dem Gehäuse unten sich ansammelnden Materials bedient man sich eines geeigneten Transportapparates, etwa einer Schnecke  $Z$ , auch hat man neuerdings wohl einen durch einen Ventilator erzeugten Luftstrom zu demselben Zwecke benutzt, worüber weiter unten ein Näheres. Um die Einführung des Materials in die Maschine zu ermöglichen, ist der Korb  $S_2$  aus dem Teller  $t$  und dem ringförmigen Kranze  $k$  zusammengesetzt, welche beiden Theile durch die innersten drei Stabreihen mit einander verbunden sind.

Bei der gewählten Anordnung von zwei neben einander liegenden Wellen ist es geboten, die Körbe auf die freien Enden dieser Wellen zu setzen, eine Anordnung, welche bei dem schnellen Gange der Maschine nicht ohne Bedenken ist, weshalb man auch zuweilen die Construction so ausgeführt hat, daß die

Fig. 36.



eine Welle innerhalb der anderen, zu dem Ende röhrenförmig gestalteten, gelagert wird. Bei dieser Ausführung stellt sich indeß wieder der Uebelstand ein, daß die hohle Welle einen beträchtlichen Durchmesser annimmt, womit eine große Reibungsarbeit in den Lagern verbunden ist. Aus diesen Gründen ist man wohl auch dazu übergegangen, nur dem einen Korbe eine Bewegung zu erteilen, und die Schlagstöcke des anderen Korbes fest mit dem Gestelle der Maschine zu vereinigen, eine Construction, welche

insbesondere von Nagel und Rämp gewählt wird.

Um von der Wirkungsart der Schleudermühlen ein ungefähres Bild zu erhalten, seien in Fig. 36 einige Stiftreihen  $s_1, s_2, s_3 \dots$  dargestellt, deren Halbmesser mit  $r_1, r_2, r_3 \dots$  bezeichnet werden mögen. Ist die Winkelgeschwindigkeit jeder der beiden Axen, als welche hier immer die lineare Geschwindigkeit in der Entfernung gleich Eins verstanden werden soll, durch  $\omega$  ausgedrückt, so hat man demgemäß die Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Ringe  $= r_1 \omega, r_2 \omega, r_3 \omega \dots$ . Stellt man sich vor, daß ein Materialstück, dessen Größe als klein außer Acht gelassen werden soll, gerade in der Mitte  $A$  senkrecht herabfällt, so wird dasselbe bei Eintritt in den Kreis 1 von dem Stifte  $s_1$  getroffen, wobei ihm eine Geschwindigkeit  $r_1 \omega$  in der Richtung der Tangente an den Kreis, also waagrecht, erteilt wird. Das Stück  $O$  durchfliegt den Zwischenraum zwischen dem ersten und zweiten Ringe mit dieser Geschwindigkeit  $r_1 \omega$ , und wird, unter der Voraussetzung genügend vieler Stifte, von dem Schlagstocke  $s_2$  des

zweiten Ringes in der Richtung  $s_2 l$  der Tangente an den Kreis 2 zurückgeworfen, falls es nicht schon hier unter der Wucht des Anpralls zersplittert. Die Richtung  $s_2 l$  bildet nach der Figur mit der Horizontalen einen Winkel

$\alpha_1 = s_1 A s_2$ , welcher annähernd durch  $\cos \alpha_1 = \frac{r_1}{r_2}$  gefunden wird. Die

Geschwindigkeit, mit welcher der Zusammenstoß in  $s_2$  erfolgt, bestimmt sich zu  $r_1 \omega + r_2 \omega \cos \alpha_1 = 2 r_1 \omega$ . Das von dem Stifte  $s_2$  zurückgeworfene Stück durchläuft nun den Zwischenraum zwischen dem zweiten und dritten Ringe in der Richtung  $s_2 l$  und mit der Geschwindigkeit  $r_2 \omega$ , bis es von einem Stifte  $s_3$  des dritten Ringes nach der Richtung  $s_2 n$  geworfen wird, welche mit  $s_2 l$  einen Winkel  $\alpha_2 =$  annähernd  $s_2 A s_3$  bildet, der sich durch  $\cos \alpha_2 = \frac{r_2}{r_3}$  bestimmt. Die Stoßgeschwindigkeit in  $s_3$  berechnet sich

daher zu  $r_2 \omega + r_3 \omega \cos \alpha_2 = 2 r_2 \omega$ . In dieser Weise wird das Material wiederholten Stoßwirkungen ausgesetzt, deren Stärke mit zunehmendem Abstände wächst, bis das Material die Körbe an einem gewissen Punkte des äußeren Umfanges verläßt. Die Geschwindigkeiten, mit welchen die Stöße in den einzelnen Kreisen erfolgen, wachsen daher annähernd proportional mit den Halbmessern, und die diesen Geschwindigkeiten entsprechenden Arbeiten oder lebendigen Kräfte verhalten sich wie die Quadrate dieser Geschwindigkeiten. Wären z. B. die Halbmesser durch die Zahlen

8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15

ausgedrückt, so verhielten sich die Stoßwirkungen wie

64, 81, 100, 121, 144, 169, 196.

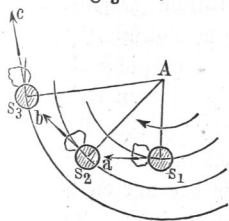
Es würde also der Effect eines Stoßes am Umfange über dreimal so groß sein, als der Stoß auf denselben Körper im Inneren.

Wenn nun auch in Wirklichkeit der Vorgang natürlich nicht mit der hier vorausgesetzten Regelmäßigkeit stattfinden wird, so erkennt man doch, daß die häufige Wiederholung der Stoßwirkungen wesentlich förderlich für eine möglichst gleichförmige Zerkleinerung sein wird. Denn wenn ein Theil sich der Stoßwirkung an den Stiften eines Ringes dadurch entziehen kann, daß er zwischen zwei benachbarten Stiften dieses Ringes hindurchfliegt, so ist doch die Wahrscheinlichkeit eine große, daß dieser Theil in einem folgenden Ringe von einem Schlagstocke getroffen werde. Würde die Wirkung in der That mit der Regelmäßigkeit vor sich gehen, wie hier vorausgesetzt worden ist, so würde der Figur zufolge jedes Theilchen, welches genau in der Mitte der Maschine zugeführt wird, auch genau in demselben zickzackförmigen Wege  $s_1 s_2 s_3 s_4 s_5$  die Maschine durchlaufen. Ein ähnlicher Weg müßte für jedes andere links oder rechts von der Mitte, etwa zwischen  $A_1$

und  $A_2$  niedergehende Theilchen sich ergeben, woraus man folgern muß, daß die eigentliche Wirkung der Körbe keineswegs ringsherum eine gleichförmige sein kann, es wird vielmehr die Wirkung sich auf einen verhältnißmäßig kleinen Theil der Scheibenfläche vertheilen, auf diejenige Fläche nämlich, welche zwischen den beiden zickzackförmigen Bahnen enthalten ist, die von den in  $A_1$  und in  $A_2$  eingeführten Materialien durchlaufen werden. Die außerhalb dieses Sectors gelegene Fläche der Scheiben wird nur in geringem Maße von solchem Material erreicht werden, das in Folge einer unregelmäßigen Wirkung dahin verschlagen wird. Es ergibt sich hieraus, daß es gut sein wird, die Breite der Einführung zwischen  $A_1$  und  $A_2$  möglichst groß zu wählen, um eine thunlichst große Fläche der Scheiben in gehörige Wirksamkeit zu bringen. Man muß auch annehmen, daß in Folge jener nur theilweisen Wirkung der Scheiben ein einseitiger Druck gegen die Axen sich einstellen wird, der alle die mit einem solchen verbundenen Nachtheile, wie schnelle Abführung der Axenlager, im Gefolge haben muß.

Wenn man den Korb  $S_2$ , Fig. 35, mit mehreren auf einander folgenden Stiftreihen versteht, zwischen welche Stifte des anderen Korbes  $S_1$  nicht ein-

Fig. 37.



treten, wie dies meistens schon aus Rücksichten einer guten Verbindung des Kranzes  $k$  mit dem Teller  $t$  zu geschehen pflegt, so findet eine etwas andere Vertheilung des zugeführten Materials statt, wie man sich mit Hilfe der Fig. 37 überzeugt. Ein in der Mitte senkrecht niederfallendes Stück wird hierbei nämlich von dem Stifte  $s_1$  in der Richtung der Tangente  $s_1 a$  horizontal nach außen geschleudert, und wird, wenn es in das

Bereich des zweiten Ringes tritt, dessen Stifte in derselben Richtung rotiren, von  $s_2$  in der Richtung  $s_2 b$  weiter befördert, welche gegen die Horizontale unter dem Winkel  $\alpha_1 = s_1 A s_2$  geneigt ist, für den man die Beziehung

hat:  $\cos \alpha_1 = \frac{r_1}{r_2}$ . In gleicher Art wird dieses nach  $s_3$  gelangte Stück

von dem Stifte  $s_3$  der dritten Reihe weiter nach  $s_3 c$  abgelenkt, so daß für den Winkel  $\alpha_2 = s_2 A s_3$  die Gleichung gilt:  $\cos \alpha_2 = \frac{r_2}{r_3}$ . Die ganze

Ablenkung des Materialstückes von der ursprünglich wagerechten Richtung beträgt daher  $\alpha_1 + \alpha_2$ . Nimmt man etwa an, der Korb habe im Innern drei Stiftreihen, deren Halbmesser sich wie 6:7:8 verhalten, so bestimmt sich die gedachte Ablenkung zu:

$$\text{arc cos } \frac{6}{7} + \text{arc cos } \frac{7}{8} = 31^\circ + 29^\circ = 60^\circ.$$

Der vertheilende Einfluß der genannten Anordnung geht hieraus hervor, eine Vergrößerung des eigentlichen Arbeitsgebietes der Scheiben wird hierdurch aber kaum erzielt werden können.

Die Geschwindigkeit der Schlagstöcke ist bei allen Schleudermühlen eine sehr große und von der Beschaffenheit des zu zerkleinernden Materials abhängig. Nach Althaus<sup>1)</sup> soll man für Kohlen eine relative Geschwindigkeit der Stifte gegen einander von 44 m annehmen, welche einer Fallhöhe von 98,7 m entspricht. (Für Gußeisenkugeln giebt Rief die Bruchhöhe zu 200 m an.) Dagegen ist man für weniger spröde Körper, wie z. B. für Getreide, mit der gegensätzlichen Geschwindigkeit der Schlagstifte bis zu 150 m gegangen, entsprechend einer Fallhöhe von 1148 m.

Bei so bedeutenden Umdrehungsgeschwindigkeiten fällt natürlich auch die Betriebskraft sehr groß aus, und zwar nicht nur für den eigentlichen Arbeitsproceß, sondern auch für den Leerang der Maschine, d. h. wenn derselben kein Material zugeführt wird. Der Grund hiervon ist nicht nur in der großen Zapfenreibung zu suchen, sondern vornehmlich in dem Luftwiderstande, welchen die Schlagstifte finden, die bei der erheblichen Geschwindigkeit in gewissem Sinne wie Ventilatorflügel zur Wirkung kommen. Hiervon giebt der starke, bei dem Betriebe sich einstellende Luftstrom Zeugniß. Man kann diesen letzteren Widerstand dadurch beträchtlich herabziehen, daß man das Gehäuse der Maschine von der atmosphärischen Luft möglichst abschließt, wie dies von Nagel und Rämp geschieht. Bei einer solchen Anordnung haben nämlich die Stifte nicht fortwährend neue Luftmengen in Bewegung zu setzen, man wird vielmehr annehmen müssen, daß die in dem Gehäuse eingeschlossene Luft an der Umdrehung sich theiligt, so daß nur die Reibung dieser Luft an den Gehäuswandungen als Widerstand auftritt. Wie groß die schädlichen Widerstände der Desintegratoren werden können, geht aus einer Angabe<sup>2)</sup> hervor, wonach eine solche Maschine mit Scheiben von 1,83 m Durchmesser und von 0,23 m Breite bei 400 Umdrehungen in der Minute während der Arbeit 145 Pferdekraft erforderte, wogegen sich der Arbeitsbedarf für den Leerang allein auf 63 Pferdekraft belief.

§. 16. **Fortsetzung.** Die ursprüngliche Carr'sche Construction hat später manche Wandlungen erfahren. So hat man beispielsweise die beiden Aren stehend über einander, also die Scheiben wagerecht angeordnet, indem man das Material in der Mitte auf die untere Scheibe fallen läßt. Bei dieser Anordnung wird, wie auch bei der im folgenden Paragraph näher zu besprechenden Rittinger'schen Maschine, eine gleichmäßigere Vertheilung

<sup>1)</sup> Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878, 138.

<sup>2)</sup> Sitzungsbericht der British Association, Edinburgh 1871 und Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2.



des Materials auf den ganzen Umfang der Scheiben erreicht. Bergmann und Schlee<sup>1)</sup> haben ferner die auf wagerechten Axen angeordneten Scheiben noch zu zwei conischen Trommeln seitlich erweitert, einer inneren und einer äußeren, und haben diese Trommeln ebenfalls mit Stiften versehen, damit das Material bei dem Durchgange durch den Zwischenraum zwischen beiden Trommeln eine weitere Zerkleinerung erfahren soll. Krauß<sup>2)</sup> umgiebt die Scheiben des gewöhnlichen Desintegrators mit einem gitterförmig durchbrochenen Mantel, durch dessen verstellbare Zwischenräume das zerkleinerte Material nach außen treten soll, auch versteht er die Lager der Axen mit Wasserkühlung, um einem Warmlaufen vorzubeugen. Um die in dem Gehäuse enthaltene Luft zu hindern, eine Schwächung der Stoßwirkungen zu veranlassen, indem diese Luft gewissermaßen wie ein elastisches Polster zwischen den gegen einander prallenden Körpern sich verhält, wendet Braun<sup>3)</sup> ein geschlossenes Gehäuse an, aus welchem die Luft ausgepumpt worden. Andere Einrichtungen von Kapler<sup>4)</sup>, sowie von Brind und Hübner<sup>5)</sup> bezwecken die Verstellbarkeit der Schlagstäbe gegen einander oder deren leichtere Auswechselbarkeit.

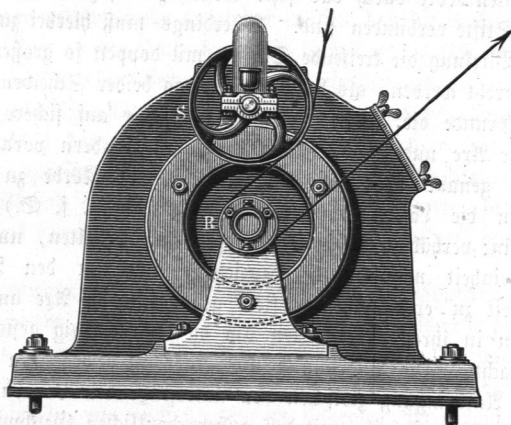
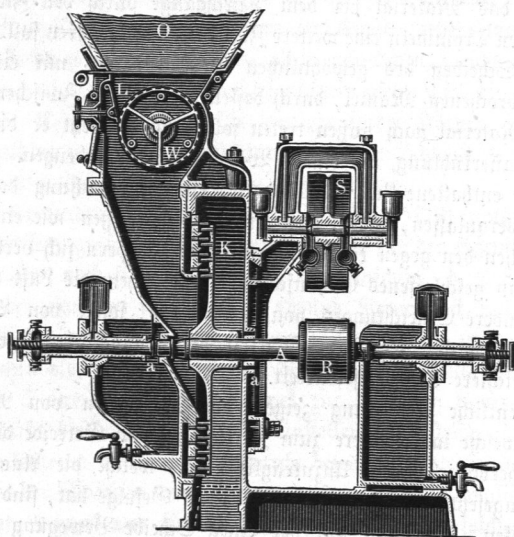
Eine wesentliche Aenderung zeigen die Maschinen von Nagel und Rämp<sup>6)</sup>, welche insbesondere zum Zerkleinern von Getreide dienen. Die schon oben hervorgehobenen Unzuträglichkeiten, welche die Anordnung von zwei entgegengesetzt umlaufenden Scheiben im Gefolge hat, sind die Veranlassung gewesen, überhaupt nur der einen Scheibe Bewegung zu ertheilen, und den zweiten Korb durch das feste Gestell zu ersetzen, mit welchem die zugehörigen Stifte verbunden sind. Allerdings muß hierbei zur Erzielung der gleichen Wirkung die kreisende Scheibe mit doppelt so großer Geschwindigkeit umgedreht werden, als bei der Drehung beider Scheiben, und es ist aus diesem Grunde die größte Sorgfalt nicht nur auf sichere und genaue Lagerung der Axe und gute Delung der Lager, sondern vornehmlich auf eine äußerst genaue Centrirung der Massen der Körbe zu verwenden. Daher haben die Lager der Axe A, Fig. 38 (a. f. S.), bei diesen Maschinen eine verhältnißmäßig sehr große Länge erhalten, um den Druck pro Flächeneinheit möglichst herabzuziehen; und um den Lagerbüchsen die Fügligkeit zu ertheilen, sich stets genau an die Axe anzuschmiegen, sind dieselben in ihren Lagerstühlen um die kugelförmig gestalteten Sitze drehbar gemacht. Die Anordnung nur einer zu bewegenden Scheibe gestattet deren Aufbringung zwischen den unterstützenden Lagern, so daß es möglich wird, diese Scheibe mit der außerordentlichen Geschwindigkeit von 6500 Umdrehungen in der Minute zu bewegen, welche Umdrehungszahl bei

1) D. R.-P. Nr. 29 484. 2) D. R.-P. Nr. 11 834. 3) D. R.-P. Nr. 11 764.

4) D. R.-P. Nr. 13 260. 5) D. R.-P. Nr. 18 297. 6) D. R.-P. Nr. 23 25.

dem Durchmesser von 0,43 m einer Geschwindigkeit am Umfange von 146 m entspricht, zu der eine Fallhöhe von 1087 m gehören würde. Um ein Gleiten des den Betrieb vermittelnden Riemens auf der Riemenscheibe *R*

Fig. 38.

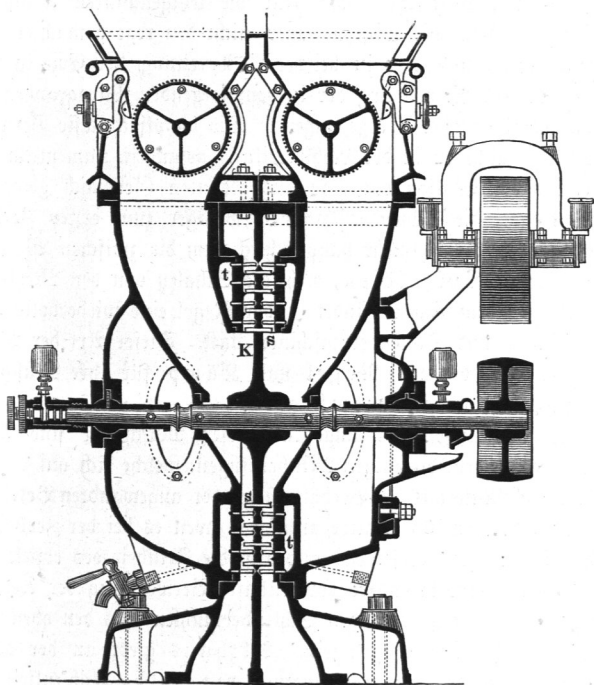


zu verhindern, ist die besondere Spannrolle *S* angebracht, welche einer um die Axe *A* concentrischen Verstellung befähigt ist.

In welcher Weise die Scheibe *K* mit ihren Stiftreihen zwischen den am Gehäuse festen Gegenstiften arbeitet, ist aus der Figur ersichtlich, auch er-

kennt man daraus, wie die Ase beiderseits durch die Stopfbüchsen *a* in das Gehäuse eintritt, so daß an diesen Stellen der Zutritt der äußeren Luft zu dem Gehäuse verhindert ist. Ebenso geschieht die Zuführung des Mahlgutes unter Luftabschluß, indem in den das Getreide aufnehmenden Kumpf *O* eine Speisewalze *W* eingelegt ist, durch deren langsame Drehung eine mehr oder minder große Menge eingeführt werden kann, je nach dem Zwischenraume, welchen man zwischen der Walze und der verstellbaren Klappe *L*

Fig. 39.



anordnet. Der Zweck dieses Luftabschlusses wurde bereits oben in der Verringerung des Luftwiderstandes erkannt.

Um die einseitige Wirkung auf die Scheibe und die Ase möglichst zu vermeiden, werden diese Maschinen von den Erfindern auch doppelwirkend, nach Fig. 39, gebaut. Hier ist die Scheibe *K* beiderseits mit Schlagstöcken *s* versehen, denen entsprechend das Gehäuse mit den festen Gegenstiften *t* ausgerüstet ist. Auch die Zuführung ist zu beiden Seiten angebracht, und man kann in Folge hiervon auf derselben Maschine verschiedene Posten Schrot verarbeiten. Spätere Anordnungen derselben Fabrikanten zeigen die

Scheiben mit einer Anzahl von Ventilatorflügeln versehen, durch deren Wirkung Luft aus Oeffnungen angesaugt werden soll, die einer Regulirung befähigt sind, so daß nur eine bestimmte Luftmenge angesaugt wird, die dazu dient, die zerkleinerten Materialien durch ein Ausgangsrohr aus dem Gehäuse zu entfernen.

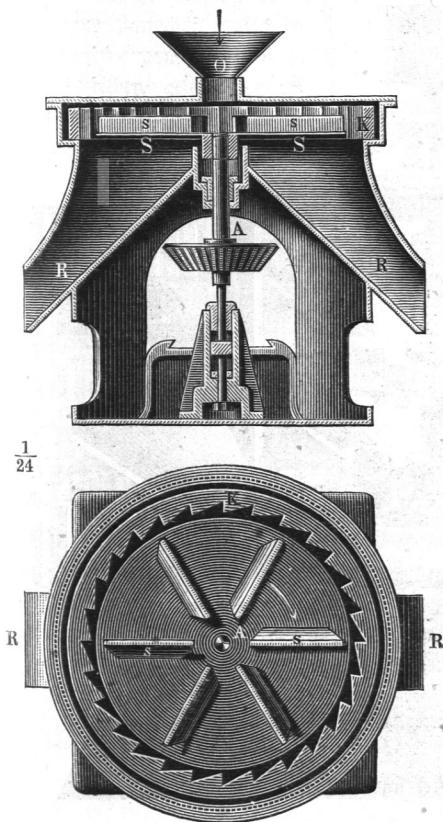
Nach den gemachten Erfahrungen eignen sich die bisher besprochenen Stiftmaschinen nur für die Zerkleinerung von Stoffen geringerer Härte, da sie ihrer Construction nach durch sehr feste Körper, wie Mineralien, leicht einer Beschädigung ausgesetzt sind. Für die letztgenannten Stoffe haben diese Schleudermühlen mit Stiften daher nicht den rege gemachten Erwartungen entsprochen, und man ist bei der Aufbereitung der Erze in Hüttenwerken mehr zu der Anwendung der in dem folgenden Paragraphen zu besprechenden Ausführungen übergegangen. Die hauptsächlichste Verwendung haben die Stiftmaschinen in der Mehlobereitung gefunden, namentlich seitdem man dabei von den Walzen einen so ausgedehnten Gebrauch gemacht hat. Man benutzt dabei die Schleudermaschinen weniger zum ersten Zerkleinern der Getreidekörner, als vielmehr hauptsächlich, um die zwischen Walzen vorgequetschten Körner aufzulösen, d. h. die Schalen von den Mehlsheiden zu trennen. Zu dem Zwecke findet in der Regel eine wiederholte Anwendung von Walzen und Schleudermaschinen statt. Dieser Art der Wirksamkeit entspricht auch die von Nagel und Kämp für ihre Maschine gewählte Bezeichnung als *Dismembrator*.

Ueber den eigentlichen Wirkungsgrad dieser Maschinen sind Angaben nicht bekannt geworden, diejenigen Mittheilungen, welche sich auf die Menge des zerkleinerten Materials im Verhältniß zu der angewandten Betriebskraft beziehen, sind deswegen als relative anzusehen, weil es bei der Zerkleinerung wesentlich auf den Grad derselben, also auf die Feinheit des erzielten Productes ankommt. Eine besonders vortheilhafte Verwendung der Arbeit zum Zwecke der Zerkleinerung wird den Schleudermühlen aus den oben angegebenen Gründen nicht nachzusagen sein. Althaus giebt an der oben angeführten Stelle an, daß zur Zerkleinerung von 500 kg Kohlenklein in der Minute die Schleudermühle 15 Pferdestärken gebrauchte, während ein Quetschwalzwerk für den gleichen Zweck nur 5 Pferdestärken an Betriebskraft erfordert. Der hauptsächlichste Vortheil dürfte darin bestehen, daß diese Maschinen nur einen im Verhältniß zu ihrer Leistung geringen Raum beanspruchen; die große Geschwindigkeit der Axen wird immer ein erheblicher Uebelstand dieser Maschinen bleiben, welcher ihre Betreibung nur bei der solidesten Ausführung und bei der besten Bedienung möglich erscheinen läßt.

§. 17. **Stehende Schleudermühlen.** Rittinger war der erste, welcher der Schleudermühle eine zur Zerkleinerung auch härterer Körper,

wie Mineralien und Erze, geeigneterer Form gab, indem er die wenig widerstandsfähigen Stifte durch Schienen ersetzte, welchen die Aufgabe zuertheilt wurde, die Masse mit großer Geschwindigkeit nach außen zu werfen. Das Zerschellen der Materialien soll dann an den Wandungen des Mantels geschehen, welcher die mit den Schienen versehene, auf einer schnell umgedrehten Ase angebrachte Scheibe umgiebt. Diese Ase hat eine aufrechte Stel-

Fig. 40.



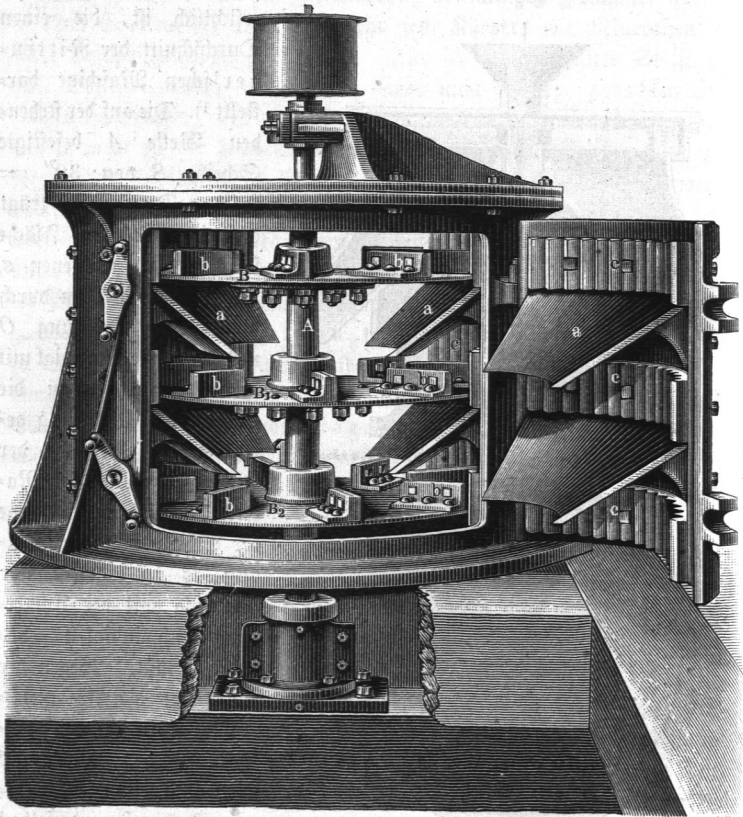
lung, wie aus Fig. 40 ersichtlich ist, die einen Durchschnit der Rittinger'schen Maschine darstellt <sup>1)</sup>. Die auf der stehenden Welle A befestigte Scheibe S von 30" = 0,79 m Durchmesser trägt auf ihrer oberen Fläche sechs radiale Schienen s, welche das von oben durch die mittlere Oeffnung O niederfallende Material mit herunnehmen, wenn die Scheibe in Umdrehung gesetzt wird. Vermöge der Fliehkraft wird dieses Material nach dem Umfange der Scheibe befördert, welchen es in tangentialer Richtung mit der Umdrehungsgeschwindigkeit selbst verläßt. Wegen der rings um die Ase gleichmäßig stattfindenden Zuführung des Materials wird auch ein gleichmäßiges Auswerfen desselben am ganzen Umfange der

Scheibe eintreten, wodurch eine größere Wirksamkeit zu erreichen ist, als bei den vorstehend besprochenen liegenden Maschinen. Die Scheibe S ist ringsum von einem gußeisernen Mantel umgeben, der innerlich mit Zähnen von solcher Querschnittsform versehen ist, daß die gegen diese Zähne geschleuderten

<sup>1)</sup> Lehrb. d. Aufbereitungskunde von P. v. Rittinger, 1867.

Körper einem Zerschellen unterliegen. Durch den Zwischenraum zwischen diesem Mantel und der Scheibe kann das genügend zerkleinerte Material hindurchfallen und gelangt durch die beiderseits angebrachten Abfallrinnen *R* zum Austrag. Der Zwischenraum zwischen dem Zahnkranz *K* und der Scheibe *S* ist je nach dem Grade der Zerkleinerung und nach der Größe der zu zerkleinernden Stücke 25 bis 50 mm weit zu halten. Ueber die

Fig. 41.



Wirksamkeit dieser Maschine giebt Rittinger an, daß eine Geschwindigkeit von 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute oder eine Umfangsgeschwindigkeit von 33 bis 40 m in der Secunde selbst für die härtesten Substanzen, wie Quarzstücke, genügend ist, um eine Zertrümmerung hervorzubringen. Mit einer Pferdekraft wurde stündlich eine Menge von 240 Pfd. = 135 kg quarzhaltiger Bleierzgrauen von 6 mm Korngröße zu Mehl von 1,5 mm Größe vermahlen. Von dem der Maschine vorgelegten Material wird nur

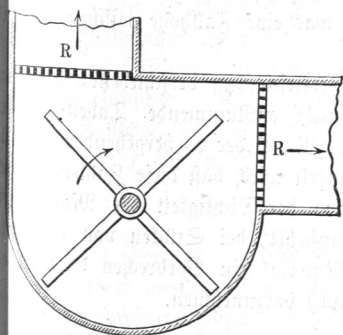


die Hälfte in Mehl verwandelt, während die andere Hälfte von Neuem aufgegeben werden muß.

Um auch in dieser Maschine, wie bei den oben besprochenen, eine wiederholte Zerkleinerung zu erzielen, hat Vapart<sup>1)</sup> derselben die aus Fig. 41 ersichtliche Einrichtung gegeben. Auf der stehenden Welle *A* sind über einander drei Scheiben *B* angebracht, von denen jede mit den Leisten *b* zur Ausschleuderung des auf die Scheibe fallenden Materials versehen ist. Der die Maschine staubdicht umschließende Mantel ist innerlich mit gerippten Hartgußringen *c* armirt, gegen welche das Material geschleudert wird. Die Aufgabe desselben geschieht durch eine im oberen Deckel befindliche Eintragsöffnung, und das zwischen der obersten Scheibe *B* und ihrem Rippenringe hindurchtretende Material gelangt durch kegelförmige Einsätze *a* auf die darunter befindliche Scheibe *B*<sub>1</sub>, deren Leisten von Neuem eine Ausstreuerung bewirken, so daß an dem mittleren Rippenringe ein wiederholtes Zerschellen stattfindet. In derselben Weise wird im unteren Ringe nochmals die Zerkleinerung vorgenommen, worauf das auf den Boden gelangte Material durch eine mit der unteren Scheibe verbundene Scharre nach der Austragsöffnung befördert wird. Die Bewegung wird der Axe durch die auf ihrem oberen Ende befestigte Riemenscheibe mitgetheilt. Um eine leichte Zugänglichkeit zu dem Inneren der Maschine zu ermöglichen, ist der Mantel mit zwei um Scharniere drehbaren Thüren versehen.

Man hat auch sonst noch Schleudermaschinen in solcher Art ausgeführt, daß darin das durch die Leisten rotirender Wellen nach außen geschleuderte Material

Fig. 42.



an dem Umfange des Gehäuses einem Zerschellen unterworfen ist. So wendet Mart in<sup>2)</sup> eine liegende Trommel an, auf deren Umfange mehrere schraubenförmig gewundene Leisten angebracht sind, welche das Material gegen den eisernen Mantel werfen, der nur in seinem unteren Theile mit hervorragenden Rippen versehen ist. Die Maschine von Schiffner<sup>3)</sup> zeigt eine horizontale Welle mit vier darauf befestigten, unter rechtem Winkel zu einander gestellten Wurfblättern, welche das Gut gegen die Wandung eines cylindrischen Mantels werfen, der an einer oder an zwei Stellen bei *R*,

Fig. 42, mit Kasten versehen ist, dessen Zwischenräume dem genügend zerkleinerten Mahlgute den Austritt gestatten.

Alle die hier betrachteten Schleudermaschinen, bei denen die kreisenden Theile nicht zum Zerkleinern, sondern nur als Wurfblätter zu dienen haben,

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 364. <sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 8025. <sup>3)</sup> D. R.-P. Nr. 1291.



während das eigentliche Zerschellen an festen Theilen stattfindet, sind der Natur der Sache nach viel besser geeignet, die Zerkleinerung harter und widerstandsfähiger Stoffe zu bewirken, als die leichter einer Beschädigung unterworfenen Stiftnmaschinen. Demgemäß haben sich diese Maschinen in vergleichsweise kurzer Zeit eine ausgedehnte Anwendung verschafft, indem man mit denselben die verschiedensten Substanzen, wie Erze, Kohlen, Kalksteine, Cement, Thon, Formsand u. s. w. zerkleinert. Gleichzeitig dienen diese Maschinen sehr wirksam zur innigen Mengung verschiedener Stoffe mit einander.

Ueber die Verhältnisse der Bapart'schen Maschine giebt die folgende Zusammenstellung Aufschluß, welche der diese Maschinen ausführenden Maschinenfabrik von G. Mehler in Aachen zu danken ist.

Nr.	Durchmesser des Cylinders	Umdrehungen pr. Minute	Kraftverbrauch
1	1,750 m	450 bis 600	12 bis 15 Pferdekraft
2	1,300	600 „ 800	8 „ 12 „
3	1,050	750 „ 1000	5 „ 6 „
4	0,800	1000 „ 1250	3 „ 4 „

Diesen Angaben gemäß ist die Umfangsgeschwindigkeit der Schleuderseiben zwischen 40 und 55 m gelegen, was einer Fallhöhe zwischen 82 und 154 m entspricht.

Ueber die Leistungsfähigkeit bei der Zerkleinerung verschiedener Materialien enthält die folgende, derselben Quelle entstammende Tabelle nähere Mittheilungen, welche sich auf die unter Nr. 2 der vorhergehenden Tabelle angegebene Maschine beziehen, wozu bemerkt wird, daß diese Zahlen je nach der Größe der aufgegebenen Stücke und der Dichtigkeit der Materialien erheblich schwanken, und daß es sich empfiehlt, bei Stücken von mehr als Faustgröße und hartem oder zähem Material ein Vorbrechen durch einen Steinbrecher (s. den folgenden Paragraph) vorzunehmen.

	Kilogr. pr. Stunde
Feuerfeste Steine . . . . . zu 3 bis 4 mm Korn	3000 bis 4000
Feuerfeste Steine . . . . . ganz fein	2500 „ 3000
Sehr harter Kohlen sandstein . . . zu 3 bis 4 mm Korn	3000 „ 3500
Chamotte steine . . . . . 1 „	2000 „ 2500
Gebrennte Thonerde . . . . . 1 „ 2 „	3000 „ 3500

		Kilogr. pr. Stunde
Thonschiefer . . . . .	zu 3 mm Korn	2000 bis 3000
Steingut . . . . .	1 bis 2 " "	2000 " 3000
Kalkstein . . . . .	1 " "	2000 " 3000
Harter, gebrannter Cement . . . . .	4 " 5 " "	3000 " 4000
Harter, gebrannter Cement . . . . .	ganz fein	1000 " 1200
Blauer, harter Flußspath (Glasfluß) zu 5 bis 6 mm Korn		4000 " 5000
Schwefelkies . . . . .	1 " "	1000 " 2000
Glas . . . . .	1 " 2 " "	2000 " 3000
Stückblende . . . . .	ganz fein	3000 " 4000
Graupenerz . . . . .	ganz fein	3000 " 4000
Quarz mit Stückblende . . . . .	zu 1 bis 2 mm Korn	2000 " 3000
Weißbleierz (hartes Conglomerat) . . . . .	1 " "	4000 " 5000
Bleiglanz in Stücken . . . . .	2 " "	3000 " 4000
Körniger Bleiglanz . . . . .	2 " "	3000 " 4000
Granit . . . . .	1 " "	1000 " 2000
Arsen . . . . .	ganz fein	1000
Feldspath . . . . .	ganz fein	2000 " 3000
Feldspath . . . . .	etwas gröber	3000 " 4000
Formsand (Siebsand) . . . . .	27 Maschen pr. 1 D.-Zoll	2000 " 3000
Getrocknetes Blut . . . . .	ganz fein	1500 " 2000
Gedörrtes Horn, Feder, Knochen zu Düngerzwecken, ganz fein		1500

Die in den beiden vorhergehenden Zusammenstellungen enthaltenen Resultate lassen erkennen, daß die zum Betriebe der Schleudermaschinen erforderliche Arbeit erheblich größer ist, als diejenige, welche zur bloßen Geschwindigkeitsertheilung nöthig sein würde. Nimmt man z. B. die größte angegebene Leistung pro Stunde, also von 5000 kg in der Minute und die ebenfalls größte Umfangsgeschwindigkeit von 55 m, entsprechend 154 m Fallhöhe, an, so gehört zum dreimaligen Erheben dieses Gewichtes von 5000 kg auf die Höhe von 154 m nur eine mechanische Arbeit von

$$3 \cdot 5000 \cdot 154 = 2\,310\,000 \text{ mkg} \text{ oder von } \frac{2\,310\,000}{60 \cdot 60 \cdot 75} = 8,55 \text{ Pferdekraft.}$$

Da aber der wirkliche Verbrauch zu 12 Pferdekraft angegeben ist, so ergibt sich hieraus ein erheblicher Verlust an Arbeit, welcher zum Theil durch die Zapfenreibungen und den Luftwiderstand, zum Theil auch durch die Reibung der Materialien an einander und den Schleuderscheiben veranlaßt wird. Ueber den erstgenannten Antheil würde die Betriebskraft einigen Anhalt geben, welchen die Maschine im Leergange erfordert.

**Steinbrecher.** Von den bisher besprochenen Zerkleinerungsmaschinen, §. 18. welche die Zertrümmerung der Materialien durch den Stoß bewirken,

unterscheiden sich die Steinbrecher, sowie die weiter unten zu besprechenden Walzwerke in Betreff ihrer Wirkungsweise wesentlich, insofern sie das Zerdrücken oder Zerquetschen der Stoffe durch starken Druck erreichen. Die Steinbrecher, oder wie man sie wohl passender bezeichnet hat, Maulbrecher, zermalmten die zu zerkleinernden Stoffe in dem Maul eines kräftigen Zängwerkes, von dessen beiden Backen in der Regel die eine feststeht, während die andere vermöge der ihr ertheilten schwingenden Bewegung ersterer abwechselnd genähert und wieder von ihr entfernt wird. Bei dieser Näherung wird der zwischen die Backen eingebrachte Körper einer Pressung unterworfen, welche die Zertrümmerung zur Folge haben muß, sobald sie das Maß der Festigkeit des Materials übersteigt. Streng genommen ist die Wirkung dieser Maschinen zwar nicht als ein reines Zerdrücken anzusehen, indem durch die Gestalt der Backenoberflächen zuweilen auch ein Durchbrechen der Stoffe bewirkt werden kann, sobald nämlich vermöge dieser Gestalt der zu zerkleinernde Körper nur in einzelnen Punkten angegriffen wird. In vielen Fällen ist es die Absicht, eine derartig brechende Wirkung vorzugsweise hervorzurufen, wenn es sich nämlich darum handelt, unter möglichster Vermeidung der Mehlbildung, Stücke von bestimmter Größe zu erhalten, was beispielsweise bei der Darstellung des Schotter's für den Straßenbau immer beabsichtigt wird. Andererseits wieder kann die Mehlbildung dadurch wesentlich befördert werden, daß man den beiden Backen neben der gedachten Bewegung noch eine relative Verschiebung gegen einander ertheilt, wodurch eine reibende Wirkung herbeigeführt wird, wie sie vornehmlich in den weiter unten zu besprechenden Mühlen auftritt.

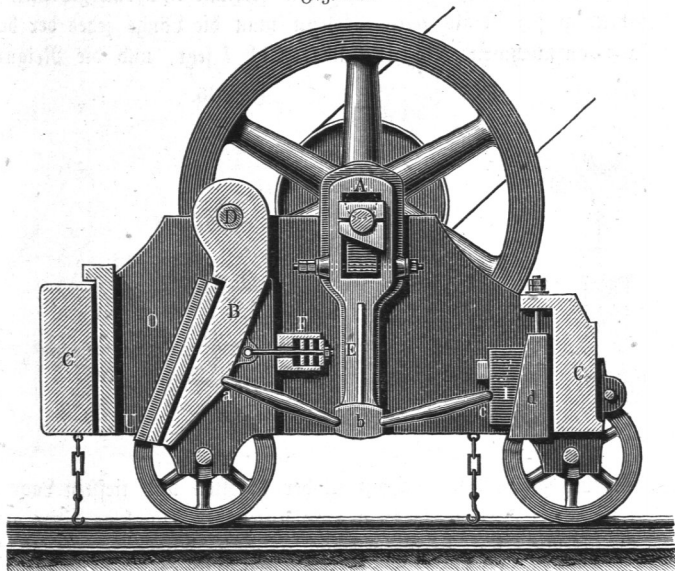
Die Steinbrecher sind von W. Blake in New-Haven erfunden und seit dem Jahre 1858 bekannt. Von der ursprünglichen Art der Ausführung dieser Maschinen ist man in der neueren Zeit mehrfach abgewichen, hat aber immer die eigenthümliche Art des Zermalmens in einem Zangenmaule beibehalten, welche etwa mit der Wirkungsweise der gewöhnlichen Rußknacker verglichen werden kann. Eine ältere Construction des Steinbrechers <sup>1)</sup> zeigt Fig. 43. Die bewegliche Backe *B* ist hier an der kräftigen Axe *D* angebracht, um welche ihr eine schwingende Bewegung mittelst des Kniehebels getriebes *abc* ertheilt wird. Dieses Kniegelenk wird von der schnell rotirenden Kurbelwelle *A* mittelst der Schubstange *E* bewegt, deren Ende den Köpfen der Knieschenkel als Stütze dient. Bei jeder Umdrehung der Kurbel wird in Folge dieser Anordnung die Backe eine Schwingung hin und zurück vollführen, wobei die von oben in das Maul bei *O* eingebrachten Körper dem gedachten Zusammendrücken ausgesetzt sind, so lange die bewegliche Backe *B* sich der festen *C* nähert. Das hierdurch zerkleinerte Mate-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1865.

rial fällt bei dem Zurückgehen der Backe *B* durch den zwischen beiden Backen unterhalb verbleibenden Spaltraum, und es ist ersichtlich, daß man durch entsprechende Regulirung der Weite dieses Spaltes bis zu gewissem Grade die Größe der gebildeten Bruchstücke feststellen kann. Diese Regulirung der Spaltweite ist bei der abgebildeten Maschine durch die Verstellbarkeit des hinteren Stützagers *l* mittelst des Keiles *d* ermöglicht, durch Anheben des Keiles wird offenbar das Stützager *l* der Zange genähert und somit der Zwischenraum bei *U* verringert.

Um auch die Größe der Schwingung verändern zu können, was in dem Falle wünschenswerth ist, wenn die Maschine bald sprödere, bald zähere

Fig. 43.



Stoffe zerkleinern soll, hat man die Einrichtung so getroffen, daß das Stützager *b* für die Kniegelenk auf der Schubstange einer geringen Verstellung fähig ist, wie dies in der durch Fig. 44 (a. f. S.) angedeuteten Weise zu erreichen ist. Das Stützager hat hier die Gestalt der auf der cylindrischen Schubstange *E* verschieblichen Hülse *b* erhalten, welche durch entsprechende Verlegung der bei *e* und *h* gezeichneten Unterlegscheiben mehr oder minder von *A* entfernt werden kann. Welchen Einfluß die hierdurch zu verändernde Länge der Schubstange auf die Größe des Schwingungswinkels der Brechbacke hat, läßt sich am einfachsten aus der Fig. 45 (a. f. S.) erkennen.

Es bedeute hier *c* den festen Stützpunkt des Kniegelenkes, welches in seiner gestreckten Lage durch *abc* dargestellt sein mag. Denkt man sich den

die beiden Enden der Knieſchenkel aufnehmenden Kopf der Schubſtange aus der höchſten Lage in  $b$  um eine gewiſſe Größe  $bb_1 = 2r$  geſenkt, worin  $r$  den Kurbelarm vorſtellen möge, ſo gelangt das Kniegelenk in die Lage  $a_1 b_1 c$ , indem  $b$  in dem Kreisbogen um  $c$  ſich bewegt, während der Endpunkt  $a$  in einem Bogen um die Schwingungsaxe  $D$  der Brechbacke geführt wird. Die ſeitliche Verſchiebung der Backe iſt daher durch die Größe  $aa_1$  dargeſtellt. Würde man dagegen die Schubſtange um die Größe  $bb_1$  verlängern, ſo daß die höchſte Lage des Knies durch  $a_1 b_1 c$  dargeſtellt iſt, ſo gelangt daſſelbe bei dem Niedergange der Schubſtange um dieſelbe Größe  $bb_1 = b_1 b_2 = 2r$  in die durch  $a_2 b_2 c$  vorgeſtellte Lage, und der Ausſchlag des Backenhebels iſt dann durch den Abſtand  $a_1 a_2$  ausgedrückt, welcher erheblich größer iſt als  $aa_1$ . Wenn man die Länge jedes der beiden gleich lang anzunehmenden Knieſchenkel gleich  $l$  ſetzt, und die Neigungs-

Fig. 44.

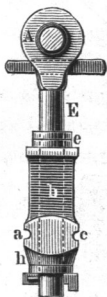
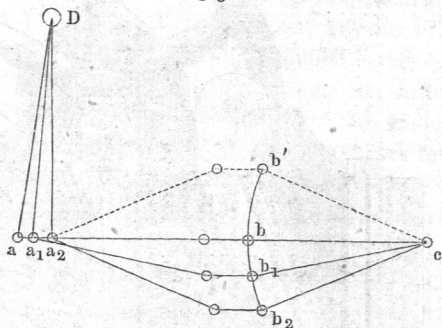


Fig. 45.



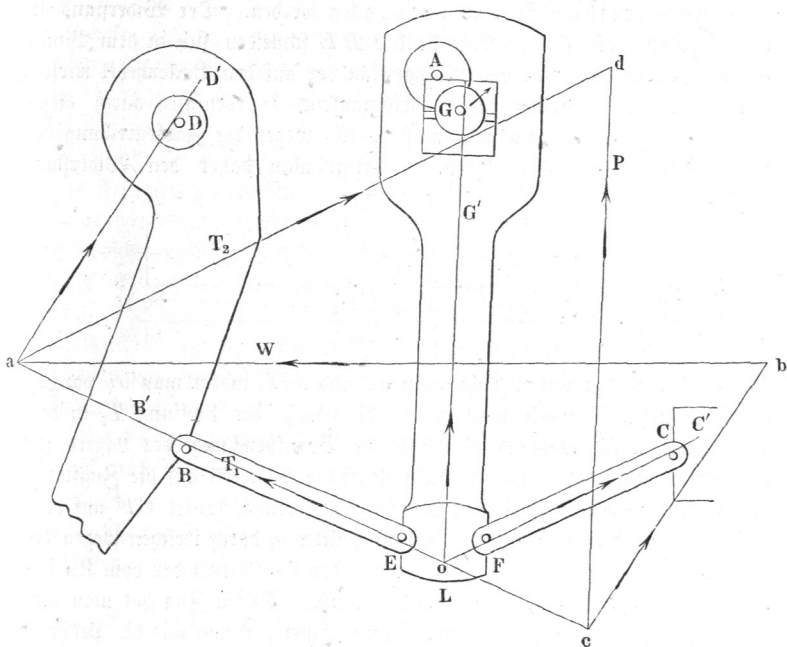
winkel derſelben gegen den Horizont in der höchſten und tieffſten Lage mit  $\alpha$  und  $\beta$  bezeichnet werden, ſo kann man unter der Annahme einer geradlinigen Verſchiebung des Brechhebeldes in  $a$  den Ausſchlag daſelbſt hinreichend nahe gleich  $2l(\cos \alpha - \cos \beta)$  ſetzen, ein Ausdrück, welcher mit wachſenden Werthen von  $\alpha$  und  $\beta$  zunimmt.

Selbſtſtredend wird die von dem Knie auf den Backenhebel durch eine beſtimmte Schubkraft der Schubſtange ausgeübte Druckkraft um ſo geringer ausfallen, je größer der Ausſchlag gewählt wird, und es iſt ebenfalls erſichtlich, daß man den Ausſchlag der Backe um ſo größer anzunehmen hat, je zäher die zu zerkleinernenden Körper ſind. Die Erfahrung hat es beſtätigt, daß trockene und ſpröde Steine nur einen kleinen Ausſchlagwinkel des Brechbackens erfordern, während feuchte und verwitterte Materialien einen größeren Hub verlangen. Für die gewöhnlichen Fälle der Anwendung, in denen meiſtens Material von nahezu derſelben Beſchaffenheit zu zerkleinern iſt, fällt daher die Nothwendigkeit einer Veränderung des Ausſchlages fort. In

fast allen Fällen ordnet man das Getriebe so an, daß die höchste Lage des Knies durch die gestreckte Stellung  $abc$  gegeben ist, nur ausnahmsweise hat man auch eine Einrichtung gewählt, vermöge deren ein Durchschlagen des Knies über die gestreckte Stellung hinaus, also in der Figur zwischen  $b$  und  $b'$ , stattfindet; in diesem Falle erzielt man die doppelte Anzahl von Schwingungen des Baakens, welcher nun für je eine halbe Umdrehung der Welle einmal hin und zurück bewegt wird.

Auch von der Art der Kraftübersezung durch das Kniegelenk erlangt man am einfachsten ein Bild durch eine graphische Darstellung nach Fig. 46.

Fig. 46.

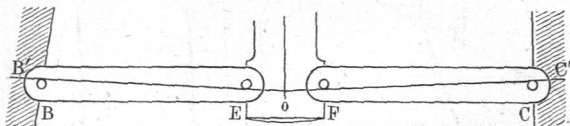


In derselben stelle  $BEFC$  das Kniegelenk vor, welches durch die Schubstange  $GL$  der Kurbel  $AG$  bewegt wird und auf den Baakenhebel  $DB$  wirkt. Es möge nach einem beliebig zu wählenden Kräftemaßstab  $ab = W$  die Größe des Widerstandes darstellen, welcher von dem zu zerkleinernden Material auf den Brechbaaken in der horizontalen Richtung ausgeübt wird. Auf den Baaken wirkt dann die Pressung des Knieschenkels  $BE$  in einer Richtung, welche man durch die Mittlen der cylindrischen Stützzapfen  $B$  und  $E$  gehend zu denken hätte, sobald eine Reibung daselbst nicht auftreten würde. Wegen der Reibung hat man aber die Richtung der Druckkraft so



anzunehmen, daß sie von jeder der Zapfenmitten in einem Abstände  $fr$  verbleibt, wenn unter  $r$  der Zapfenhalbmesser und unter  $f$  der Reibungscoefficient verstanden wird, wie dies aus der einfachen Beziehung folgt, wonach mit Rücksicht auf die Reibung die Wirkung irgend zweier in relativer Bewegung gegen einander befindlichen Körper immer um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungsfläche abweichen muß. Man kann sich daher hier und in allen ähnlichen Fällen der um die Zapfenmitten mit dem Halbmesser  $fr$  beschriebenen Kreise bedienen, indem man nur die Druckrichtungen tangential an diese Kreise gerichtet anzunehmen hat; für einen solchen Kreis mag der in Th. III, 1, Anhang, dafür angenommene Name Reibungskreis im Folgenden beibehalten werden. Der Widerstand  $W$  und die Druckkraft  $T_1$  des Knieschenkels  $BE$  schneiden sich in dem Punkte  $a$ , und es muß daher für das Gleichgewicht der auf den Backenhebel wirkenden Kräfte die Reaction des Schwingzapfens  $D$  ebenfalls durch diesen Schnittpunkt  $a$  gehen, und zwar muß dieselbe wegen der Zapfenreibung den Reibungskreis von  $D$  berühren. Zerlegt man daher den Widerstand

Fig. 47.



$W = ab$  nach den beiden Richtungen  $ac$  und  $aD'$ , indem man  $bc$  parallel mit  $D'a$  zieht, so erhält man in  $ac$  die Größe der Pressung  $T_1$  in dem Knieschenkel  $BE$ , während  $cb = R$  die Beanspruchung des Lagers für den Schwingzapfen  $D$  angiebt. Die Pressung  $T_1$  wirkt auf die Zugstange  $GL$  und begegnet sich mit der von dem anderen Schenkel  $CF$  auf diese Stange ausgeübten Pressung  $T_2$  in dem Punkte  $o$ , durch welchen wegen des Gleichgewichtes der auf die Zugstange wirkenden Kräfte auch der vom Kurbelzapfen  $G$  ausgeübte Zug hindurchgehen muß. Diesen Zug hat man tangential an den Reibungskreis von  $G$  anzunehmen, ebenso wie die Pressung  $T_2$  die beiden Reibungskreise von  $F$  und  $C$  berühren muß. Daher erhält man durch die Zerlegung von  $ac = T_1$  nach den Richtungen von  $oG'$  und  $oC'$  in dem Dreiecke  $acd$  die Zugkraft in der Schubstange durch  $cd = P$  ausgedrückt, während  $ad = T_2$  die Pressung in dem Knieschenkel  $FC$  darstellt, welche durch das Gestell der Maschine aufgenommen werden muß.

Man ersieht aus der Figur sogleich, daß die zur Ueberwindung eines bestimmten Widerstandes  $W$  in der Zugstange erforderliche Kraft um so kleiner ausfällt, je stumpfer der Winkel  $B'oC'$  der beiden Knieschenkel ist, d. h. je mehr sich das Knie der gestreckten Lage nähert. Die Fig. 47 läßt auch die Verhältnisse der Kräfte für den Zustand der gestreckten Lage des



Knies erkennen. Während unter Wegfall der Reibungen in dieser Stellung die beiden Schenkelkräfte in dieselbe Mittellinie fallen würden, wobei sich also für die geringste Zugkraft der Stange ein unendlich großer Seiten-  
druck in den Knieschenkeln ergeben müßte, so hat man wegen der Reibung die Kraftrichtungen  $B'o$  und  $C'o$  unter einem Winkel  $B'oC' = \omega$  anzunehmen, welcher sich aus der Figur genügend nahe durch die Beziehung ergibt:  $\cos \frac{\omega}{2} = \frac{2fr}{l}$ . In Folge hiervon ermittelt sich das zwischen  $P$  und  $T$  für diesen gestreckten Zustand des Knies geltende Verhältniß zu  $\frac{P}{2T} = \cos \frac{\omega}{2} = \frac{2fr}{l}$ , also ist  $T = P \frac{l}{4fr}$ . Man ersieht aus diesem Ausdrucke, daß für eine möglichst große Kraftüberetzung der Zapfenhalbmesser  $r$  im Verhältniß zur Schenkellänge  $l$  thunlichst klein anzunehmen ist; dem entsprechend sind auch die Zapfen des Knies bei dem Steinbrecher, Fig. 43, nur sehr dünn gemacht, und man sucht in der Regel durch eine möglichst große Breite der Schenkel nach der Richtung der Axe die genügende Festigkeit zu erzielen.

Das vorstehend gezeichnete Diagramm läßt auch direct die Beanspruchung des Maschinengestelles der Richtung und Größe nach erkennen. Man ersieht z. B., daß der Gestellrahmen der Maschine durch die bedeutende horizontale Componente der Schenkelpressungen auf Zerreißen angegriffen wird. Mit Rücksicht auf diese bedeutende Anstrengung auf Zug, für welche das Gußeisen nur geringe Widerstandsfähigkeit besitzt, haben daher die Gestellrahmen der Steinbrecher sehr kräftige Querschnittsabmessungen zu erhalten. Es kann bemerkt werden, daß man auch vorgeschlagen hat, diese Schenkelkraft  $T$ , anstatt durch den Gestellrahmen  $C$  in Fig. 43, durch zwei schmiedeeiserne Zugstangen aufzunehmen, welche einerseits mittelst eines Querstückes das Stützlager für den Knieschenkel aufnehmen und sich andererseits gegen den festen Brechbacken stützen.

Der Betrieb der Steinbrecher erfolgt meistens durch Riemen von einer §. 19. vorhandenen Betriebswelle aus, nur wenn eine solche nicht zur Verfügung steht, bringt man wohl eine kleine Dampfmaschine<sup>1)</sup> an dem Gestell des Steinbrechers an, deren Schwungradwelle direct mit dem Krummzapfen des Steinbrechers versehen wird, so daß der letztere ebenso viele Spiele macht, wie die Dampfmaschine. Die Anzahl der Umdrehungen beträgt im Durchschnitt etwa 200 in der Minute, der Ausschlag des Brechbackens richtet sich, wie schon bemerkt wurde, nach der Beschaffenheit der zu zerkleinernden Materialien und beträgt immer nur wenige Grad. Da der Kniehebel nur

<sup>1)</sup> Der praktische Maschinenconstrueteur von Uhl and, 1869, 211 u. 1877, 310.

die Bewegung des Backens nach der einen Richtung veranlassen kann, so ist für das Zurückziehen des letzteren eine besondere Anordnung getroffen, sehr häufig in der aus Fig. 43 ersichtlichen Art, daß eine Bufferfeder *F*, welche beim Vorwärtsgange zusammengepreßt worden, durch ihre Spannung mittelst einer Zugstange den Backenhebel zurückzieht. Bei anderen Bauarten hat man auch wohl das Zurückziehen des Backens einem besonderen Hebel übertragen, während bei denjenigen Maschinen, welche unter Weglassung des Kniegelenkes den Brechbacken durch directen Angriff der Kurbel bewegen, diese letztere natürlich auch das Zurückziehen besorgt.

In jedem Falle ist die Kurbelwelle des Steinbrechers mit einem genügend großen Schwungrade zu versehen, wenn die Wirkung in beabsichtigter Weise vor sich gehen soll. Das Schwungrad hat hierbei weniger den Zweck, einen möglichst gleichmäßigen Gang der Maschine zu bewirken, als vielmehr hauptsächlich denjenigen, die Wirkung auf das zu zertrümmernde Material vermöge der aufgespeicherten mechanischen Arbeit gegen Ende jedes Vorganges wesentlich zu unterstützen. Wollte man bei einem durch einen Riemen bewegten Steinbrecher das Schwungrad fortlassen, so hätte der Riemen den ganzen zum Zermalmen des Materials erforderlichen Zug, wie er sich durch eine Ermittlung nach Fig. 46 ergibt, auszuüben. Es würde hierbei gar leicht ein Gleiten des Riemens auf der Riemenscheibe eintreten, so daß die Maschine zum Stillstand käme, sobald ein Material von hinreichend großer Widerstandsfähigkeit zwischen den Brechbacken befindlich wäre. Das Vorhandensein des Schwungrades beseitigt diesen Uebelstand in leicht ersichtlicher Weise. Sobald nämlich bei dem Vorwärtsgang des Brechbackens der Widerstand des zu zermalmenden Materials so groß geworden ist, daß der Riemenzug allein nicht mehr ausreichend zur Ueberwindung dieses Widerstandes ist, stellt sich im Gange der Maschine zunächst eine Verzögerung ein, während welcher die in dem Schwungrade in Form von lebendiger Kraft angesammelte mechanische Arbeit dazu verwendet wird, denjenigen Betrag herzugeben, um welchen die Arbeit des Widerstandes größer ist, als die von dem Riemen in dieser Zeit ausgeübte. Diese Verzögerung dauert so lange, bis der Widerstand auf einen solchen Betrag herabgesunken ist, daß er durch die Wirkung des Riemens allein überwunden wird, und wenn, wie dies bei dem Rückgange des Backens immer der Fall ist, eine noch weitergehende Abnahme des Widerstandes sich einstellt, so wird die überschießende Kraft des Riemens zu einer Beschleunigung des Ganges der Maschine verwendet, welche so lange andauert, bis der Umfang der Riemenscheibe dieselbe Geschwindigkeit, wie der von der Betriebswelle kommende Riemen angenommen hat. Von diesem Augenblicke an hört natürlich jede weitere Beschleunigung auf, der Riemen überträgt nicht mehr die ganze Kraft, welche er zu übertragen vermag, sondern nur so viel, wie zur Ueberwindung des kleiner gewordenen

Widerstandes gerade nöthig ist, und die Geschwindigkeit der Maschine bleibt unverändert bis zum Wiedereintritte des gedachten Augenblickes, in welchem der wieder angewachsene Widerstand von dem Riemen allein nicht mehr überwunden werden kann. Die Geschwindigkeit der Maschine ist daher im regelmäßigen Gange zwischen zwei Grenzwertthen veränderlich, welche für den Abstand gleich 1 m von der Axe mit  $\omega_1$  und  $\omega_2$  bezeichnet werden mögen. Ist noch  $M$  die auf den Abstand gleich 1 m reducirte Masse der Schwungradwelle nebst Zubehör, so berechnet sich die bei jedesmaligem Spiele der Maschine von dem Schwungrade ausgegebene und wieder aufgenommene lebendige Kraft zu  $M \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = L$ . Es ist an sich klar, daß die Ver-

änderlichkeit der Geschwindigkeit  $\omega$  um so geringer ausfällt, je größer die Masse  $M$  gemacht wird.

Wollte man das Schwungrad weglassen, so würde der Betrieb nur zu ermöglichen sein, wenn man dem Riemen solche Breite und Spannung geben wollte, vermöge deren er im Stande wäre, den Widerstand des Brechbackens auch in seinem größten Betrage zu überwinden, und zwar würde er einen demgemäßen großen Zug dann bloß während der immer nur kurzen Dauer dieses größten Widerstandes ausüben, welche dem Verschieben der Materialtheile auf einander zugehört. Während der weitaus größten Dauer eines Spieles dagegen hätte der Riemen nur mit erheblich geringerer Kraft zu arbeiten, und für den ganzen Rückgang hätte er nur die schädlichen Widerstände in der Maschine zu überwinden. Man würde daher bei einer solchen Anordnung, abgesehen von der großen Ungleichförmigkeit des Ganges, eines Riemens von übermäßig großer Breite und Spannung bedürfen, welche Anordnung in mehr als einer Hinsicht mangelhaft wäre. Bei der Anwendung eines hinreichend schweren Schwungrades dagegen kommt man mit einem Riemenbetriebe aus, welcher nur so bemessen sein muß, daß er für jede Umdrehung der Kurbel gerade nur diejenige Arbeit zu übertragen vermag, welche zu einem Spiele des Zangenbackens erforderlich ist.

Ein geringes Gleiten des Betriebsriemens wird zwar auch bei der Anwendung des Schwungrades nicht zu vermeiden sein, denn das letztere kann nach dem Vorstehenden seine Wirkung nur vermöge der betrachteten Schwankungen der Geschwindigkeit zwischen  $\omega_1$  und  $\omega_2$  äußern. Wenn daher die größere Geschwindigkeit  $\omega_1$  diejenige ist, bei welcher die Riemscheibe im Umfange mit der Geschwindigkeit des von der Transmissionswelle kommenden Riemens rotirt, so muß selbstredend bei der kleineren Geschwindigkeit ein geringes Gleiten des Riemens sich bemerklich machen, eine Eigenthümlichkeit, welche für alle derartigen Arbeitsmaschinen gilt, die wegen veränderlichen Widerstandes mit einem Schwungrade versehen werden.

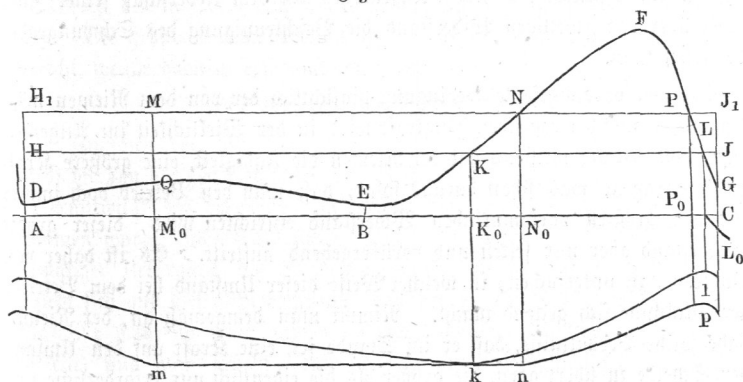
Aus den vorstehenden Betrachtungen ergibt sich nun eine wichtige Folgerung für die Construction der Maschine, namentlich für die Entscheidung der Frage, inwiefern der Kniehebel oder ein ähnliches Getriebe, welches eine bedeutende Kraftübersetzung ermöglicht, für den Steinbrecher nöthig ist. Man erkennt leicht, daß ein solches Getriebe für die beabsichtigte Wirkung keineswegs erforderlich ist und ganz entbehrt werden kann, wenn das Schwungrad nur die genügende Größe hat, weil in diesem Falle die Ueberwindung des Widerstandes unter allen Umständen erfolgen muß. Ist nur einerseits der Riemen vermöge seiner Breite und Spannung befähigt, während jeder Umdrehung eine Arbeit auf die Welle zu überführen, die gleich der zu einem Spiele des Backens erforderlichen ist, und ist andererseits das Schwungrad groß genug, um die Veränderung der Geschwindigkeit auf das als zulässig zu erachtende Maß herabzuziehen, so wird die Bewegung in der gewünschten Weise vor sich gehen, auch wenn man das Kniegelenk ganz wegläßt und die Kurbelstange direct an dem Brechbacken wirken läßt, da die Zwischenschaltung des Kniehebels oder eines wie auch immer gearteten Getriebes an dem Verhältniß der übertragenen und verbrauchten Arbeiten nichts zu ändern vermag. Demgemäß hat man denn auch bei vielen neueren Steinbrechern die gedachte Anordnung des directen Angriffs der Kurbel mit Vortheil zur Anwendung gebracht, wobei eine wesentliche Vereinfachung der Construction erzielt worden ist, die bei dem schnellen Gange dieser Art von Maschinen erheblich ins Gewicht fällt. Da hierbei wegen der in Wegfall kommenden Begrenzung des Kniegelenkes der Kurbelarm von geringerer Länge sein darf, als bei der Anwendung des Kniegelenkes, so hat man die Kurbel bei diesen Maschinen einfach durch einen excentrischen Zapfen ersetzen können, welcher in sicherer Construction zwischen den Lagern der Welle seinen Platz finden kann. Daß bei dieser Bauart die Nothwendigkeit entfällt, für die Zurückführung des Brechhebels eine besondere Vorkehrung anzuwenden, wurde bereits oben erwähnt.

§. 20. Um sich von der Wirkung des Schwungrades bei den vorliegenden und allen derartigen Arbeitsmaschinen eine Anschauung zu verschaffen, kann man sich der Fig. 48 bedienen.

Hierin stellt die wagerechte Strecke  $AC$  den zu einer geraden Linie gestreckten Umfang der Riemscheibe vor, und es möge die eine Hälfte  $AB$  dem Zurückziehen und die andere Hälfte  $BC$  dem Vorwärtsgehen des Backenhebels entsprechen. Denkt man sich die sämmtlichen schädlichen und Nutzwiderstände der ganzen Maschine für jede Stellung auf den Umfang der Riemscheibe reducirt, und die dadurch erhaltenen reducirtten Widerstände in den zugehörigen Punkten des Weges  $AC$  als Ordinaten aufgetragen, so erhält man eine krumme Linie ungefähr von der Gestalt, wie die mit  $DEFG$

bezeichnete sie zeigt. Der dem leeren Rückgange entsprechende Theil  $DE$  fällt hierbei, auch wenn man die Widerstände während dieses Rückganges als nahezu constant ansehen wollte, doch nicht mit der Ase  $AC$  parallel aus wegen des vorhandenen Kurbelgetriebes, worüber auf das in Th. III, 1 Gesagte verwiesen werden kann. Während des Vorgehens wird der Widerstand fortwährend steigen und wie die Linie  $EKFG$  zeigt, den größten Arenabstand kurz vor Beendigung des Vorganges erreichen. Es ist deutlich, daß die Fläche  $ADEFGCA$  die zu einem vollen Spiele der Maschine nöthige mechanische Arbeit vorstellt, welche Arbeit während einer Umdrehung auf die Welle durch den Riemen zu übertragen ist. Man nehme nun zunächst an, dem Riemen seien solche Verhältnisse, insbesondere also eine solche Breite und Spannung gegeben, daß er eine durch  $AH$  dargestellte Kraft

Fig. 48.



auf den Scheibenumfang zu übertragen befähigt ist, so daß das Rechteck  $AHJC$ , also das Product aus dieser Kraft in den ganzen Scheibenumfang, gerade gleich der für ein Spiel aufzuwendenden Arbeit sein soll. Es ist dann deutlich, daß von der dem Schnittpunkte  $K$  entsprechenden Stellung der Maschine an dieser Zug des Riemens nicht mehr zur Bewältigung des Widerstandes ausreicht und von da ab das Schwungrad unterstützend einwirken wird, und zwar wird von demselben in jedem Augenblicke gerade der jeweilige Betrag an Kraft hergegeben werden, um welchen der Widerstand den Riemenzug überwiegt. Die durch die lebendige Kraft des Schwungrades hergegebene Arbeit ist daher durch die Fläche  $KFL$  vorgestellt, und ein ebenso großer Betrag an Arbeit muß dem Schwungrade seitens des Riemens auf demjenigen Wege wieder ertheilt werden, welcher bis zur demnächstigen Wirkung des Schwungrades in  $K$  durchlaufen wird. Diese Arbeit wird in der Figur durch die beiden Flächen  $LJG + DHKED$  dar-

gestellt. Unter der gemachten Voraussetzung, daß der Riemen gerade die erforderliche Kraft, aber keine größere übertragen könne, muß dann hinsichtlich der einzelnen Flächen in der Figur die Beziehung gelten:

$$KFL = L JG + DHKED.$$

Um auch über die Art der Geschwindigkeitsveränderung ein Urtheil zu gewinnen, ist in der Figur unter der Arc  $AC$  an jedem Punkte die zugehörige Geschwindigkeit eingetragen gedacht. Nach dem Vorangegangenen muß die größte Geschwindigkeit  $\omega_1 = K_0 k$  an der Stelle  $K$  sich einstellen, wo die beschleunigende Wirkung durch den Riemen aufhört und das Schwungrad seine unterstützende Kraft einzusetzen hat. Die geringste Geschwindigkeit andererseits entspricht dem Punkte  $L$ , in welchem der Widerstand gerade wieder auf die Größe des Riemenzuges herabgegangen ist, so daß der Riemen von diesem Punkte an in jedem Augenblicke mit dem Ueberschuß seiner Zugkraft über den jeweiligen Widerstand die Beschleunigung des Schwungrades bewirken kann.

Die hier vorausgesetzte Bedingung hinsichtlich der von dem Riemen möglicherweise zu übertragenden Zugkraft wird in der Wirklichkeit im Allgemeinen nicht erfüllt; meistens hat der Riemen die Fähigkeit, eine größere Kraft zu übertragen, was schon daraus folgt, daß man den Betrieb doch immer für den größten vorkommenden Widerstand einrichten wird, dieser größte Widerstand aber nur selten und vorübergehend auftritt. Es ist daher von Interesse, zu untersuchen, in welcher Weise dieser Umstand bei dem Betriebe der Maschine sich geltend macht. Nimmt man demgemäß an, der Riemen habe solche Verhältnisse, daß er im Stande sei, eine Kraft auf den Umfang der Scheibe zu übertragen, die größer als die eigentlich nur erforderliche und in der Figur durch  $AH_1$  ausgedrückt ist. Die Geschwindigkeit des Riemen soll aber ebenso groß vorausgesetzt werden wie zuvor. Zunächst ist ersichtlich, daß der Punkt  $N$  nunmehr derjenige ist, welcher den Beginn der unterstützenden Wirkung des Schwungrades kennzeichnet, denn so lange der Widerstand nicht größer ist, als der möglicherweise von den Riemen ausübende Druck, wird man annehmen müssen, daß der Riemenzug auch in jedem Augenblicke in dem erforderlichen Betrage zur Wirkung kommt. In gleicher Weise geht aus der Figur hervor, daß die Verzögerung des Schwungrades in dem Punkte  $P$  ihr Ende erreicht, und daß die von dem Schwungrade abgegebene Arbeit durch die Fläche  $NFP$  gemessen wird, also kleiner ausfällt als vorher. Nimmt man an, daß in beiden Fällen dieselbe Schwungradmasse vorhanden sei, so fällt natürlich auch jetzt die Veränderung der Geschwindigkeit kleiner aus als zuvor, es sinkt die Geschwindigkeit jetzt von dem Betrage  $\omega_1 = N_0 n$  etwa nur auf denjenigen  $\omega_2 = P_0 p$ . Umgekehrt könnte man zur Erzielung desselben Ungleichförmigkeitsgrades mit einer entsprechend



kleineren Schwungmasse sich begnügen, sobald man den Riemen stärker macht. Eine solche Anordnung ist aber nicht zu empfehlen, da die aus einem übermäßig großen Riemenzuge hervorgehenden Uebelstände in jedem Falle erheblicher sind, als die durch ein leichteres Schwungrad erkaufte Vortheile.

Selbstredend wird in dem jetzt betrachteten Falle auch die von dem Riemen an das Schwungrad wieder zu überführende Arbeit geringer ausfallen, was man sich in folgender Art erklären kann. Von der durch den Punkt  $P$  gegebenen Stellung an, welche der kleinsten Geschwindigkeit der Maschine entspricht, wird der Riemen mit dem Ueberschusse seines Zuges über den Widerstand so lange eine Beschleunigung hervorrufen, als die Geschwindigkeit noch kleiner ist als  $\omega_1$ ; mit Erreichung dieses Werthes hört jede weitere Beschleunigung auf, und der Riemen übt nunmehr nur einen Zug gleich der Größe des in jedem Augenblicke gerade zu überwindenden Widerstandes aus. Die größte Geschwindigkeit  $\omega_1 = M_0 m$  ist in einer Stellung  $M_0$  erreicht, welche dadurch bestimmt wird, daß

$$NFP = PJ_1 G + DH_1 MQD$$

ist. Zwischen den Punkten  $M_0$  und  $N_0$  ist die Größe des Riemenzuges durch die zugehörigen Ordinaten der Fläche  $M_0 Q EN N_0$  festgesetzt. Wegen der Elasticität des Riemens, auf welche hier nicht besonders Rücksicht genommen wurde, findet natürlich in Wirklichkeit nicht ein plötzlicher, sondern allmählicher Uebergang des Riemenzuges von  $M_0 M$  auf  $M_0 Q$  statt. Es ergibt sich aus dieser Betrachtung, daß die größte Geschwindigkeit  $\omega_1$  der Maschine während einer langen Dauer, nämlich auf dem Wege  $M_0 N_0$  auftritt, und man ersieht, daß diese größte Geschwindigkeit fortdauernd vorhanden sein würde, wenn der Riemen solche Verhältnisse erhalten hätte, vermöge deren er einen Zug gleich dem größten auftretenden Widerstande auszuüben vermöchte.

Wenn die Bewegung des Steinbrechers direct durch eine damit verbundene Dampfmaschine erfolgt, so hat man bei der Verzeichnung des betreffenden Diagramms für die Beschleunigung des Schwungrades die in Th. III, 1 angegebenen Bemerkungen zu beachten.

Von besonderer Wichtigkeit für die Wirkungsweise der Steinbrecher ist die §. 21. Form und Lage der Backen. Da dieselben einer starken Abnutzung unterworfen sind, so trifft man die Anordnung immer so, daß besondere, leicht auszuwechselnde Platten von Hartguß eingelegt werden, deren Dauer trotz ihrer Härte bei Zerkleinerung harter Materialien meist nur eine kurze ist. Diese Platten sind niemals eben gestaltet, sondern entweder mit wellenförmig gerippten Oberflächen nach Fig. 49 (a. f. S.), oder mit hervorstehen-



den Erhöhungen nach Fig. 50 versehen, welche durch eingesezte Stahlzähne gebildet werden können. Diese vorstehenden Rippen oder Zähne, welche mit Rücksicht auf die Durchführung des Materials nicht quer, sondern meistens abwärts gerichtet sind, bewirken eine Zerkleinerung, welche mehr in einem Zerbrechen als in einem Zermalmen des Materials besteht. Da nämlich die Hervorragungen des einen Brechbadens gegen diejenigen des anderen derartig versetzt sind, daß immer einer Vertiefung des einen Badens eine Erhöhung des anderen gegenübersteht, so wird ein zwischen diese Zähne gelangender Körper *K*, Fig. 50, durch den Angriff in einzelnen Punkten in ähnlicher Art beansprucht, wie ein auf den Stützen *a* und *b* aufliegender und in *c* belasteter Balken. In Folge hiervon wird das erlangte Product

Fig. 49.

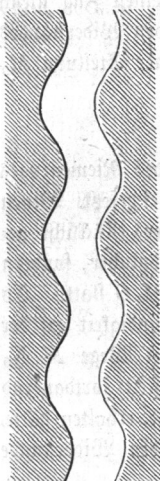


Fig. 50.

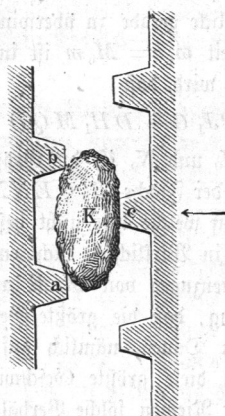
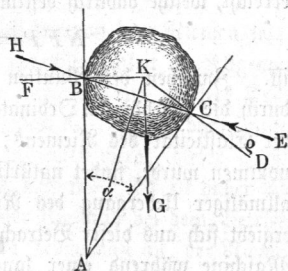


Fig. 51.



weniger aus feinem Mehle als vielmehr aus größeren Bruchstücken bestehen, und in vielen Fällen ist gerade die Erzeugung eines solchen Productes unter möglichster Vermeidung der Mehlbildung von Wichtigkeit. Aber auch, wenn eine vollständige und möglichst weit gehende Zerkleinerung in der Absicht liegt, wird doch in der Regel der Steinbrecher nur zum Vorbrechen benutzt, und man betraut andere Maschinen mit dem vollständigen Kleinhacken der von dem Steinbrecher erhaltenen Stücke, indem der letztere seiner ganzen Anordnung und Wirkungsweise nach zu einer weitgehenden Verfeinerung des Materials wenig geeignet ist. In solchem Falle verwendet man Brechbänke mit den wellenförmig geriffelten Flächen nach Fig. 49, deren Wirksamkeit augenscheinlich eine mehr zerdrückende als zerbrechende ist, und zwar erzeugen derartig geformte Bänke um so mehr Mehl, je flacher

die Wellen des Querschnittes sind, je mehr sich also die Form der Maulflächen der ebenen anschließt.

Auch die Stellung der beiden Backen gegen einander ist für die Wirkungsweise der Steinbrecher von besonderer Bedeutung. Vermöge der schwingenden Bewegung der einen Backe ist der Neigungswinkel der Maulflächen von veränderlicher Größe und erreicht seinen höchsten Werth im vollständig geschlossenen Zustande des Mauls. Wenn  $BAC$ , Fig. 51, diesen Winkel vorstellt, und  $K$  ein zwischen die Backen geführter Körper ist, so wird derselbe zweien in den Berührungspunkten  $B$  und  $C$  von den Backen gegen ihn geäußerten Kräften unterworfen sein, welche gegen die Normalrichtungen bis um den Betrag des Reibungswinkels abweichen können, der einem Gleiten des Materialstückes auf den Backen zugehört. Damit nun bei dem Schließen des Mauls der Körper nicht nach oben herausgeworfen werde, was bei dem schnellen Gange der Maschine für die Bedienungsmannschaft gefährlich werden könnte, so müssen jene beiden gedachten Backenpressungen eine Mittelkraft haben, deren verticale Componente kleiner ist als das Eigengewicht des betrachteten Stückes, oder, wenn man dieses Gewicht als klein vernachlässigt, deren Mittelkraft gleich Null ist. Dies ist der Fall, wenn die Backenpressungen in die Verbindungslinie  $BC$  der Berührungspunkte hineingerichtet sind, und man erkennt hieraus die Bedingung, unter welcher das Zurückschleudern des Stoffes vermieden wird. Da der Winkel  $DCE$  oder  $FBH$  nicht größer als der Reibungswinkel  $\varrho$  werden kann, und jeder dieser beiden Winkel gleich dem halben Oeffnungswinkel  $KAB = KAC$  des Mauls ist, so folgt daraus, daß der größte Neigungswinkel der Zangenbacken den doppelten Betrag des Reibungswinkels nicht übersteigen darf, d. h. man hat die Bedingung  $\alpha < 2\varrho$ , wenn  $\varrho$  den Reibungswinkel für das betreffende Material bedeutet, der durch  $\tan \varrho = f$  gegeben ist. Gewöhnlich ist der Winkel  $\alpha$  zwischen  $20^\circ$  und  $25^\circ$  gelegen, so daß hierfür ein Reibungscoefficient  $f = \tan 10^\circ = 0,18$  bzw.  $f = \tan 12^\circ 30' = 0,22$  wenigstens erforderlich ist, wenn kein Zurückwerfen des Materials erfolgen soll.

Von wesentlichem Einflusse auf die Art der Zerkleinerung ist die Richtung der Bewegung, welche dem das Zerdrücken bewirkenden Punkte des beweglichen Backens ertheilt wird. Offenbar bewegt sich jeder Punkt der Backe in einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt in dem Aufhängepunkte des Backenhebels gelegen ist. Wenn dieser Aufhängepunkt, wie in Fig. 52 (a. f. S.), in der Richtung der Backenfläche liegt, so bewegen sich daher sämtliche Punkte der letzteren in zu dieser senkrechten Richtungen und die Zerkleinerung wird wesentlich durch ein Zerdrücken oder Zerbrechen erfolgen. Wenn dagegen die Richtung der Backenfläche nicht durch die Schwingungsaxe hindurchgeht, wie in Fig. 53 u. 54 (a. f. S.), so ist die

Richtung der Bewegung irgend eines Punktes  $B$  der Backe gegen die letztere schräg gerichtet, und zwar in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten. In Folge hiervon ist die Wirkung eine zusammengesetzte, indem durch die zu  $CB$  senkrechte Bewegung ein Zerdrücken angestrebt wird, während die in die Ebene von  $CB$  gerichtete Componente eine wälzende Bewegung des angegriffenen Stückes veranlaßt, in Folge wovon ein Zerkleinern durch Abreiben von Materialtheilchen stattfinden wird. Es ist klar, daß die eine oder die andere Art der Wirkung vorwiegen wird, je nachdem die eine oder die andere Componente die größere ist. Von dem Verhältniß der beiden gedachten Componenten der Bewegung gewinnt man immer am einfachsten eine Vorstellung, wenn man die Drehung des Brechhebels um seine Schwingungsaxe  $A$  ersetzt denkt durch eine ebenso große Drehung um eine andere Aye, die in der Projection  $C$  der Schwingungsaxe auf die Backenfläche  $CB$  angenommen wird. Dies ist bekanntlich immer angängig

Fig. 52.

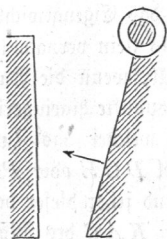


Fig. 53.

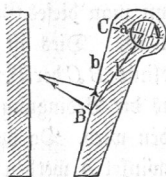
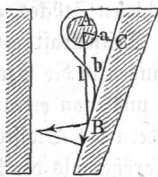


Fig. 54.

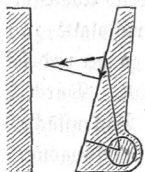


(f. Th. III, 1), sobald man nur der Drehung um den Winkel  $\alpha$  noch eine geradlinige Verschiebung von der Größe  $aa$  hinzufügt, welche senkrecht zu der Verbindungsline  $AC = a$  der beiden Drehaxen gerichtet ist. Bezeichnet  $l$  die Entfernung irgend eines Punktes  $B$  der Backe von der Schwingungsaxe  $A$  und ist  $b$  die Entfernung desselben Punktes von der gedachten Projection  $C$  der Schwingungsaxe, während die letztere den Abstand  $a = AC$  von der Backenebene hat, so bestimmt sich für eine Drehung um den kleinen Winkel  $\alpha$  die Bewegung des Punktes  $B$  zu  $l\alpha$ , und zwar wirkt eine Bewegung  $ba$  auf Zerdrücken des Materials, während die reibend wirkende Bewegung die Größe  $aa$  hat. Die letztere auf Abreiben wirkende Bewegung nimmt daher direct mit dem Abstände  $a = AC$  der Schwingungsaxe von der Backenfläche zu, so daß man diesen Abstand entsprechend groß annimmt, wenn man eine Wirkung durch Abreiben in erhöhtem Maße erzielen will, wie dies aus der Betrachtung einiger Beispiele im Folgenden noch deutlicher werden wird.

Wie schon bemerkt worden, ist die schiebende Bewegung in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten gerichtet. Es wird daher in dem ersteren

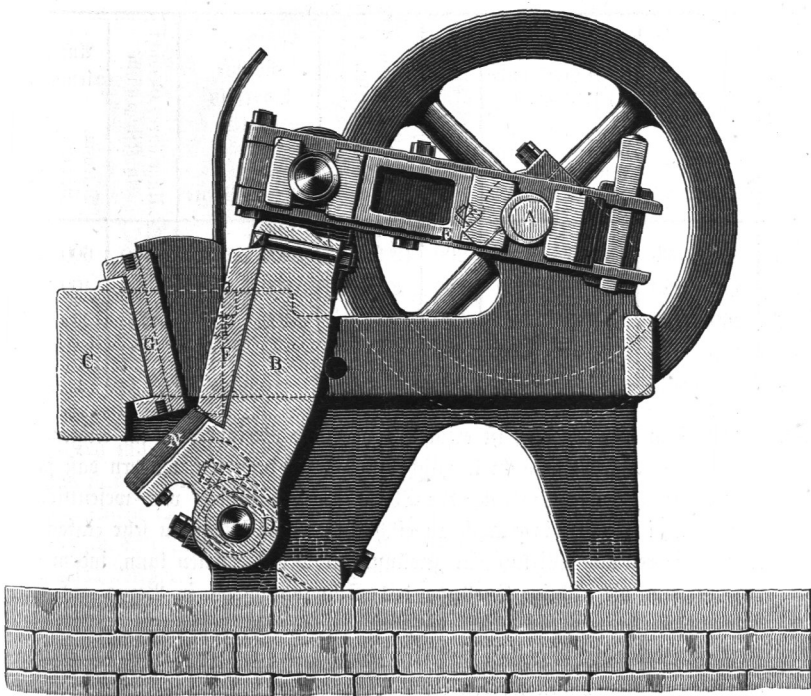
Falle das Bestreben vorhanden sein, die Materialien nach oben hin, also der Einführung entgegen zu wälzen, während in dem Falle der Fig. 54 die wälzende Bewegung nach unten gerichtet ist, so daß der Durchgang des Materials dadurch befördert wird. In dieser Beziehung muß die Bewegungsart nach Fig. 54 derjenigen nach Fig. 53 vorgezogen werden, doch hat die Anordnung nach Fig. 53 den Vorzug, die Einführung des Materials von oben zu erleichtern, da das Maul hierbei nicht wie in Fig. 54 durch die Schwingungsaxe verengt wird. Man kann aber die beiden Vortheile einer bequemen Zuführung und schnellen Hindurchfuhr

Fig. 55.



des Materials durch die in Fig. 55 versinnlichte Bauart mit Anbringung der Schwingungsaxe unterhalb in zweckmäßiger Weise erreichen.

Fig. 56.



In dieser Art ist der Steinbrecher von Mehler gebaut, welcher durch Fig. 56 verdeutlicht wird. Wie schon oben bemerkt wurde, ist hierbei das Kniegelenk ganz weggelassen, und der um den unten angebrachten Zapfen D

schwingende Brechbacken erhält seine Bewegung direct von der durch eine Kröpfung der Schwungradwelle bewegten Schubstange *E*. Die unter der Hartgußplatte *F* angebrachte Gleitfläche *N* dient zur besseren Abführung des gebröckelten Materials. Die Bewegung geschieht durch einen Riemen in gewöhnlicher Weise. Aus der Figur sind die beiden Abmessungen  $a = 160$  mm und  $b = 480$  mm für die Mitte der Brechplatte zu entnehmen; man ersieht daraus, daß die abreibende Bewegung zu der zerdrückenden sich bei der abgebildeten Maschine etwa wie 1:3 verhält. Durch Veränderung des Abstandes *a* des Schwingzapfens von der Backenfläche hat man es dem Vorhergegangenen zufolge in der Hand, die Wirkungsweise je nach der Beschaffenheit des zu brechenden Materials zu verändern. Ueber die Verhältnisse dieser Art von Steinbrechern macht die ausführende Fabrik von C. Mehler in Aachen die in der folgenden Tabelle enthaltenen Angaben:

Nummer	Brechmaul		Ungefähre Leistung pr. Stunde in Kilogr. bei		Umlaufzahl pr. Minute	Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf in Meter		Ungefähres Gewicht in Kilogramm	Antriebsriemenscheiben	
			50 mm Spaltweite	25 mm Spaltweite			Länge	Breite		Durchm. in mm	Breite in mm
1	600	330	12 000	6000	200	12 bis 14	2200	1400	8000	600	150
2	440	220	8 000	4000	200	8 „ 10	1800	1200	4000	400	120
3	320	160	5 000	2500	200	4 „ 6	1400	1000	2200	300	100
4 <sup>1)</sup>	160	80	1 200	600	200	1 „ 2	1100	800	600	250	80

§. 22. Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, daß die Steinbrecher im Allgemeinen eine Zerkleinerung nicht lediglich durch Druck bewirken, sondern daß fast immer die reibende Wirkung der Theile gegen einander von wesentlicher Bedeutung ist. Es wurde auch angeführt, daß man durch ein sehr einfaches Mittel die reibende Wirkung in gewünschtem Maße erzielen kann, indem es sich nur um die richtige Stellung des Schwingzapfens in Bezug auf die Backenfläche handelt. Obwohl die Beschreibung der Maschinen, welche die Zerkleinerung durch Abreiben bewirken, eingehender erst später bei der Mehlbereitung vorgenommen werden wird, so mögen doch hier des einfachen Anschlusses wegen diejenigen Maschinen eine Stelle finden, welche hinsichtlich ihrer Bauart im Wesentlichen mit den vorgedachten Steinbrechern überein-

<sup>1)</sup> Nr. 4 wird auch mit zwei Kurbeln zum Handbetrieb eingerichtet.

stimmen, bei denen aber auf die Erzielung der gedachten abreibenden Wirkung ein besonderes Gewicht gelegt ist.

Hier ist an erster Stelle der von der Maschinenfabrik Humboldt<sup>1)</sup> in Kalk ausgeführte Steinbrecher zu besprechen, welcher durch Fig. 57 der Hauptsache nach dargestellt ist. Hieraus geht zunächst hervor, daß die Maschine insofern als doppelwirkend bezeichnet werden kann, als zwei bewegliche, mit einander fest verbundene Backen  $B_1$  und  $B_2$  den um die Axe  $D$  schwingenden Brechhebel bilden, welcher in ähnlicher Art wie in Fig. 56 durch die Lenkerstange  $E$  der Kurbelwelle  $A$  direct bewegt wird. Der feste Backen  $C$  ist symmetrisch zu beiden Seiten gebildet, so daß jederseits ein Brechmanul entsteht, von welchen immer abwechselnd das eine sich öffnet, wenn das andere sich schließt. Eigenthümlich ist hierbei die Form der Brechbacken im unteren Theile, und es ergibt sich nach dem Vorhergegangenen aus dieser

Fig. 57.

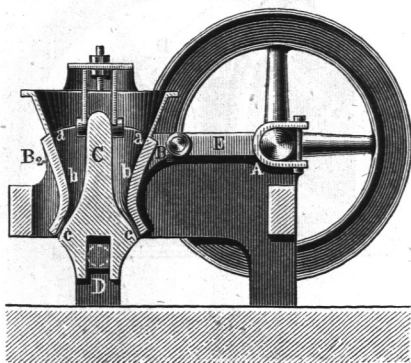
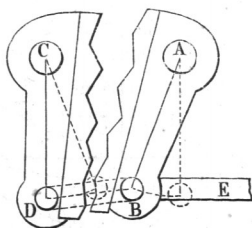


Fig. 58.



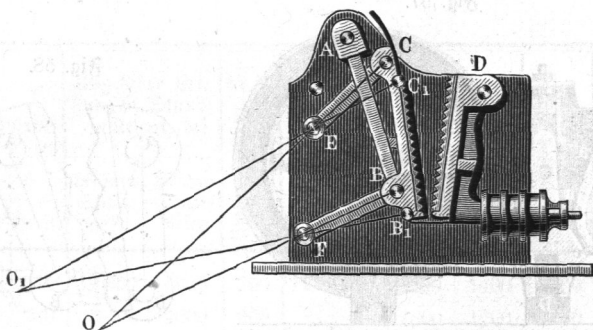
Form die Wirkungsweise der Maschine. Zunächst ist ersichtlich, daß die oberen geradlinig begrenzten Backenflächen  $ab$  eine rein drückende Wirkung äußern müssen, weil dieselben hinreichend verlängert, die Schwingungsaxe  $D$  schneiden. In dem unteren gekrümmten Theile dagegen entfernen sich die Tangenten an die Backenfläche mehr und mehr von der Schwingungsaxe und in dem Punkte  $c$  ist die Richtung senkrecht zu der Verbindungslinie  $Dc$ . Daher wird die abreibende Wirkung nach unten hin stetig zunehmen und in  $c$  die Druckwirkung ganz aufhören. Die Figur zeigt auch, daß die Verschiebung der beweglichen Backe bei dem Schließen nach oben gerichtet ist, wodurch der Durchgang des Materials verlangsamt und eine längere Einwirkung auf dasselbe erzielt wird. Daß bei dieser Anordnung, sowie überall, wo eine besonders große reibende Wirkung erzeugt wird, die Abnutzung der Backen groß ausfällt, ist natürlich.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 1906.



Während bei der vorstehenden Maschine die mehr erwähnte mahrende Wirkung in der einfachsten Weise durch die Form der Backen erreicht wird, giebt es noch eine größere Anzahl anderer Anordnungen, welche die beabsichtigte Verschiebung der Backen auf einander durch eigenthümliche Bewegungsvorrichtungen zu erzielen suchen. So hängt z. B. Alden<sup>1)</sup> die beiden Backen nach Fig. 58 (a. v. S.) an die oberen Schwingzapfen und bewegt die unteren Enden, welche durch einen Fenster *DB* mit einander verbunden sind, gemeinschaftlich durch die Schubstange *E* der Kurbel. Man hat es hier also mit einem Kurbelviereck *ABDC* zu thun, dessen beide Glieder *AB* und *CD* sich in der mittleren Lage am weitesten von einander entfernt haben und sich bei dem Ausfalle nach der einen wie der anderen Richtung einander nähern, so daß bei jeder Kurbeldrehung eine zweimalige Wirkung

Fig. 59.



erreicht wird. Die Riffeln der Backen sind hier quer gestellt, und nehmen nach unten hin an Feinheit zu.

Die Einrichtung und Wirkungsweise der in Fig. 59 angedeuteten Maschine von Wolf<sup>2)</sup> ist leicht verständlich. Hier wird dem beweglichen Backen *CB* durch die beiden, um *E* und *F* drehbaren Fenster *EC* und *FB* eine ganz bestimmte Bewegung vorgeschrieben, sobald die Kurbelstange *AB* den Fenster *FB* in Schwingung versetzt. Die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einem beliebigen Augenblicke ist hier als eine sehr kleine Drehung um das Momentancentrum *O* aufzufassen, welches sich in dem Durchschnittspunkte der zugehörigen beiden Fensterstellungen findet. Die feste Backe *D* lehnt sich bei dieser Maschine gegen einen nachgiebigen Buffer, um bei übermäßig großem Widerstande durch ein Ausweichen des Backens einen Bruch zu verhüten.

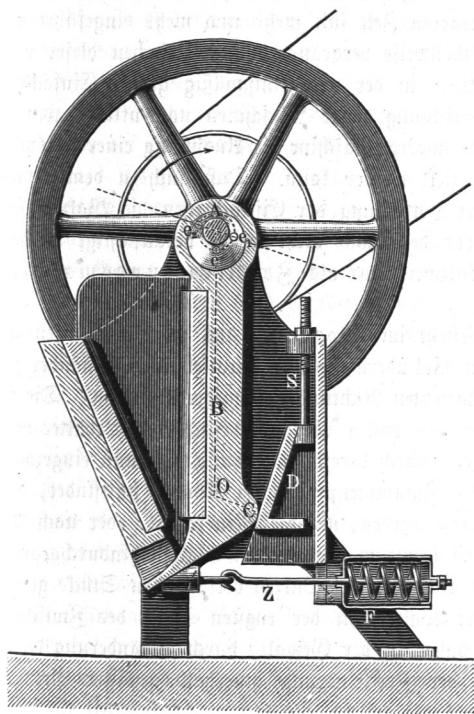
<sup>1)</sup> Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Sal.-Wesen, 1878, S. 132 aus Engineering u. Mining-Journal, 1877, V. XXIV, p. 419. <sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 7483.



Ganz in derselben Weise wirkt die Maschine von Marsden<sup>1)</sup>, nur wird hierbei die Bewegung von der Kurbel aus auf den rückwärts verlängerten oberen Lenker übertragen.

Eigenthümlich ist die Aufhängung des Backenhebels an dem zur Bewegung dienenden Excenter  $e$ , Fig. 60, wie sie von Gruson<sup>2)</sup> gewählt wird. Hierbei führt sich der untere cylindrisch geformte Schwanz  $C$  des Hebels auf einer geneigten Gleitbahn  $D$ , welche durch die Schraubenvorrichtung  $S$  entsprechend verstellt werden kann. Die Feder  $F$  sorgt mittelst der Zugstange  $Z$  für ein stetes Anliegen des Ansatzes  $C$  an  $D$ . Es ist aus der Figur ersichtlich, wie durch eine Drehung des Excenters die Backe nieder-

Fig. 60.



geführt wird, wobei die schiefe Bahn  $D$  eine

Seitwärtsbewegung veranlaßt, wie sie zum Zerdrücken des Materials erforderlich ist. Auch hier muß man die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einer beliebigen Stellung als eine kleine Drehung um den augenblicklichen Drehpunkt auffassen, welchen man in dem Durchschnitt  $O$  der Kurbelrichtung mit der Geraden erhält, die im Berührungspunkte von  $C$  und  $D$  auf der Gleitbahn senkrecht steht. Man ersieht hieraus, daß die Bewegung des Backens in den beiden Kurbelstellungen  $e_1$  und  $e_2$ , welche durch die Endpunkte

des zur Gleitbahn  $D$  senkrechten Kurbeldurchmessers gegeben sind, lediglich in einer Verschiebung in der Richtung der Gleitbahn  $D$  besteht, und daß die Verschiebung des Backens bei dem Schließen des Maules zuerst abwärts

<sup>1)</sup> Engineer., 1885, p. 484. <sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 32343.

dann aufwärts gerichtet ist, wenn die Excenterwelle in der durch den Pfeil ange deuteten Richtung umgedreht wird. Die sonst noch in Anwendung gekommenen Einrichtungen von Steinbrechern werden nach den vorstehenden Bemerkungen einer besonderen Besprechung nicht bedürfen.

§. 23. **Walzen.** Von den Maschinen, welche die Zerkleinerung der Stoffe durch deren Zerdrücken bewirken, findet das Walzwerk die ausgedehnteste Anwendung. Dasselbe eignet sich zur Verarbeitung der verschiedensten Stoffe, man findet es in Hüttenwerken zur Zerkleinerung der Erze, in Ziegeleien und Formereien zum Quetschen des Thones, in Brennerien zum Quetschen der Kartoffeln und des Malzes in Anwendung, in Oelmühlen werden die Samen zwischen Walzen bearbeitet, auch in der Mehlfabrikation haben die Walzen in der neueren Zeit sich mehr und mehr eingeführt und die bisher üblichen Steine theilweise verdrängt. Die Ursachen dieser vielfachen Verwendung sind außer in der verhältnißmäßig großen Einfachheit des Betriebes und der Einrichtung dieser Maschinen namentlich darin zu finden, daß kaum durch eine andere Maschine die Ausübung einer so kräftigen Druckwirkung erzielt werden kann. Daß auch zu dem Zwecke der Formgebung, z. B. zur Herstellung der Eisenschienen die Walzen verwendet werden, soll hier vor der Hand nicht weiter berücksichtigt werden, vielmehr soll hier das Walzwerk nur als Zerkleinerungsmaschine ins Auge gefaßt werden.

Ein solches Walzwerk besteht im Allgemeinen aus zwei aus Eisen gegossenen, glatt abgedrehten Cylindern, welche parallel neben einander gelagert sind und in entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Die zu zerkleinernden Körper fallen aus einem oberhalb befindlichen Behälter oder Kumpfe zwischen die Walzen, durch deren Umdrehung sie dann eingezogen werden, wobei ein so starkes Zusammenpressen der Körper stattfindet, daß dieselben entweder zertrümmert werden, wie die Mineralien, oder nach Art eines Kuchens durch den Zwischenraum zwischen den Walzen hindurchgepreßt werden. Jedenfalls ist die Dicke der die Walzen verlassenden Stücke geringer, als die Entfernung der Walzen an der engsten Stelle des Zwischenraumes, und man hat es daher in der Gewalt, durch Veränderung dieses Zwischenraumes den Grad der Zerkleinerung innerhalb gewisser Grenzen zu reguliren.

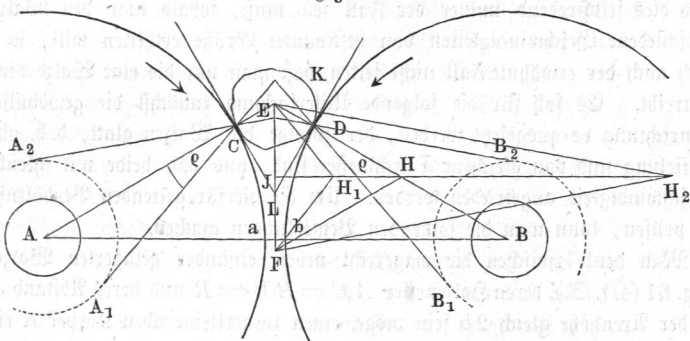
Die Walzen der gewöhnlichen Quetschwerke sind von gleicher Größe und empfangen ihre Bewegung nach entgegengesetzter Richtung mit derselben Geschwindigkeit. Unter dieser Voraussetzung ist die Wirkung im Wesentlichen ein reines Zerdrücken. Wenn man dagegen die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Walzen verschieden groß wählt, sei es durch Anwendung verschieden großer Walzendurchmesser bei gleicher Umdrehungszahl oder um-

gekehrt durch Ertheilung verschiedener Umdrehungsgeschwindigkeiten bei gleichen Durchmessern, so tritt neben der drückenden Wirkung noch eine reibende ein, von welcher man insbesondere bei der Zerkleinerung weicher Stoffe, wie der Samen und Getreide, Anwendung macht. Für gewöhnlich sind die Walzenoberflächen glatt, nur in gewissen Fällen wendet man geriffelte oder mit Cannelirungen versehene Walzen an, um die zerreibende oder mahlende Wirkung zu befördern, ausnahmsweise versieht man die Walzen auch mit hervorragenden Zähnen, um eine brechende Wirkung zu erzielen, namentlich für zerbröckelnde Stoffe von geringer Festigkeit, wie z. B. die Preßkuchen der Oelfabriken. Es ist in Betreff der Wirksamkeit ferner von Belang, ob man, wie angegeben wurde, beide Walzen durch die Betriebskraft in Umdrehung setzt, oder nur die eine Walze antreibt, und es derselben überläßt, die andere Walze vermöge der Reibung mitzunehmen. Wenn auch meistens ein Antrieb auf beide Walzen erfolgt, und dies selbstredend immer der Fall sein muß, sobald man den Walzen verschiedene Geschwindigkeiten von bestimmter Größe ertheilen will, so ist doch auch der erwähnte Fall nicht selten, daß man nur die eine Walze direct antreibt. Es soll für die folgende Untersuchung zunächst die gewöhnliche Einrichtung vorausgesetzt werden, der zufolge die Walzen glatt, d. h. ohne Riffelung und von gleichem Durchmesser sind, und daß beide mit gleicher Geschwindigkeit angetrieben werden. Um die hierfür geltenden Verhältnisse zu prüfen, kann man die folgenden Bemerkungen machen.

Man denke zwischen die wagerecht neben einander gelagerten Walzen, Fig. 61 (a. f. S.), deren Halbmesser  $AC = BD = R$  und deren Abstand  $ab$  in der Arenhöhe gleich  $2b$  sein möge, einen zu zerkleinernden Körper  $K$  eingebracht, von welchem der Einfachheit halber angenommen werde, daß er kugelförmig sei, so daß er die Walzen in zwei Punkten  $C$  und  $D$  berührt, welche in gleicher Höhe über der Arenebene  $AB$  liegen. Stellt man sich zunächst die Walzen ohne Bewegung als vollkommen festgehalten vor, so würde man ein Zerdrücken des Körpers dadurch hervorbringen können, daß man auf denselben eine hinreichend große Kraft lothrecht abwärts wirken ließe. Man hätte sich dann die Walzenoberflächen wie die Flanken eines Keilprismas zu denken, welche mit den Tangenten der Walzen in  $C$  und  $D$  übereinstimmen, und für die zu dem gedachten Zerdrücken erforderliche Kraft die Gesetze in Anwendung zu bringen, welche für den Keil gelten. Wollte man hierbei von der Reibung des Körpers an den Keilflächen absehen, d. h. annehmen, man hätte es mit absolut glatten Flächen zu thun, so wäre die Wirkung der Keilflanken gegen den Körper zu denselben senkrecht, d. h. also in den Richtungen der Radien  $AC$  und  $BD$  anzunehmen. Gesezt, die auf den Körper drückende Kraft sei durch  $EF = G$  dargestellt, so erhielte man aus dem Dreiecke  $EHF$  die Größe jeder Flankenpressung des Keiles zu

$EH = HF$ , und das Loth  $HJ$  stellte den Druck vor, welcher in waagrechter Richtung von jeder Seite auf den Körper ausgeübt würde. Sobald dieser Horizontaldruck die Widerstandsfähigkeit des Körpers erreicht und übersteigt, findet das Zerdrücken statt. Da nun aber die Reibung von erheblichem Einflusse ist, und, wie sich ergeben wird, die Wirkung von Walzwerken gerade nur wegen der auftretenden Reibung möglich ist, so wird man dieselbe entsprechend zu berücksichtigen haben, was im vorliegenden Falle am einfachsten dadurch geschieht, daß man die Flankenpressungen des Keils von den Normalrichtungen um den zugehörigen Reibungswinkel  $\varrho$  abweichen läßt. Man hat sich nämlich immer zu denken, daß, wo zwei Körper auf einander gleiten, für diesen Zustand des Gleitens die zwischen beiden Körpern stattfindende Wirkung genau um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungs-

Fig. 61.



ebene abweichen muß, weil ein Gleiten so lange nicht möglich ist, als diese Wirkung um weniger als der Reibungswinkel beträgt, von der Normalrichtung abweicht. Macht man daher die Winkel  $ACA_1 = BDB_1 = \varrho$ , so erhält man in  $CA_1$  und  $DB_1$  die Richtungen für die Flankenpressungen, und man kann damit parallel die Seiten des Dreiecks  $EH_1F$  zeichnen, so daß nunmehr  $H_1J$  die Horizontalkraft ergiebt, welche ein Zusammenpressen des Körpers anstrebt. Diese Kraft ist natürlich beträchtlich kleiner, als diejenige  $HJ$ , welche ohne Berücksichtigung der Reibung erhalten würde. Der Reibungswinkel  $\varrho$  muß hierbei nach der unteren Seite von  $AC$  und  $BD$  angetragen werden, weil der Körper bei dem mit dem Zerdrücken stattfindenden Gleiten eine abwärts gerichtete Bewegung annimmt, welcher entgegen die Keilflanken mit den aufwärts gerichteten Kräften  $FH_1$  und  $H_1E$  reagiren.

Stellt man sich aber nunmehr vor, die Walzen würden in den durch die Pfeile angezeigten Richtungen umgedreht, so hat man die Richtung

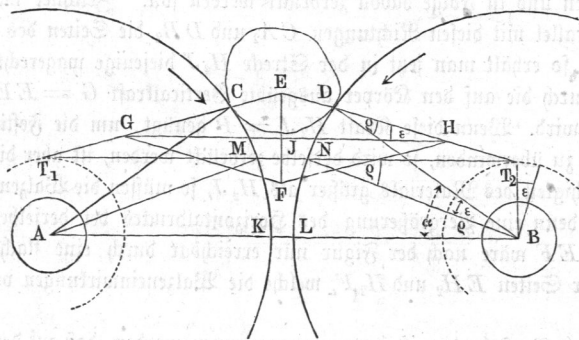
der von den Walzenumfängen ausgeübten Pressungen nach der anderen Seite von der Normalrichtung abweichend anzunehmen, denn denkt man sich, der Körper würde nicht zwischen die Walzen eingezogen, sondern er bliebe an seiner Stelle, so würde durch die Umdrehung der Walzen eine Bewegung von deren Umfängen in  $C$  und  $D$  in den Richtungen  $CL$  und  $DL$  erfolgen. Hieraus erkennt man, daß die Richtung der Walzenwirkung auf den Körper in diesem Falle durch  $A_2C$  und  $B_2C$  gegeben ist, wenn  $ACA_2$  und  $BDB_2$  gleich dem Reibungswinkel  $\varphi$  gemacht werden. Dieser gedachte Zustand des Gleitens wird nun nicht eintreten können, so lange die Wirkung der Walzen um weniger als den Reibungswinkel  $\varphi$  von den Radialen abweicht, und man darf daher die Richtungen  $A_2C$  und  $B_2D$  als die äußersten Grenzen ansehen, innerhalb deren die Reactionen der Walzen noch gelegen sein müssen, wenn das erwähnte Gleiten nicht eintreten, d. h. wenn der Körper durch die Walzen eingezogen und in Folge davon zerdrückt werden soll. Zeichnet man daher auch parallel mit diesen Richtungen  $CA_2$  und  $DB_2$  die Seiten des Dreiecks  $EH_2F$ , so erhält man jetzt in der Strecke  $H_2J$  diejenige wagerechte Kraft, welche durch die auf den Körper ausgeübte Verticalkraft  $G = EF$  hervorgerufen wird. Wenn diese Kraft  $H_2J = P$  genügt, um die Festigkeit des Körpers zu überwinden, so wird derselbe zerdrückt werden, ist aber die Widerstandsfähigkeit des Materials größer als  $H_2J$ , so müssen die Walzenumfänge gleiten, denn eine Vergrößerung des Horizontaldruckes bei derselben Verticalkraft  $EF$  wäre nach der Figur nur erreichbar durch eine flachere Neigung der Seiten  $EH_2$  und  $H_2F$ , welche die Walzeneinwirkungen vorstellen.

In dem Vorstehenden ist immer angenommen worden, daß auf den Körper §. 24. eine bestimmte Verticalkraft  $EF$  wirksam sein soll; thatsächlich tritt eine solche Kraft auch immer auf, wenn dieselbe in der Regel auch nur in dem geringen Eigengewichte des Körpers besteht; ohne dieses Eigengewicht würden die Walzen den Körper gar nicht ergreifen, weshalb denn auch bei den übereinander gelagerten Walzen der Eisenwerke die einzuführende Luppe oder Schiene mit einer gewissen, wenn auch kleinen Kraft vorgeschoben werden muß.

Nach der Figur ist die zur Hervorrufung eines bestimmten, die Festigkeit übersteigenden Druckes  $H_2J$  erforderliche Kraft  $EF$  um so kleiner, je mehr die Richtungen  $H_2E$  und  $FH_2$ , d. h. also die der Walzeneinwirkungen, sich der Horizontalen nähern, und da diese Richtungen wesentlich abhängig sind von der Tiefe, bis zu welcher der Körper von vornherein zwischen die Walzen eintritt, so erkennt man, daß zwischen der Größe des Walzendurchmessers und des Körpers ein ganz bestimmter Zusammenhang bestehen muß, der sich aus der Figur direct ersehen läßt.

Denkt man sich zu dem Ende in allen Punkten des Walzenumfanges die Richtung des Druckes angegeben, in welcher die Walze auf den Körper einwirken kann, so umhüllen alle diese gegen den Radius unter dem Reibungswinkel  $\varrho$  geneigten Strahlen einen zur Walze concentrischen Kreis von dem Halbmesser  $R \sin \varrho$ , wofür man  $fR = R \tan \varrho$  setzen kann, wenn  $f$  den Reibungscoefficienten vorstellt. Dieser Kreis entspricht dem für Zapfen mit dem Namen des Reibungskreises belegten, und es möge der Kürze wegen für ihn dieselbe Bezeichnung auch hier beibehalten werden. In Fig. 62 sind die beiden Reibungskreise der Walzen punktirt eingetragen und an dieselben ist die gemeinsame Tangente  $T_1 T_2$  gezeichnet. Wenn man sich nun vorstellt, der zu zerkleinernde Körper sei bis zu dieser wagerechten Tangente zwischen die Walzen eingetreten, so erkennt man, daß die geringste abwärts gerichtete Kraft, welche auf den Körper wirkt, im Stande sein muß, unend-

Fig. 62.



lich große Seitenkräfte in den horizontalen Richtungen  $MT_1$  und  $NT_2$  hervorzurufen, und daß also ein Körper, welcher bis zu der gedachten Tiefe eingetreten ist, unfehlbar dem Zerdrücktwerden ausgesetzt sein muß, wie groß auch seine Festigkeit dagegen sein möge. Es wird hierbei natürlich vorausgesetzt, daß die zur Umdrehung der Walzen erforderliche Betriebskraft in hinreichender Größe vorhanden ist, die Walzen also nicht stehen bleiben, und auch, daß die Widerstandsfähigkeit der Walzen größer ist, als die des Körpers. Wenn diese letztere Bedingung nicht erfüllt ist, so wird die Umdrehung der Walzen ein Eindringen des härteren Körpers in die weicheren Walzen zur Folge haben. Es erklären sich hieraus zur Genüge die Beulen, welche man häufig in den gußeisernen Kartoffelquetschwalzen der Brennereien entstehen sieht, sobald harte Steine zwischen die weichen Walzen gelangen, auch gründet sich hierauf die Herstellung erhabener gravirter Walzen, sogenannter Molletten, mit Hülfe ver-



tieft gravirter harter Stahlplatten, die zwischen den noch weich gelassenen glatten Moletten hindurchgewälzt werden.

Die Entfernung  $MN = 2a_0$  der beiden Walzen in der gedachten Tangente an die Reibungskreise, also die Größe, welche der Körper hat, wenn er bis zu dieser Tangente in die Walzen eingetreten ist, findet sich nach der Figur leicht durch die Beziehung  $a_0 - b = R - R \cos \varrho = R(1 - \cos \varrho)$ , wenn  $2b$  die Entfernung  $KL$  der Walzen in der Azebene und  $R$  den Walzenhalbmesser bedeutet. Für den letzteren ergibt sich hieraus die Gleichung:

$$R = \frac{a_0 - b}{1 - \cos \varrho}.$$

Der durch diesen Ausdruck bestimmte Werth wird häufig in den Theorien über Walzwerke<sup>1)</sup> als derjenige Halbmesser bezeichnet, welcher den Walzen mindestens zu geben ist, wenn Körper von der Größe  $2a_0$  von den Walzen überhaupt eingezogen werden sollen. Der vorstehenden Darstellung zufolge ist hierbei vorausgesetzt, daß man erstens das Eigengewicht des Körpers außer Acht läßt, und daß man zweitens auch auf diejenige Zusammenpressung keine Rücksicht nimmt, die der Körper in dem Augenblick schon erlitten hat, in welchem die Pressung auf ihn bereits bis zu dem Betrage gestiegen ist, durch dessen Ueberschreitung die Zertrümmerung erfolgt. Diese beiden Vernachlässigungen mögen zulässig sein für sehr harte und feste, wenig zusammendrückbare Stoffe, wie die Erze, dagegen ist bei weicheen Körpern, wie Kartoffeln und Getreide, die Zusammenpressbarkeit von nicht unwesentlichem Einflusse. Man kann die obige Formel gelten lassen, wenn man unter  $2a_0$  die Größe des Körpers in dem betrachteten Zustande der Zusammenpressung bis nahe zur Zerstörung versteht. Will man auch den Einfluß des Eigengewichtes in Rechnung bringen, so ist zu bemerken, daß mit Rücksicht hierauf der Körper von den Walzen schon in einer höheren Lage  $CD$  erfaßt wird, welche dadurch festgestellt ist, daß in dem zugehörigen Parallelogramm der Kräfte  $EHFG$  die verticale Diagonale  $EF$  das Eigengewicht  $G$  und die halbe horizontale Diagonale  $HJ$  die zum Zerdrücken des Körpers erforderliche Kraft  $K$  vorstellt. Es bestimmt sich daher der Winkel  $EHJ = \varepsilon$  durch

$$\tan \varepsilon = \frac{EJ}{HJ} = \frac{G}{2K'}$$

und man sieht, daß diejenigen Punkte  $C$  und  $D$  der Walzen, in denen der Körper mit Sicherheit erfaßt wird, in dem Winkelabstande  $DBL = \varrho + \varepsilon$  von den horizontalen Halbmessern  $AK$  und  $BL$  gelegen sind. Im Allge-

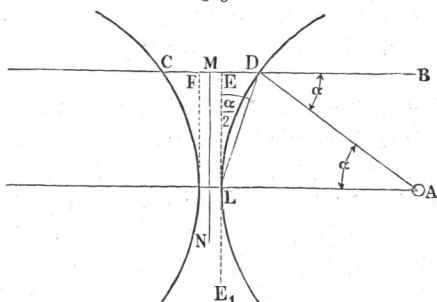
1) S. u. A. Rittinger, Lehrbuch der Aufbereitungskunde.



meinen wird der Winkel  $\varepsilon$  nur sehr klein sein, da das Eigengewicht  $G$  der Körper in den meisten Fällen gegen die zu der Zerkleinerung erforderliche Druckkraft  $K$  nur unbedeutend ist.

Es ist nach dem Vorstehenden auch leicht, die Größe des für ein bestimmtes Material erforderlichen Walzendurchmessers durch eine Zeichnung festzustellen. Zu dem Ende trägt man auf der wagerechten Geraden  $CD$ , Fig. 63, zu jeder Seite der lothrechten Mittellinie  $MN$  die Größen  $ME = MF = b$  und  $MD = MC = a$  an, und zieht durch  $E$  die lothrechte Linie  $EE_1$ , welche eine Tangente an den Walzenumfang sein muß. Der Mittelpunkt  $A$  der Walze muß auf der Geraden  $DA$  liegen, welche durch  $D$  unter einem Winkel  $BDA = \alpha$  gegen die Horizontale gelegt ist, wobei man  $\alpha = \varrho$  oder mit Berücksichtigung des Eigengewichtes  $\alpha = \varrho + \varepsilon$  anzu-

Fig. 63.



nehmen hat. Um den Mittelpunkt  $A$  auf dieser Linie zu finden, hat man nach einem bekannten Satze der Geometrie nur durch  $D$  eine Gerade  $DL$  zu legen, welche mit der verticalen Tangente  $EE_1$  einen Winkel gleich dem halben Centriwinkel  $\frac{\alpha}{2}$  bildet, dann

findet man den gesuchten Walzenmittelpunkt in der durch den Schnitt  $L$  gelegten Horizontallinie.

Bezeichnet man das Verkleinerungsverhältniß  $\frac{2b}{2a}$ , d. h. das Verhältniß des Walzenabstandes  $2b$  zu dem Durchmesser  $2a$  der größten zur Zerkleinerung gelangenden Körper, mit  $v = \frac{2b}{2a}$ , so läßt sich die obige Formel für den mindestens erforderlichen Durchmesser der Walzen auch schreiben

$$R = \frac{a - b}{1 - \cos \varrho} = a \frac{1 - v}{1 - \cos \varrho}.$$

Hiernach steht für ein bestimmtes Verkleinerungsverhältniß  $v$  und einen ebenfalls bestimmten Reibungswinkel  $\varrho$  die Größe des erforderlichen Durchmessers der Walzen in directem Verhältnisse mit der Größe der zu zerkleinernden Körper. Dem entsprechend verwendet man auch zum Zerkleinern von Kartoffeln größere Walzen, als für Getreide und Oelfamen gebräuchlich sind. Ebenso erfordern die zum Zerkleinern von Erzen gebrauchten Walzen größere Durchmesser, indem die von denselben verarbeiteten Stücke,

wie sie etwa durch Steinbrecher erhalten werden, nicht selten Größen bis zu 60 mm haben. Nimmt man einen durchschnittlichen Reibungscoefficienten  $f = \frac{1}{3}$  an, entsprechend einem Reibungswinkel  $\varrho = 18\frac{1}{2}^\circ$ , und setzt ein durchschnittliches Verkleinerungsverhältniß von  $v = \frac{1}{5}$  voraus, so ergibt sich damit der erforderliche Walzendurchmesser zu

$$2R = 2a \frac{1 - \frac{1}{5}}{1 - \cos 18^\circ 30'} = 2a \frac{0,8}{1 - 0,95} = 16 \cdot 2a.$$

Dies giebt beispielsweise für zu zerkleinernde Erzstücke von 25 mm Größe einen Walzendurchmesser von 0,4 m. Man führt die zu diesem Zwecke dienenden Walzen in Größen zwischen 0,5 und 0,9 m im Durchmesser aus.

Dieselbe Formel würde für Kartoffelwalzen, wenn man die Größe der Kartoffeln zu 80 mm annimmt, zu Durchmessern von mindestens  $16 \cdot 0,080 = 1,08$  m führen. Erfahrungsmäßig genügen hierzu aber Walzen von 0,5 bis 0,6 m, obwohl der Reibungscoefficient für die gekochten und daher feuchten Kartoffeln jedenfalls eher kleiner als größer sein wird, als der angenommene Werth von  $\frac{1}{3}$ . Es ist dies aus dem oben angeführten Einflusse des Eigengewichtes und der Zusammendrückbarkeit der Kartoffeln zu erklären. Denn da die zum Zerquetschen der gekochten Kartoffeln erforderliche Kraft  $K$  nur gering, und da das Eigengewicht der zu zerquetschenden Kartoffel durch dasjenige der darüber befindlichen vergrößert wird, so muß hierfür der oben mit  $\varepsilon$  bezeichnete Winkel, für welchen  $\tan \varepsilon = \frac{G}{2K}$  ist,

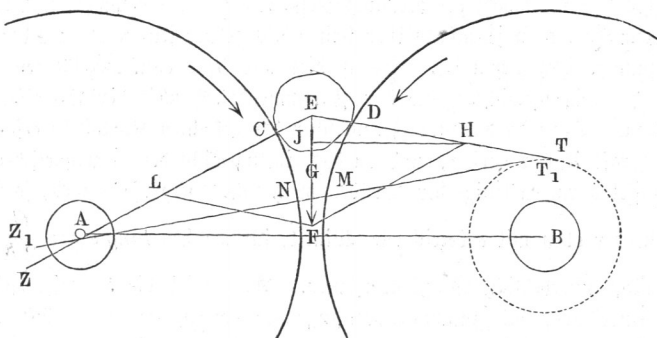
eine nicht unerhebliche Größe annehmen. Auch wird die Kartoffel jedenfalls einer merklichen Zusammenpressung unterworfen, ehe sie zerdrückt wird.

Bei den zur Reinigung der rohen Baumwolle dienenden sogenannten Egrenirmaschinen kommen ebenfalls zuweilen Walzen zur Anwendung, die den Zweck haben, die Baumwollfasern von den Samenkörnern abzureißen, an denen sie haften. Hierbei dürfen die Samenkörner selbst nicht von den Walzen ergriffen werden, um ihr Zerquetschen und damit die Verunreinigung der Wolle zu vermeiden. Nimmt man die Größe eines solchen Samenornes im Durchschnitt zu 5 mm an, so folgt mit den oben zu Grunde gelegten Werthen der Durchmesser der Walzen, welcher das Einziehen der Samen zur Folge haben müßte, zu 80 mm. Die Egrenirwalzen erhalten mit Rücksicht hierauf auch stets kleinere Durchmesser von meistens nicht mehr als 50 bis 60 mm.

Bisher wurde immer ein Antrieb beider Walzen von der betreibenden §. 25. Kraftmaschine oder Transmissionswelle aus angenommen, sei dies nun in der Art, daß jede Walze durch einen Riemen oder ein Zahnräderpaar die Bewegung erhält, oder auch in der gewöhnlicheren Weise, wonach zwar nur

die eine Walze direct angetrieben wird, von dieser aber durch zwei auf den Walzenaxen befindliche, in einander greifende Räder der anderen Walze die Bewegung mitgetheilt wird. Von dieser Anordnung hat man diejenige zu unterscheiden bei welcher nur die eine Walze den Antrieb empfängt, so daß die andere vermöge der Reibung zwischen beiden mitgenommen wird. Um auch für diesen Fall die Wirkungsweise kennen zu lernen, sei vorausgesetzt, daß die Walze *B* in Fig. 64 die angetriebene sei, und es sei für dieselbe der Reibungskreis *T* vom Halbmesser  $BT = fR$  gezeichnet, dessen Tangenten nach dem Vorhergegangenen diejenigen Richtungen angeben, bis zu welchen die Wirkung der Walze von der radialen Richtung sich entfernen kann, bezw. entfernen muß, wenn ein Gleiten vorausgesetzt wird. Die Walze *A* dagegen würde, unter der Voraussetzung, daß an ihren Zapfen

Fig. 64.



ein Reibungswiderstand nicht zu überwinden wäre, nur befähigt sein, einen normalen, d. h. radialen Druck aufzunehmen und zu erwidern, da unter dieser Voraussetzung eine Umdrehung, also ein Ausweichen der Oberfläche eintreten müßte, sobald die auf die Walze wirkende Kraft neben der Mitte von *A* vorbeiginge, also einen Hebelarm hätte. Da nun aber die Zapfenreibung bei der Umdrehung der Walze *A* überwunden werden muß, und diese Wirkung nur durch Vermittelung des zwischen beiden Walzen liegenden Körpers ausgeübt werden kann, so muß man annehmen, daß die Richtung der Kraft, mit welcher der Körper gegen den Walzenumfang von *A* preßt, in einem solchen Abstände von der Mitte *A* verbleibt, daß das Moment dieser Kraft gerade dem Momente der Zapfenreibung gleich ist. Dieser Abstand ist ohne Weiteres bestimmt, wenn man den Reibungskreis für den Zapfen der Walze *A* zeichnet, d. h. denjenigen Kreis concentrisch zu *A*, dessen Halbmesser gleich  $fr$  ist, wenn  $r$  den Zapfenhalbmesser und  $f$  den Reibungscoefficienten für denselben bedeutet. Nach dem in Th. III, 1 hier-

über Gefagten kann ein Drehzapfen während seiner Bewegung nur Kräfte aufnehmen und äußern, welche an diesen Reibungskreis tangential gerichtet sind, d. h. welche die Stützlagerfläche unter einem Winkel gegen die Normalrichtung gleich dem Reibungswinkel treffen. Daß diese Tangente an den Reibungskreis unterhalb der Mitte  $A$  vorbeigehen muß, ergibt sich von selbst aus der Richtung, in welcher die Umdrehung von  $A$  erfolgen muß.

Denkt man sich nun wieder einen Körper zwischen die Walzen eingeführt, welcher die Walze  $B$  in  $D$  berühren möge, und auf welchen durch sein Eigengewicht  $G$  eine senkrechte Kraft wirkt, die der Richtung und Größe nach durch die Strecke  $EF$  ausgedrückt sein soll, so wird zunächst auf den Körper von der angetriebenen Walze  $B$  eine Wirkung ausgeübt, welche durch  $D$  geht, und deren Richtung nur zwischen dem Radius  $BD$  und der Tangente  $TD$  gelegen sein kann, also im äußersten Falle die Richtung der letzteren  $TD$  hat. Diese Richtung schneidet sich mit der Verticalkraft  $G$  in  $E$ , und daher muß wegen des Gleichgewichts auch die auf die Walze  $A$  geübte Wirkung durch diesen Punkt  $E$  gehen, so daß man hierfür die Richtung  $EZ$  tangential an den Reibungskreis des Zapfens erhält. Zeichnet man daher mit diesen Richtungen  $EZ$  und  $ET$  das Parallelogramm zur Diagonale  $EF$ , so erhält man in den Seiten  $EH$  und  $EL$  die Walzenpressungen, deren horizontale, auf Zerdrücken des Körpers wirkende Componente durch  $HJ$  gefunden wird. Es muß hier bemerkt werden, daß die Pressung gegen die Walze  $A$  immer tangential an den Zapfenreibungskreis gerichtet ist, während dies für die Walze  $B$  in Bezug auf deren Reibungskreis nicht immer der Fall sein muß, sondern nur äußersten Falles eintritt. Im ersten Augenblicke der Einwirkung der Walze auf den eben eingeführten und noch nicht zusammengepreßten Körper wird die Walze  $B$  in der Richtung ihres Halbmessers  $BD$  gegen den Körper wirken, und erst mit dem weiteren Eintreten desselben zwischen die Walzen und steigender Zusammenpressung der Materialtheile wird eine Abweichung der Walzenpressung von der Normalrichtung genau in dem Betrage sich einstellen, wie er für den Zustand des Gleichgewichts in jedem Augenblicke entsprechend der eingetretenen Zusammendrückung des Körpers gefordert wird. Dabei darf diese Abweichung, wie schon mehrfach hervorgehoben, den Betrag des Reibungswinkels  $\varphi$  niemals übersteigen, wenn der Körper sicher eingezogen werden soll.

Auch hier findet man, wie in Fig. 62, daß die horizontale Pressung auf den Körper um so größer ausfällt, je tiefer derselbe zwischen die Walzen eingetreten ist, und wenn man hier die gemeinschaftliche Tangente  $T_1 Z_1$  an die beiden Reibungskreise des Zapfens von  $A$  und der Walze  $B$  zieht, so erhält man ebenfalls diejenige Richtung für die Walzenpressungen, für welche die geringste Verticalkraft einen unendlich großen Druck hervorrufen muß, so daß ein bis zu der Tiefe  $MN$  eingetretener Körper unfehlbar der

Zertrümmerung ausgesetzt ist. Es gelten für diese gemeinsame Tangente der beiden Reibungskreise ganz ähnliche Betrachtungen, wie sie für die gemeinsame Tangente an die beiden Walzenreibungskreise der Fig. 62 angestellt worden sind. Man ersieht aus den Figuren direct, daß bei der hier vorausgesetzten Anordnung des Antriebes nur einer Walze die Größe der Körper, welche bei bestimmtem Walzendurchmesser sicher ergriffen werden, kleiner ausfällt, als wenn beide Walzen angetrieben werden, indem der Schnittpunkt der verticalen Mittellinie mit der Tangente  $T_1 Z_1$  der beiden Reibungskreise in Fig. 64 nur ungefähr halb so hoch über der Azebene  $AB$  gelegen ist, wie in Fig. 62. Es würde nicht schwer sein, nach der Figur einen algebraischen Ausdruck für die Größe  $2a$  des zu zerkleinernden Körpers und den mindestens erforderlichen Walzenhalbmesser  $R$  zu bilden, es möge diese Bestimmung hier nicht vorgenommen werden, da man in den Fällen der Anwendung durch die Zeichnung der Fig. 64 schneller den gesuchten Halbmesser bestimmen kann, als auf dem Wege der Rechnung.

- §. 26. Wenn zwar die Wirkung der Walzen vornehmlich in einem Zerquetschen der Materialien besteht, so findet doch gleichzeitig auch eine nicht unerhebliche Wirkung durch Zerreiben statt, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Wenn die Umfangsgeschwindigkeit jeder der Walzen durch  $v$  bezeichnet wird, und die Entfernung der Walzen an der engsten Stelle des Zwischenraumes ist gleich  $e$ , so berechnet sich die durch diesen Zwischenraum für je ein Meter Walzenlänge in der Secunde hindurchtretende Materialmenge zu  $Q = ve$ , wobei vorausgesetzt wird, daß das Material sich mit der Geschwindigkeit  $v$  der Walzen durch den engsten Querschnitt bei  $ab$ , Fig. 65, bewegt. Ist dies der Fall, so muß jedoch die Geschwindigkeit des Materials an jeder höher gelegenen Stelle eine in dem Verhältnisse des daselbst größeren Durchgangsquerschnittes geringere sein, so daß in allen Punkten oberhalb  $ab$  die Walzen eine größere Geschwindigkeit haben, als das vorbeipassirende Material. In Folge hiervon wird die zwischen den Walzen befindliche Masse einem Abreiben unterworfen sein, dessen Wirkung wegen des gleichzeitigen sehr starken Druckes eine kräftige sein muß. Da nämlich die Walzenoberfläche niemals absolut glatt sein kann, sondern immer mit mehr oder minder großen Erhabenheiten und Vertiefungen behaftet ist, je nach dem Grade der Rauigkeit, so werden diese kleinen Erhabenheiten der Walzenoberflächen sich in das Material eindrücken und bei ihrer gleitenden Bewegung kleine Massentheilchen abstoßen oder abscheren, welche Wirkung besonders dadurch unterstützt wird, daß die fest zusammengepreßten Theilchen nicht wohl einem Rollen oder Wälzen unterliegen und daher auch nicht ausweichen können. Man mag sich den Vorgang etwa so vorstellen, als wäre der betreffende Körper fest zwischen die Backen eines Schraubstodes

geflammt und werde in diesem Zustande der Einwirkung einer rauhen Fläche unterworfen, welche nach Art einer Feile feine Späne von ihm abstößt. Diese Wirkung wird noch besonders befördert werden, wenn die Walzenoberflächen mit künstlichen Hervorragungen oder Riffeln versehen sind, welche je nach dem Grade ihrer Schärfe eine mehr oder minder vollkommene Scherwirkung äußern müssen. Solche Riffelung pflegt man daher in denjenigen Fällen in Anwendung zu bringen, in denen es auf die Erzeugung von Mehl ankommt, also vornehmlich in den Mühlen für Getreide. Auch ist es sehr gebräuchlich, in diesen Fällen die gedachte abreibende Wirkung dadurch zu befördern, daß man den Walzen verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten giebt; die in neuerer Zeit in Mahlmühlen so verbreiteten Walzen zeigen in den meisten Fällen die Anwendung verschiedener Umfangsgeschwindigkeiten für die beiden zusammengehörigen Walzen, und zwar pflegte man diese

Fig. 65.

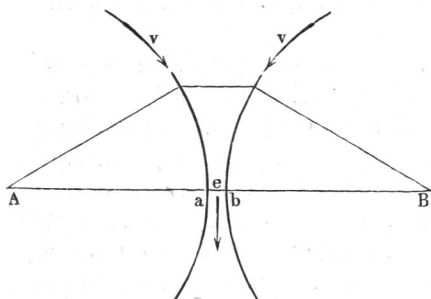
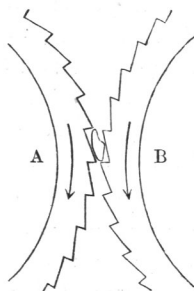


Fig. 66.



Geschwindigkeiten früher etwa in dem Verhältnisse 2 : 3 zu wählen, während man neuerdings dieses Verhältniß nur etwa wie 6 : 7 anordnet<sup>1)</sup>, wenn es sich um die eigentliche Mehlerzeugung aus dem Schrote handelt.

Ordnet man geriffelte Walzen mit verschiedenen Geschwindigkeiten an, so ist die Form und Stellung der einzelnen Riffeln von Wichtigkeit für die Wirksamkeit der Walzen, wie man sich mit Hilfe der Fig. 66 überzeugt. Wenn in dieser Figur A die schneller bewegte Walze vorstellt, so wird ein Abscheren oder auch ein Brechen der zwischen den Walzen befindlichen Körner, wie es beim Schroten gewünscht wird, nur dann stattfinden können, wenn die Walze A sich bedeutend schneller bewegt, als diejenige B; während bei nur geringer Verschiedenheit der Geschwindigkeiten die einzelnen Körner mehr einer quetschenden oder kneisenden Wirkung ausgesetzt sind, wie sie dadurch entsteht, daß die einzelnen Zähne der beiden Walzen ihre gegenseitige Stellung zu einander allmählig ändern. In dem letzteren Falle wird

<sup>1)</sup> Die Mehlfabrikation von Friedrich Rüd.

auch die Erzeugung eines mehrreicheren Productes die Folge sein, als in dem ersteren bei wesentlich verschiedenen Geschwindigkeiten. Aus diesem Grunde empfiehlt Rief, bei den Schrotwalzen der nach dem Hochmahlverfahren arbeitenden Mahlmühlen der schneller gehenden Walze mindestens die zweibis dreifache Geschwindigkeit von derjenigen der langsamer bewegten zu ertheilen, weil es hierbei wesentlich darauf ankommt, eine Zerkleinerung der Getreidekörner mit möglichst geringer Mehlbildung zu erzielen. Insbesondere ist bei kleinen Walzendurchmessern eine große Verschiedenheit der Geschwindigkeiten erforderlich, weil der Weg, auf welchem die hier gedachte Einwirkung vor sich geht, um so kleiner ausfällt, je stärker die Walzen gekrümmt sind.

Wenn man dagegen die Walze *B* zur schneller gehenden macht, so findet hauptsächlich eine zerreibende Wirkung statt, und man wird diese Anordnung wählen, wenn es sich darum handelt, möglichst viel Mehl zu erzeugen, wie es bei dem als Flachmüllerei bezeichneten Verfahren der Mehلبereitung der Fall ist.

Dagegen wird man bei den in Hüttenwerken zur Aufbereitung der Erze dienenden Walzen die Geschwindigkeit derselben von gleicher Größe annehmen, da hierbei in der Regel die Erzeugung von Mehl sorgfältig zu vermeiden ist, und bei der bedeutenden Härte der zerkleinerten Materialien eine sehr schnelle Abnutzung der Walzen sich in Folge der verschieden großen Geschwindigkeiten einstellen würde. Auch pflegt man den Walzen zum Erquetschen in der Regel eine glatte Oberfläche, d. h. eine solche ohne Riffeln, zu geben. Daß trotzdem die Abnutzung eine beträchtliche ist, geht aus den angeführten Bemerkungen hervor, wonach die reibende Wirkung der Walzen sich niemals ganz vermeiden läßt. Mit Rücksicht auf diese Abnutzung führt man denn derartige Walzen nicht selten mit besonders aufgezogenen Mänteln aus, welche sich erforderlichen Falles leicht erneuern lassen.

Wenn man den Oberflächen der Walzen abgerundete, anstatt der scharfen Zähne giebt, so ist natürlich eine Schneidwirkung nicht mehr zu erwarten, die Walzen veranlassen in diesem Falle vielmehr ein Zerbrehen, sofern nämlich die Erhabenheiten der einen Walze den Vertiefungen der anderen gegenüber treten, in ähnlicher Art, wie die gewellten Backen der oben besprochenen Steinbrecher es thun. Derartige Walzen wendet man an, um leicht zerbrechliche Stoffe, wie z. B. die Preßkuchen der Oelmühlen, zu zerbrechen; eine Hauptverwendung finden dieselben bei der Flachsbereitung zum Zerbrehen der holzigen Stengel des Flachses- und Hanfstrohes mittelst der sogenannten Brechmaschinen.

Die Feinheit des von den Walzen gelieferten Productes richtet sich natürlich nach der Entfernung der Walzen an der mittleren Stelle, wo sie sich am nächsten sind. Um die Feinheit des Productes innerhalb gewisser Grenzen



reguliren zu können und auch wegen der allmäligen Abnutzung der Walzen hat man die Einrichtung so zu treffen, daß der Walzenabstand verändert werden kann, wozu man in der Regel die eine Walze der anderen nähert, sei es durch eine geradlinige Verschiebung ihrer Lager, oder dadurch, daß man diese Lager auf einen Hebel legt, durch dessen Drehung die beabsichtigte Näherung erzielt werden kann. Damit andererseits der Abstand der Walzen immer noch eine bestimmte Größe behält, pflegt man gleichfalls in vielen Fällen das zu dichte Zusammentreten der Walzen durch eine geeignete Vorrichtung zu verhindern. In Mahlmühlen kommen dagegen zur Auflösung der Griesse auch Walzen vor, welche fast ganz dicht zusammengehen.

Auf alle Fälle hat man dafür zu sorgen, daß der zwischen den Walzen stattfindende Druck eine bestimmte Größe nicht überschreite, besonders ist dies dann unbedingt nöthig, wenn die Möglichkeit nicht ausgeschlossen ist, daß mit den zu zerkleinernden Stoffen auch fremde Körper von besonderer Härte zwischen die Walzen gelangen können. In solchem Falle stellt sich leicht der Bruch eines Theiles oder eine Beschädigung der Walzen ein, wenn man hiergegen nicht besondere Sicherheitsvorkehrungen anwendet. Es wurde schon oben hervorgehoben, daß ein Körper, welcher einmal bis zu einer gewissen Tiefe in die Walzen eingetreten ist, unter allen Umständen hindurchgeführt wird, und daß sich hieraus die Deulen erklären, welche zuweilen in Kartoffelquetschwalzen durch die zwischen dieselben gelangenden Steinchen entstehen.

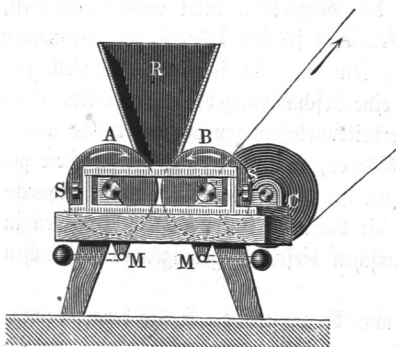
Zur Sicherung hiergegen macht man die verstellbare Walze derart beweglich, daß sie nachgibt, sobald der Druck zwischen den Walzen eine gewisse Größe übersteigt. In früherer Zeit wandte man hierzu wohl eine Belastung durch Gewichte an, welche mittelst einer Hebelübersetzung auf die Lager der verschieblichen Walze den erforderlichen Druck ausübten. Von dieser Einrichtung, welche nur noch in älteren Oelmühlen sich findet, ist man aber heute mit Recht zurückgekommen, da sie, besonders bei schnellgehenden Walzen, keineswegs die bezweckte Sicherheit gewährt. Tritt nämlich bei schnellem Gange der Walzen zwischen denselben der betreffende, ausnahmsweise große Widerstand auf, so müssen die Belastungsgewichte, wenn sie ihren Zweck erfüllen sollen, mit einer entsprechend großen Geschwindigkeit emporgehoben oder vielmehr geworfen werden, und hierzu gehört ein Beschleunigungsdruck, welcher die Größe der im Ruhezustande ausgeübten Belastung so weit übersteigen kann, daß dabei der Bruch eines Theiles erfolgt. Insbesondere wird diese Geschwindigkeit bei einem großen Hebelübersetzungsverhältniß beträchtlich ausfallen. Aus diesem Grunde wendet man neuerdings fast nur eine Belastung durch Federn an, welche wegen ihrer geringen Masse den besagten Uebelstand nicht darbieten. In welcher Art diese Federn

angeordnet werden, und wie man eine Regulirung des von ihnen ausgeübten Druckes erzielen kann, wird aus den folgenden Beispielen erhellen.

§. 27. **Quetschwalzen.** Nach den vorstehenden allgemeinen Bemerkungen mögen nun einige der hauptsächlichsten Anordnungen von Walzwerken zur Zerkleinerung angeführt werden.

In Fig. 67 ist zunächst eine einfache Walzenquetsche angegeben, wie dieselbe zum Zerdriicken der zuvor durch Dampf gekochten Kartoffeln in Spiritusbrennereien vielfach Verwendung findet. Die beiden gußeisernen, glatt abgedrehten Walzen *A* und *B* sind horizontal neben einander in dem Gestellrahmen gelagert, und es ist ihr gegenseitiger Abstand unveränderlich mit Hülfe der gegen ihre Lager wirkenden Schrauben *S* bestimmt.

Fig. 67.

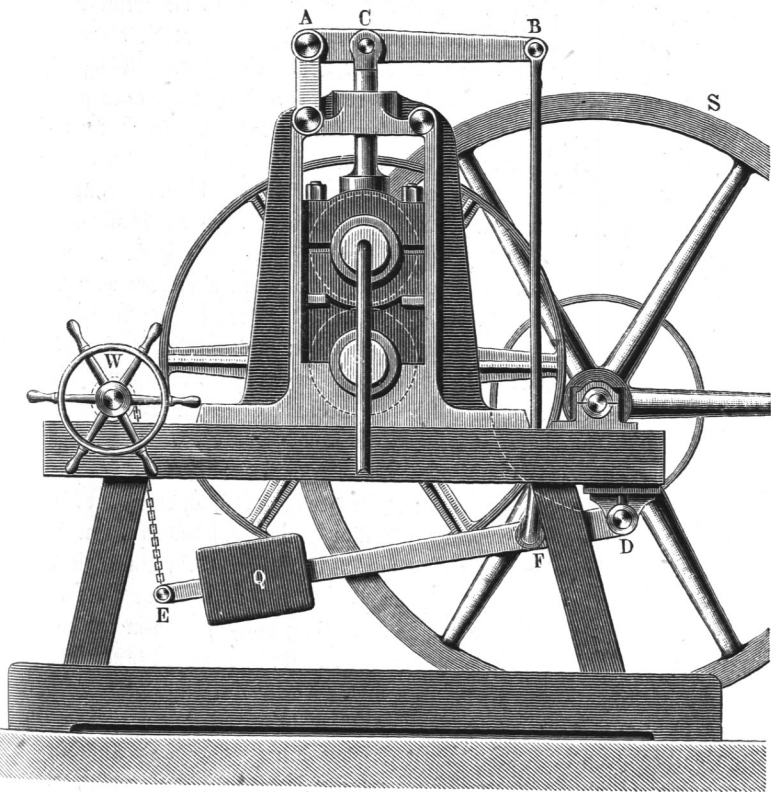


Da hiernach ein Ausweichen der Walzen ausgeschlossen ist, so hat man dafür Sorge zu tragen, daß nicht härtere Gegenstände, wie z. B. Steine, zwischen die Walzen eingehen können, weshalb zuvor eine Entfernung solcher Gegenstände durch sogenannte Steinscheider bei dem Waschen der Kartoffeln vorgenommen zu werden pflegt. Der Antrieb erfolgt durch einen Riemen vermittelst der Vorgelegswelle *C* und zweier Zahnräder auf die eine

Walze *B*, welche durch zwei andere Zahnräder die Umdrehung der anderen Walze *A* veranlaßt. Ein Mitschleppen der zweiten Walze durch die Reibung ist in diesem Falle wegen der Größe der zu zerkleinernden Gegenstände aus den vorstehend entwickelten Gründen nicht rathlich. Die beiden Walzen erhalten fast immer gleiche Durchmesser, und da auch die Zähnezahlen der Räder gleich gewählt werden, so bewegen sich die Walzenumfänge mit gleicher Geschwindigkeit, was in dem vorliegenden Falle angemessen ist, da es hierbei nicht sowohl auf die Erzeugung von Mehl als vielmehr nur auf ein Zerdriicken der Kartoffeln ankommt. Zuweilen giebt man auch wohl dem einen Rade einen oder zwei Zähne mehr als dem anderen, lediglich aus dem Grunde, um nicht immer dieselben Zähne mit einander zusammen arbeiten zu lassen und auch eine gewisse Versetzung der mit einander zusammentreffenden Walzentheile gegen einander zu bewirken. Die Speisung dieser Walzen geschieht in der einfachsten Weise derart, daß die Kartoffeln direct aus dem darüber befindlichen Dampfasse, in welchem das Dämpfen geschah, in den

Kumpf *R* und von da zwischen die Walzen fallen; in wie fern die hiermit verbundene Belastung des Walzgutes für ein sicheres Erfassen desselben förderlich ist, ohne daß der Walzendurchmesser ein unbequem großer sein muß, wurde schon oben angedeutet. Da die zähe und breiige Masse an den Walzen haftet, so sind die Schabemesser *M* angeordnet, welche, durch kleine Gewichte gegen die Walzen gepreßt, deren Oberflächen beständig rein halten.

Fig. 68.



Die Umlaufszahl jeder dieser Walzen beträgt etwa 20 bei einem Durchmesser von 0,5 bis 0,6 m; die Länge richtet sich natürlich nach der Menge des in bestimmter Zeit zu quetschenden Materials und beträgt durchschnittlich etwa 0,6 m.

Ein Walzwerk, wie es zur Verarbeitung von Rohgummi<sup>1)</sup> gebraucht wird, ist in Fig. 68 dargestellt. Hierbei liegen die Walzen über einander

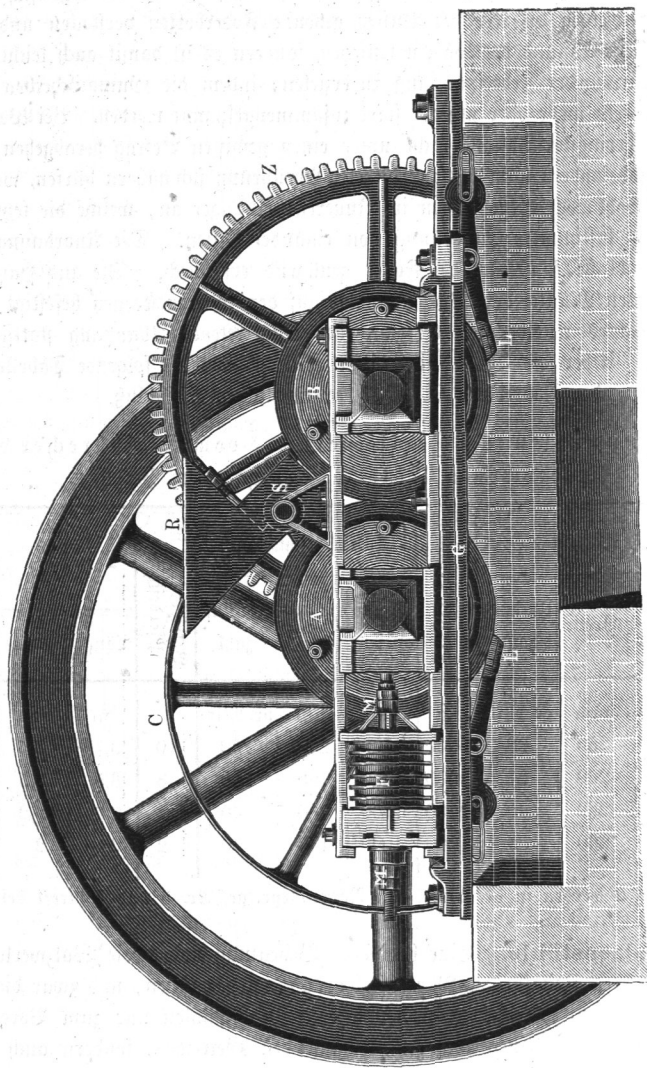
<sup>1)</sup> Prechtl, Technolog. Encyclopädie, Supplement, Artikel Federharz.

und das zu verarbeitende Rohmaterial muß ihnen von Hand zugeführt werden. Da dieser Stoff warm verarbeitet wird, so sind die Walzen mit Dampfheizung versehen, indem durch die hohlen Zapfen mittelst Stopfbüchsen einerseits Dampf aus einem Kessel zugeführt wird, während durch die anderen Zapfen das aus dem Dampfe hervorgehende Niederschlagswasser abgeführt werden kann. Da das Eigengewicht der oberen Walze zur Erzielung des erforderlichen Druckes nicht genügt, so ist durch die Anordnung der doppelten Hebelverbindung  $ABDE$  dafür gesorgt, die Kraft des Belastungsgewichtes  $Q$  in 15- bis 20facher Vergrößerung auf die obere Walze zu übertragen. Hierdurch ist zwar dieser Walze eine gewisse Nachgiebigkeit bei vergrößertem Widerstande ertheilt, dabei aber doch nicht ausgeschlossen, daß der Druck wesentlich größer werden könne, als der Gewichtsbelastung entspricht, insofern die Masse des Gewichtes bei dem Ausweichen mit einer bestimmten Beschleunigung bewegt werden muß. Aus diesem Grunde kann besonders bei schnellem Gange der Widerstand, welchen die Masse der Gewichte ihrer Bewegung entgegengesetzt, leicht die für die Festigkeit der Gestelle zulässige Größe überschreiten, weshalb, wie schon oben angeführt wurde, eine Belastung durch Federn sicherer ist. Das hier besprochene Walzwerk ist ferner mit einem Schwungrade  $S$  versehen, welches angebracht ist, um die Bewegung gleichmäßiger zu machen und über größere Widerstände hinweg zu helfen; ein Schwungrad sollte überhaupt bei keinem Walzwerke fehlen und findet sich auch bei allen besseren Ausführungen. Die Wirkung dieser Walzen ist weniger in einem Zerdücken zu suchen, welchem hier die sehr zähe Masse widerstehen würde, es ist hier hauptsächlich die zerreißende Wirkung benutzt, welche dadurch zur Geltung kommt, daß das Material an der engsten Stelle des Zwischenraumes mit viel größerer Geschwindigkeit durch die Walzen geht, als an den hinterhalb gelegenen Stellen, wo die Vorgabe erfolgt. Man kann diese zerreißende Wirkung deutlich an dem die Walzen verlassenden Material erkennen, indem dasselbe als eine dünne, vielfach durchlöchernte Platte aus den Walzen heraustritt. Um die zerreißende Wirkung zu befördern, giebt man diesen Walzen in der Regel verschiedene Umfangsgeschwindigkeit. Die Winde  $W$  hat den Zweck, durch Anheben des Gewichtes  $Q$  den Druck der Walzen erforderlichen Falles zu ermäßigen.

Eine sehr häufige Verwendung finden die Walzen zum Zermahlen spröder Körper, wie Erze, Mineralien u. s. w. Eine zu diesem Zwecke dienende Walzenquetsche zeigt Fig. 69, welche eine Maschine aus der Maschinenfabrik von C. Mehler darstellt. Die beiden mit besonderen Ringen oder Mänteln aus Hartguß versehenen Walzen, welche hier wagerecht neben einander in dem gußeisernen Rahmen  $G$  gelagert sind, erhalten das durch einen Steinbrecher vorgebrochene Material aus dem Kumpfe  $R$  durch eine Speisewalze  $S$  zugetheilt, welche eine regelmäßige Zuführung bewirkt und damit die

Leistungsfähigkeit der Walzen erhöht. Der Betrieb wird durch die Riemscheibe *C* und ein Zahngetriebe auf der Axe derselben an das auf der einen

Fig. 69.



Walze *B* befindliche große Zahnrad *Z* übertragen und es geschieht die Mitnahme der anderen Walze *A* durch ein Räderpaar auf den Walzenaxen oder nach Befinden durch die Reibung. Der Andruck der beweglichen Walze

gegen die fest gelagerte erfolgt hierbei durch die Gummifedern *F*, welche nach Art der Buffer aus mehreren Scheiben Gummi mit Zwischenlagen von Eisen gebildet sind. Vermittelt der Schraubenmutter *M* läßt sich nicht nur der durch die Axe der Buffer gehende Federbolzen verstellen und dadurch der Abstand der Walzen festsetzen, sondern es ist damit auch leicht eine Regulirung der Federspannung zu erzielen, indem die Gummischeiden von vornherein mehr oder minder stark zusammengespannt werden. Bei Walzen, deren geringster Abstand nicht unter einen gewissen Betrag herabgehen soll, die insbesondere nicht bis zur directen Berührung sich nähern dürfen, wendet man wohl noch Gegenbolzen im Inneren der Lager an, welche die letzteren stets in bestimmter Entfernung von einander halten. Die Anordnung der Streichbleche *L* ist aus der Figur genügend ersichtlich. Die aus Hartguß gebildeten Mäntel der Walzen sind so auf den inneren Kernen befestigt, daß ein leichtes Auswechseln derselben bei eingetretener Abnutzung stattfinden kann. Ueber die Verhältnisse dieser Walzen giebt die folgende Tabelle der ausführenden Fabrik von C. Mehler in Aachen Aufschluß.

Walzenmühlen zum Zerkleinern des vom Steinbrecher vorgebrochenen Materials zu grobem Pulver.

Nr.	Walzen			Stündl. Leistung	Antriebsriemenscheibe			Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf		Ungefähres Gewicht
	Durchmesser	Breite	Umlaufzahl		Durchmesser	Breite	Umlaufzahl		Länge	Breite	
	mm	mm	pr. Min.	kg	mm	mm	pr. Min.		m	m	kg
1	940	260	20	5000	1500	200	80	10	3,75	3,5	10000
2	720	260	25	4000	1250	160	100	8	3,5	3,5	8000
3	400	260	40	2000	1500	160	40	4	2,2	2,2	3000
4	300	260	50	1000	1000	140	50	2	2	2	2000

Nr. 1 und 2 werden in der Regel mit Räderborgelege, Nr. 3 und 4 direct betrieben.

§. 28. **Walzenstühle.** Eine besondere Bedeutung haben die Walzwerke in der neueren Zeit für die Mehlfabrikation gewonnen, und zwar dienen sie heute nicht wie ehemals in den älteren Mahlmühlen nur zum Vorquetschen des auf Steinen noch zu vermahlenden Getreides, sondern auch zur Erzeugung der feinsten Mehlsorten und Grieße, so daß in vielen neueren Mühlen den Steinen nur eine nebensächliche Bedeutung zukommt. Insbesondere sind es die nach dem sogenannten Hochmüllereisystem arbeitenden und die Erzeugung der vorzüglichsten Mehle anstrebenden Mühlen,

welche fast ausschließlich als Walzenmühlen ausgeführt werden. Es handelt sich hierbei nicht sowohl um eine in allen Theilen des Getreidekornes gleichmäßig vorzunehmende Zerkleinerung, sondern um eine solche, bei welcher die äußere Schale möglichst schonend behandelt wird. Man erreicht dies im Allgemeinen dadurch, daß man das Getreide zuerst zwischen geriffelten Walzen schrotet, welche ein Zerbrechen der Körner in gröbere Bruchstücke bewirken, und hierauf ein Verarbeiten zwischen glatten Walzen von gleicher Geschwindigkeit folgen läßt, wobei durch den von den Walzen geäußerten Druck ein Herauspressen der inneren Mehltheilchen aus den Schalen veranlaßt wird. Durch öfter wiederholtes Vermahlen des Kornes zwischen enger und enger gestellten Walzen gelangt man dazu, die inneren Mehltheile zu gewinnen, ohne daß die Schalen dabei gleichfalls zerkleinert werden, während dagegen bei dem älteren Verfahren des sogenannten Flachmahlens das Getreide sogleich in allen Theilen energisch zerkleinert wird. In diesem letzteren Falle müssen die erzeugten Mehle weniger vollkommen ausfallen, weil es nicht möglich ist, die zerkleinerten Schalen von den Mehltheilchen vollständig zu trennen, worüber in einem folgenden Abschnitte gesprochen werden soll.

Man verwendet nach dem Vorbemerkten daher in Mahlmühlen sowohl geriffelte wie glatte Walzen, und zwar meist solche aus Hartguß; auch hat man die glatten Walzen aus Porcellanmasse hergestellt, welche Masse wegen der größeren Reibung gewisse Vorzüge darbietet; solche Porcellanwalzen sind vornehmlich von Wegmann in Zürich vielfach ausgeführt worden. Wegen der Feinheit der mit diesen Walzen zu erzielenden Producte hat man diese Walzen selbst natürlich mit ganz besonderer Sorgfalt auszuführen und einen steten Parallelismus der Axen, sowie die Möglichkeit einer genauen Einstellung anzustreben. Auch hat man die Walzen mit selbstthätigen Ausrückvorrichtungen versehen, welche in dem Falle zur Wirkung kommen, wo die Zuführung des Mahlgutes aus irgend welchem Grunde eine Unterbrechung erleidet. In solchem Falle würden die dicht zusammengehenden Walzen einer sehr schnellen Abnutzung unterworfen sein, besonders wenn sie sich mit verschiedenen Geschwindigkeiten bewegen. Es möge hiernach eine Besprechung einiger der vorzüglich zur Anwendung gekommenen Walzenstuhlungen folgen.

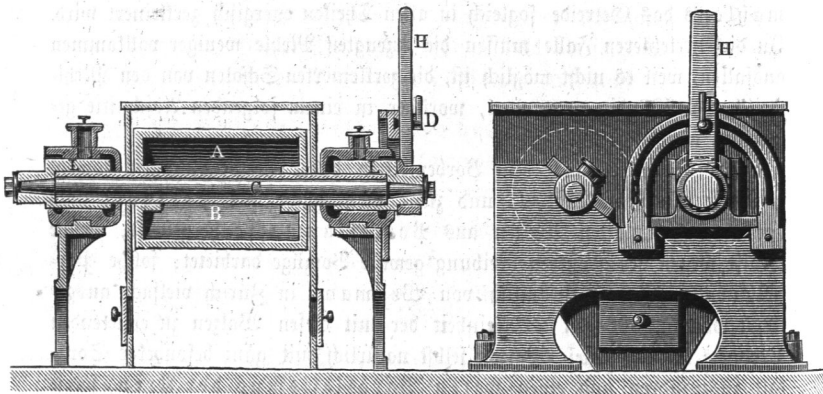
Ein Walzwerk zum Borquetschen des Getreides nach der Bauart von Luther<sup>1)</sup> in Braunschweig stellt Fig. 70 (a. f. S.) dar. Die Walzen aus Hartguß haben 0,35 m Durchmesser bei 0,50 m Länge und bewegen sich mit 200 bis 240 Umdrehungen in der Minute. Um die Verstellung der Axen gegen einander unter genauer Innehaltung ihrer parallelen Lage

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ingenieure 1886, 222.



zu erzielen, ist hier folgende Anordnung gewählt. Die verschiebbliche Walze *A* ist auf eine Röhre *B* gefeilt, welche in den Lagerbüchsen *L* zu beiden Seiten läuft. Diese Lagerbüchsen sind durch einen die hohle Walzenaxe durchsetzenden Bolzen *C* fest mit einander verbunden und können wie ein einziges Stück gedreht werden, zu welchem Ende sie auch äußerlich cylindrisch abgedreht sind. Da nun aber diese äußeren in passend ausgebohrten Lagern ruhenden Flächen excentrisch zu den inneren Laufflächen der Walzenzapfen gearbeitet sind, so muß durch eine Drehung der Büchsen eine seitliche Verschiebung der Ase und damit eine Annäherung oder Entfernung der Walzen unter Innehaltung der parallelen Lage stattfinden. Zur leichten Umdrehung der Büchsen dient der Stellhebel *H*, welcher durch die Druckschraube *D* in

Fig. 70.



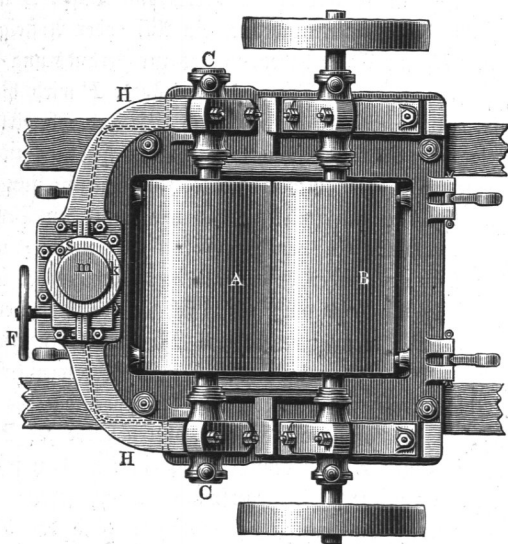
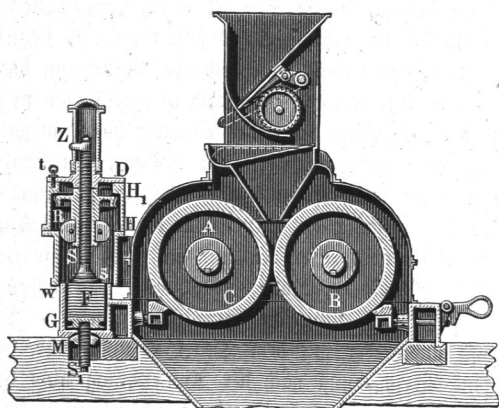
bestimmter Stellung festgestellt werden kann. Daß bei der gedachten Verstellung der Walzen außer der wagerechten Verschiebung auch eine geringe Hebung oder Senkung der beweglichen Walze eintritt, ist für die Wirkung ganz ohne Belang. Die Zuführung des Mahlgutes wird durch eine gewöhnliche Speisewalze vermittelt.

Eine vorzügliche Walzenconstruction von Nagel und Rämp in Hamburg ist durch Fig. 71<sup>1)</sup> dargestellt. Von den beiden Walzen *A* und *B*, von denen nur die eine *B* durch Riemen angetrieben und die andere *A* durch Reibung mitgenommen wird, ist die angetriebene Walze fest gelagert, während die Lager der mitgeschleppten *A* auf dem Rahmen oder Bügel *H* angebracht sind, welcher um zwei unter der Ase von *A* angebrachte Zapfen *C* drehbar ist. Es ist ersichtlich, daß eine Drehung dieses Bügels um *C* eine Annäherung oder Entfernung der Walzen zur

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ingenieure 1886, 222.

Folge haben muß. Diese Drehung wird mittelst der Schraube *S* bewirkt, welche selbst undrehbar ist, und deren Muttergewinde in dem Schneckenrade *R* enthalten sind. Bei einer Umdrehung dieses letzteren durch eine auf der

Fig. 71.



Axle des Handrades *F* befindliche Schnecke steigt das Rad *R* auf oder ab und nimmt dabei den Bügel *H* mit, so daß die Entfernung der Walzen hierdurch regulirt werden kann. Da die Schraubenspindel *S* mit dem hervorstehenden Bunde *s* sich auf die aus verschiedenen Lamellen zusammen-

gesezte Feder  $F$  stützt, so werden die Walzen mit einem der Federspannung entsprechenden Drucke gegen einander gepreßt, ohne daß dieselben sich jedoch berühren können. Um dies zu verhüten, ist nämlich die Schraube auch in ihrem unteren Theile bei  $S_1$  mit Gewinden versehen, zu welchen  $M$  die Mutter bildet. Hierdurch ist der Spindel  $S$  ein Eintreten nur so weit gestattet, bis diese Mutter sich gegen das feste Gestell  $G$  lehnt, und man hat es daher in der Hand, durch entsprechende Verstellung der Mutter  $M$  auf der Schraube  $S_1$  den geringsten Abstand zu regeln, bis zu welchem sich die Walzen durch die Wirkung der Feder einander höchstens nähern können. Bei einem übermäßig großen Widerstande zwischen den Walzen dagegen können dieselben unter weiterer Zusammendrückung der Feder ausweichen. Um die gedachte Verschiebung der Mutter  $M$  behufs Feststellung eines gewünschten Minimalabstandes zu erzielen und um ebenfalls die Federspannung dem erforderlichen Andrucke der Walzen gemäß zu regeln, haben die Erbauer ihrer Maschine die folgende sinnreiche Einrichtung gegeben. Die Schraube  $S$  ist durch Ruth und Feder mit dem Deckel  $D$  undrehbar, jedoch so verbunden, daß eine Verschiebung nach der Avenrichtung nicht ausgeschlossen ist. Wenn daher der Deckel  $D$  durch einen Stift  $t$  fest mit dem Gehäuse  $H_1$  verbunden wird, in welches der mehrerwähnte Flügel  $H$  ausläuft, so muß eine Drehung des Schneckenrades  $R$  ein Auf- oder Absteigen desselben und des Gehäuses  $H_1$  zur Folge haben, wie es zur Veränderung des Walzenabstandes erforderlich ist. Die Spannung der Feder  $F$  wird hierdurch gar nicht beeinflusst. Zur Veränderung des durch diese Feder bewirkten Walzenandruckes hat man die Schraubenspindel  $S$  in ihrer Richtung zu verschieben, um dadurch eine mehr oder minder starke Zusammenpressung der Feder hervorzurufen. Um dies zu bewirken, hat man nur den Deckel  $D$  durch Verlegen des erwähnten Stiftes  $t$  von dem Gehäuse  $H_1$  zu lösen und mit dem Schneckenrade  $R$  fest zu verbinden, so daß an einer Drehung des letzteren nun auch die Spindel  $S$  Theil nehmen muß, wobei sich dieselbe in dem erforderlichen Maße in die an der Drehung verhinderte Mutter  $M$  hineinschraubt oder aus derselben heraustritt, dabei die Feder  $F$  mehr oder weniger zusammenpressend. Da die Spannung der Feder von der Höhenlage der Schraubenspindel abhängig ist, so kann man den am oberen Ende der Schraube angebrachten kleinen Zeiger  $Z$  dazu benutzen, auf einer an dem festen Gestelle  $H_1$  angebrachten Eintheilung die Federspannung anzugeben; ebenso kann man an einer anderen Eintheilung bei  $w$  den Abstand der Walzen von einander ablesen.

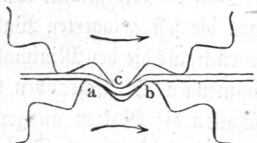
Man hat auch vielfach mehrraarige Walzenstühle für Mühlen ausgeführt, so nämlich, daß in einem gemeinschaftlichen Gestelle zwei oder selbst drei Paare von Walzen angebracht sind, durch welche das Getreide nach einander hindurchgeht, nachdem hinter jedesmaligem Zerkleinern zuvör-



einem schnellen Verschleiße ausgesetzt sein, besonders gilt dies für die Wegmann'schen Porcellanwalzen, weniger für Hartgußwalzen. Auch hat Wegmann, um den Gang der Zahnräder zu einem möglichst geräuschlosen zu machen, sich des Kunstgriffes bedient, jedes Rad zu beiden Seiten mit Blechscheiben zu versehen und den zwischen diesen Scheiben, der Nabe und dem Kranze des Rades abgeschlossenen Raum mit feinem Bleischrot auszufüllen, wodurch nach der Angabe von Rieck das Klirren der Räder in geradezu überraschender Weise beseitigt worden ist. In Betreff dieser und der vielen anderen sonst noch zur Anwendung gekommenen Verbesserungen muß auf die betreffende Literatur über Mühlwesen verwiesen werden; über die Leistung und den Kraftverbrauch von Walzenmühlen sind die Angaben je nach den besonderen Verhältnissen sehr verschieden; werthvolle Mittheilungen, welche von Nagel herrühren, sind in dem Aufsatze von Hermann Fischer über Zerkleinerungsmaschinen enthalten.

- §. 29. **Brochwalzen.** Wenn man zwei zusammenarbeitende Walzen nach Fig. 73 ihrer ganzen Länge nach mit hervorragenden Rippen und zwischen denselben befindlichen Vertiefungen derart versteht, daß die Rippen der einen

Fig. 73.



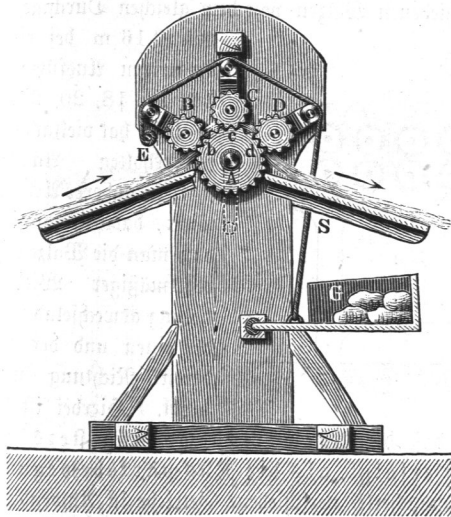
Walze in die Vertiefungen der anderen nach der Art von Räderzähnen eintreten, so können die Walzen dazu dienen, Gegenstände durch Zerbrehen zu zerkleinern. Man macht hiervon eine ziemlich allgemeine Anwendung bei der Bereitung der Flach- und Hanffasern, indem man die Trennung dieser Fasern von den holzigen Sten-

geln durch ein Zerknicken der letzteren in viele kleine Bruchstücke einleitet. Die Art und Weise, wie dieses Zerbrehen stattfindet, ergibt sich aus der Figur, worin der zwischen die Walzen geführte Strohalm in den beiden Punkten a und b gestützt und zwischen beiden in c belastet erscheint, so daß ein Einknicken desselben an diesen drei Punkten eintreten muß. Damit diese Wirkung möglich sei, müssen die beiden Walzen gleiche Theilung, d. h. gleiche Entfernung der Rippen von einander haben, und die Umfangsgeschwindigkeit der Walzen muß ebenfalls die gleiche sein, d. h. ihre Umdrehungszahlen müssen sich umgekehrt wie die Zahlen ihrer Rippen verhalten, ähnlich wie es bei Zahnrädern der Fall ist. Es würde zwar möglich sein, zu diesem Zwecke nur die eine Walze umzudrehen und die andere vermöge der in einander eingreifenden Rippen mitnehmen zu lassen, doch würde hierbei das Material einer starken Beanspruchung ausgesetzt sein, in Folge deren viele Fasern zerrissen würden. Um dies zu vermeiden, pflegt man daher immer die beiden Walzen durch Zahnräder von entsprechender Größe mit einander

zu verbinden, so daß die Mitnahme der einen Walze nicht durch die Rippen, sondern durch die Zahnräder zu erfolgen hat. Es ist ferner zur Schonung des Materials erforderlich, daß zwischen den Walzen ein genügender Zwischenraum zum Durchgang des Strohes verbleibt, weswegen man die Lager der einen Walze immer zum Ausweichen befähigen muß. Man erzeugt den zum Brechen erforderlichen Druck zwischen den Walzen entweder durch Federn oder auch durch Gewichte, welche letztere Anordnung hier wegen der immer nur geringen Umfangsgeschwindigkeit unbedenklich ist.

Es ist fast immer ein mehrmaliges Brechen der Stengel erforderlich, um die zu der darauf folgenden Absonderung der Holztheile genügende Zer-

Fig. 74.



kleinerung herbeizuführen. Dieses wiederholte Brechen wird aber meistens in derselben Maschine bei einem einmaligen Durchgange erzielt, und man hat zu diesem Behufe den zum Brechen dienenden Maschinen verschiedene Einrichtungen gegeben. Bei den einfachsten für Handbetrieb eingerichteten Maschinen dieser Art bringt man über einer größeren Mittelwalze A, Fig. 74, mehrere kleinere Walzen B, C und D an, so daß das in der Richtung der Pfeile hindurchgeführte Stroh bei b, c

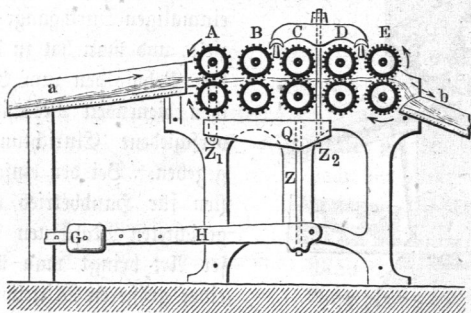
und d einem wiederholten Brechen ausgesetzt ist. Die Belastung der oberen Walzen wird bei dieser Maschine durch ein Gewicht G hervorgebracht, welches in ersichtlicher Art die über die Lager der Walzen geführte und bei E befestigte Schnur S anspannt. Da die Größe der entstehenden Bruchstücke von der Entfernung der Rippen oder der Theilung der Walzen abhängt, und diese letztere bei der betrachteten Maschine bei allen Walzen dieselbe sein muß, so läßt sich von dieser Anordnung nicht die günstigste Wirkung versprechen, insofern die bei dem ersten Angriffe in b gebildeten Bruchstücke zwischen den folgenden Walzen bei c und d im Allgemeinen eine weitere Zerkleinerung nicht mehr erfahren werden.

Aus diesem Grunde hat man meistens den wiederholten Angriff zwischen mehreren einzelnen Walzenpaaren, Fig. 75 (a. f. S.), vorgenommen, welche



von *A* nach *E* hin allmählig feinere Theilung der Kiffelung erhalten. Es wird hierdurch eine viel weiter gehende Zerkleinerung bewirkt, indem die von dem ersten Walzenpaare gebildeten Bruchstücke zu lang sind, um unverändert zwischen den nächsten Paaren hindurchgehen zu können. Die Geschwindigkeit im Umfange muß hierbei für alle Walzenpaare von genau gleicher Größe sein, weil ein Zerreißen der Fasern die Folge sein müßte, wenn die Geschwindigkeit nach vorn, d. h. nach der Richtung der Bewegung hin, zunähme, während eine langsamere Bewegung der vorderen Paare ein Anstauen des Materials bewirken würde. Die Belastung der oberen Walzen durch die beiderseits angeordneten Gewichte *G*, die Hebel *H*, Zugstangen *Z*, Querstege *Q* und Zughaken *Z*<sub>1</sub> und *Z*<sub>2</sub> ist aus der Figur ersichtlich. Die Zahl der Rippen beträgt bei den verschiedenen Walzen von dem gleichen Durchmesser

Fig. 75.



von 0,16 m bei einer derartigen Ausführung 14, 16, 18, 20, 24.

Man hat vielfach den wiederholten Angriff noch in anderer Art bewirkt, dadurch nämlich, daß man die Walzen in regelmäßiger Wiederholung abwechselnd nach der einen und der anderen Richtung umdreht. Hierbei ist die

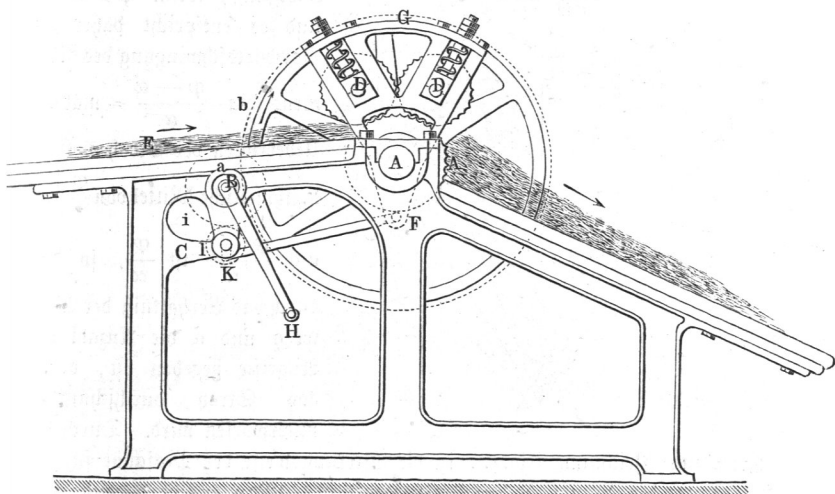
Anordnung so zu treffen, daß die Vorwärtsbewegung stets um einen größeren Betrag erfolgt, als die Rückwärtsbewegung. Zu diesem Zwecke hat man mancherlei verschiedene Getriebe in Anwendung gebracht, welche man wohl mit dem Namen der Pilgerschrittgetriebe belegt hat, indem man die gedachte, abwechselnd vorwärts und rückwärts gerichtete Bewegung als Pilgerschrittbewegung bezeichnet. Eine in dieser Art wirkende Maschine ist die von Collyer<sup>1)</sup> auf der Wiener Weltausstellung 1873 ausgestellte Flachsbrechmaschine, Fig. 76. Hier erhält die mittlere Kiffelwalze *A* von der Handturbel *H* der Welle *B* durch Vermittelung der beiden Zahnräder *a* und *b* eine langsame Bewegung vorwärts, d. h. in der Richtung des Pfeiles, wodurch das auf dem Zuführbrette *E* vorgelegte Flachsstroh eingezogen wird. Das Brechen der Stengel bewirken dabei die beiden mit Federn angepreßten Kiffelwalzen *D* in gewöhnlicher Weise. Diese beiden Walzen *D* sind nicht in dem festen Gestelle,



sondern in einem um die Ase  $A$  lose drehbaren Rahmen oder Bügel  $GF$  angebracht, welchem Rahmen eine um  $A$  schwingende Bewegung durch die Lenkerstange  $KF$  einer kleinen Kurbel  $K$  ertheilt wird, die ihre schnelle Drehung von der Welle  $B$  vermittlest der beiden Zahnräder  $i$  und  $l$  erhält. In Folge dieser Anordnung wird das zu brechende Flachstroh mit einer bestimmten Geschwindigkeit gleichmäßig eingezogen, während die beiden oberen Walzen  $D$  über demselben hin- und hergerollt werden und hierbei ein wiederholtes Brechen der Stengel bewirken.

Um die Wirkungsweise dieser Anordnung näher zu untersuchen, sei mit  $\varphi$  der Winkel bezeichnet, um welchen die Schwingung des Rahmens  $GF$

Fig. 76.

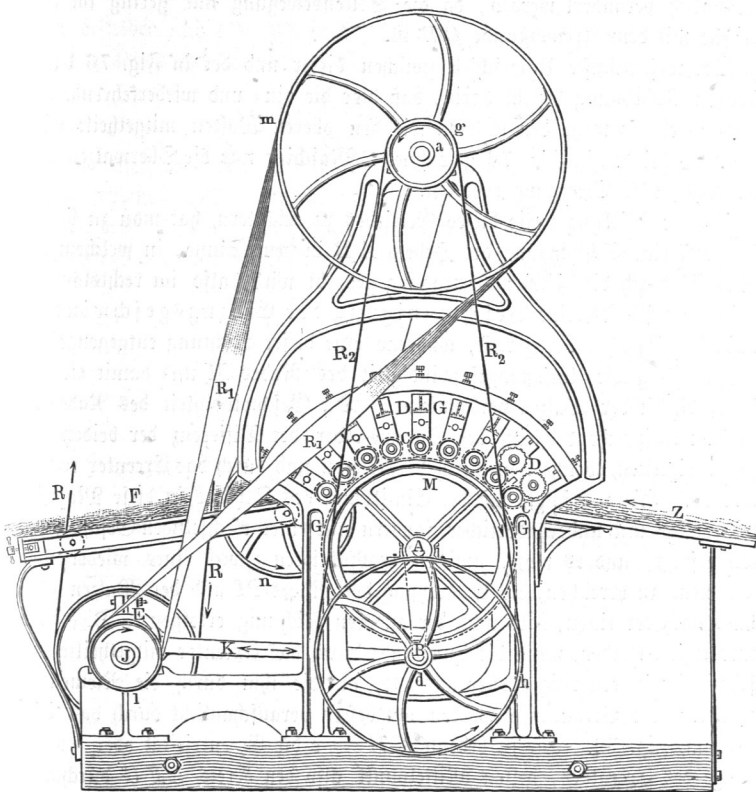


geschieht, und es bedeute  $\alpha$  den Winkel, um welchen die mittlere Walze  $A$  in derjenigen Zeit umgedreht wird, während welcher dem Rahmen eine einfache Schwingung ertheilt wird. Wenn dann noch  $R$  den Halbmesser der mittleren Walze  $A$  vorstellt, so ist die Länge des durch die Walzen eingezogenen Strohes während einer einfachen Schwingung des Rahmens zu  $R\alpha$  anzunehmen. Während einer solchen einfachen Schwingung des Rahmens hat sich jede der in demselben befindlichen Oberwalzen um einen bestimmten Bogen um die eigene Ase gedreht, und die Länge dieses Bogens giebt diejenige Strohlänge an, über welcher das Fortrollen der Oberwalzen oder das Brechen stattgefunden hat. Diese Drehung um die eigene Ase, welche einer Oberwalze während einer einfachen Schwingung des Rahmens ertheilt wird, ist verschieden, je nachdem die gedachte Schwingung im Sinne



versehen, und es stehen die Unterwalzen mit ihren Oberwalzen durch je zwei Zahnräder von gleicher Größe in Verbindung. Die Zahnräder aller unteren Walzen empfangen ihre Umdrehung durch ein auf der Ase *A* angebrachtes größeres Zahnrad *M*, durch dessen Umdrehung in dem Sinne des Pfeiles die Niffelwalzen sämmtlich eine solche Bewegung empfangen, wie sie zum Einziehen und Durchführen des bei *Z* vorgelegten Hanfstrohes erforderlich ist.

Fig. 78.



derlich ist. Dasselbe verläßt die Maschine im gebrochenen Zustande bei *F*, von wo es durch ein endloses Abföhrtuch entfernt wird. Die Pilgerschrittbewegung wird hier in der Weise erzeugt, daß dem mittleren Zahnrade *M* außer seiner langsamen gleichmäßigen Umdrehung noch eine pendelnde Bewegung vermöge des auf seiner Ase befindlichen Hebels *AB* ertheilt wird, welcher Hebel zu diesem Zwecke von der Stange *K* eines auf der Welle *J* sitzenden Excenters *E* bewegt wird. Diese Welle *J* wird direct von der

zugehörigen Locomobile oder Transmissionswelle durch den Riemen  $R$  angetrieben, und überträgt ihre Bewegung vermittelst der beiden Riemen  $R_1$  und  $R_2$  auf eine im Endpunkte des gedachten Hebels  $AB$  angebrachte Ase  $B$ , welche mit einem kleinen Zahngetriebe das zur Umdrehung der Brechwalzen dienende Zahnrad  $M$  in die gedachte langsame Bewegung versetzt. Diese Anordnung gestattet der Ase  $B$  die durch das Excenter ihr mitgetheilte seitliche Bewegung, ohne daß dadurch die Spannungen in dem Riemen  $R_2$  wesentlich verändert werden, da die Seitenbewegung nur gering im Vergleich mit dem Aßenabstande  $OB$  ist.

Der wesentlichste Unterschied zwischen dieser und der in Fig. 76 dargestellten Anordnung besteht darin, daß hier die hin- und wiederkehrende Bewegung ebenso wohl den unteren wie den oberen Walzen mitgetheilt wird, während bei der in Fig. 76 gezeichneten Maschine nur die Oberwalzen diese wiederkehrende Bewegung erhalten.

Um die Wirkungsweise dieses Getriebes zu erläutern, hat man zu bemerken, daß eine Schwingung des Hebels  $AB$  in dem Sinne, in welchem das Rad  $M$  durch die Riemenübertragung gedreht wird, also im rechtsläufigen Sinne des Pfeiles, eine Beschleunigung der Einzugsgewindigkeit des Strohes hervorruft, während eine dieser Richtung entgegengesetzte Schwingung die Umfangsgeschwindigkeit des Rades  $M$  und damit die Geschwindigkeit der Walzen verlangsamt. Die Geschwindigkeit des Rades  $M$  ist dem entsprechend gleich der Summe oder der Differenz der beiden Geschwindigkeiten, welche ihm durch die Riemen und durch das Excenter ertheilt werden. Hieraus folgt, daß die Einziehung des Strohes in diese Maschine keineswegs mit unveränderlicher, sondern mit einer wechselnden Geschwindigkeit erfolgt, und es muß, um den beabsichtigten Zweck eines wiederholten Brechens zu erreichen, die Umdrehung des Rades  $M$  und der Walzen  $C, D$  bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung erfolgen. Dies kann nur erzielt werden, wenn die dem Rade durch das Excenter mitgetheilte Geschwindigkeit zeitweilig größer ausfällt, als die ihm durch die Riemen ertheilte. Die Verhältnisse werden am besten veranschaulicht durch das Diagramm, Fig. 79. Hierin bedeute  $CE = e$  die Excentricität oder Kurbellänge des Excenters, dessen Mittelpunkt also den Kreis  $EF G$  durchläuft, und es möge  $CA = v_e$  die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbelwarze oder des Excentermittels vorstellen. Mit dieser selbigen Geschwindigkeit  $v_e$  bewegt sich auch die Excenterstange  $K$  in derjenigen Lage, in welcher sie senkrecht auf dem Kurbelarme steht, wofür hier die verticale Stellung der Kurbel  $CF$  angenommen werden kann, da die Länge der Excenterstange sehr groß im Verhältniß zur Excentricität ist. Unter dieser Voraussetzung ist die Geschwindigkeit der Stange in horizontaler Richtung für irgend eine Kurbelstellung  $CB$ , welche um den Winkel  $BCA = \alpha$  von der wagerechten Rich-

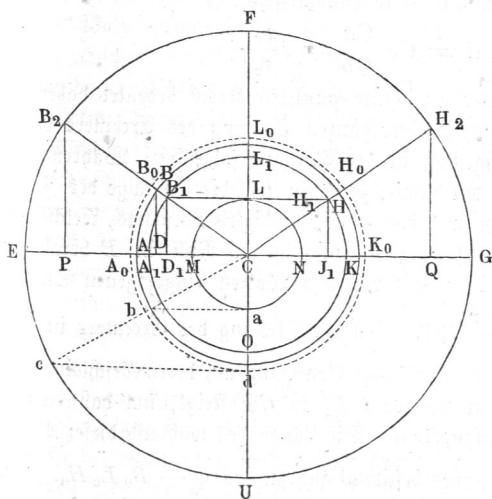
tung abweicht, durch  $BD = v_e \sin \alpha$  gegeben, und es stellen nach den bekannten Eigenschaften des Kurbelgetriebes, s. Th. III, 1, die Ordinaten wie  $BD$  des mit  $v_e = CA$  um  $C$  beschriebenen Kreises  $ABHK$  für die zugehörigen Kurbelstellungen die Geschwindigkeiten vor, mit denen die Excenterstange das Ende des Hebels  $AB$  in Fig. 78 bewegt. Die vermöge dieser Bewegung dem Zahnrade  $M$  ertheilte Geschwindigkeit des Theilkreises ist natürlich stets in dem Verhältnisse  $\frac{r}{l}$  kleiner, wenn  $r$  den Theilkreishalbmesser desselben und  $l$  die Länge des Hebels  $AB$  bedeutet. Zeichnet man daher den Kreis mit dem Halbmesser

$$CA_1 = \frac{r}{l} v_e = \frac{r}{l} CA,$$

so geben dessen Ordinaten wie  $B_1 D_1$  für jede Kurbelstellung die dem Zahnrade in seinem Theilkreise durch das Excenter mitgetheilte Geschwindigkeit an.

Stellt nun  $CM = v_r$  diejenige gleichmäßige Geschwindigkeit vor, welche das Zahnrad vermöge der Riemen- und Räderübertragung in seinem Theil-

Fig. 79.



kreise erhält, so geben die beiden Schnittpunkte  $B_1$  und  $H_1$  diejenigen Stellungen  $CB_2$  und  $CH_2$  des Excenters an, für welche die beiden Geschwindigkeiten gleich groß sind, die dem Zahnrade durch die Riemen und durch das Excenter ertheilt werden. Demgemäß muß in diesen Punkten ein Wechseln der Bewegung des Rades erfolgen, so zwar, daß eine Umdrehung des Rades in dem rechtsläufigen Sinne, wie sie zur Einziehung des

Strohes nöthig ist, während derjenigen Zeit erfolgt, während welcher das Excentermittel den Bogen  $EB_2$  durchläuft, und daß für den durch den Bogen  $B_2 FH_2$  dargestellten Weg eine rückläufige Bewegung sich einstellt. Würde die Geschwindigkeit  $v_r$  der dem Rade durch die Riemen ertheilten Bewegung dem Betrage  $CA_1 = CL_1 = \frac{r}{l} v_e$  der durch das Excenter

mitgetheilten größten Geschwindigkeit  $CL_1$  gerade gleich sein, so würde eine rückläufige Bewegung sich gar nicht einstellen, es würde in solchem Falle die Geschwindigkeit der Vorwärtsbewegung in der Stellung  $CF$  des Excenters gerade bis auf den Werth Null ermäßigt werden.

Man kann auch aus der Fig. 79 die Wege erkennen, welche den einzelnen Perioden der Bewegung entsprechen. Die Zeit, welche das Excenter zu einer ganzen Umdrehung durchgebraucht, bestimmt sich den gewählten Bezeichnungen zufolge zu  $t = \frac{2\pi e}{v_e}$ , in welcher Zeit der von dem Radumfange in Folge der Geschwindigkeit  $v_r$  zurückgelegte Weg zu

$$tv_r = 2\pi e \frac{v_r}{v_e}$$

sich bestimmt. Dieser Ausdruck stellt den Umfang eines Kreises dar, dessen Halbmesser  $e \frac{v_r}{v_e}$  in der Figur wie folgt zu bestimmen ist. Wenn man die wagerechte Tangente  $ab$  an den Kreis  $MLN$  zieht und nach dem Schnittpunkte dieser Tangente mit dem Kreise  $AB$  den Halbmesser  $Cbc$  legt, so ist die senkrechte Projection  $Cd$  dieses Halbmessers

$$Cd = Cc \frac{Ca}{Cb} = e \frac{v_r}{v_e}.$$

Der mit diesem Halbmesser gezeichnete punktirte Kreis bedeutet daher die von dem Radumfange während einer ganzen Drehung des Excenters durchlaufene Weglänge. Demgemäß ist der Vorgang folgender: Während das Excenter den Bogen  $AB$  durchläuft, bewegen sich die Umfänge des Zahnrades und der Brechwalzen mit einer Geschwindigkeit vorwärts, welche von dem Werthe  $v_r$  im todten Punkte  $A$  allmähig auf Null in  $B$  herabgeht. Die Länge des während dieser Zeit von den Walzen eingezogenen Strohes bestimmt sich zu  $\widehat{A_0B_0} - \frac{r}{l} EP$ . Von der Stellung des Excenters in  $CB$

aus nehmen die Walzen eine rückläufige Bewegung an, deren Geschwindigkeit von Null in  $B$  bis zu dem Werthe  $LL_1$  in  $CF$  steigt, um dann wieder bis auf Null in  $CH$  herabzugehen. Die Länge des während dieser Bewegung zurückbeförderten Strohes bestimmt sich zu  $\frac{r}{l} PQ - B_0L_0H_0$ . Bei

der weiteren Umdrehung stellt sich wieder eine vorwärts gerichtete Bewegung ein, und zwar findet eine solche während der Drehung durch den ganzen Rest des Kurbelkreises  $H_2GUE$  hindurch statt. Die Geschwindigkeit erhebt sich hierbei von Null in  $CH$  auf den Betrag  $v_r$  im todten Punkte  $G$  und steigt dann weiter auf  $LO$  in der Stellung  $CU$ , um von dem größten Werthe daselbst wieder auf  $v_r$  im todten Punkte  $E$  herabzugehen. Von da an wiederholen sich die Vorgänge in derselben Weise. Die Länge des



eingezogenen Strohes bestimmt sich für die Drehung  $H_2 G$  zu  $\widehat{H_0 K_0} - \frac{r}{l} QG$  und für die halbe Umdrehung  $GUE$  zu  $K_0 dA_0 + \frac{r}{l} GE$ . Im Ganzen ist daher während der gedachten Umdrehung des Excenters eine Länge Material gleich

$$2\pi \cdot CA_0 - \frac{r}{l} (EP + PQ + QG - GE) = 2\pi e \frac{v_r}{v_e} = tv_r$$

eingezogen, welche also von dem Vorhandensein des Excenters gar nicht abhängig ist. Man kann nach dieser Figur die Verhältnisse so feststellen, wie die in jedem Falle beabsichtigte Wirkung erfordert, auch läßt sich der Vorgang in gleicher Art, wie in Fig. 77 für die Collier'sche Maschine geschehen, durch eine schematische Skizze erläutern. In ähnlicher Art sind die Verhältnisse bei anderen zur Erzielung der Pilgerschrittbewegung dienenden Getrieben zu untersuchen.

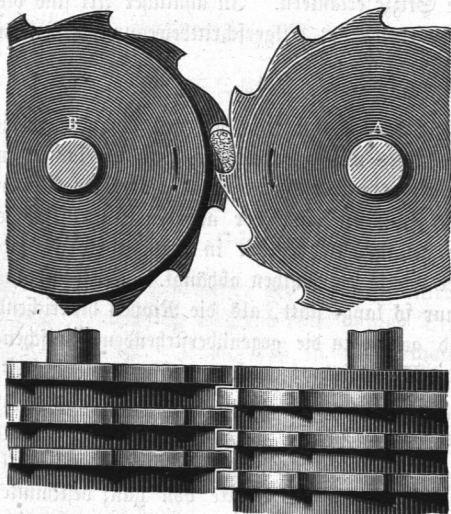
**Walzen mit Scherwirkung.** Wenn man die mit einander arbeitenden Walzen auf ihren Oberflächen mit scharfkantigen, ringsum laufenden Nuthen versieht; derartig, daß die dadurch entstehenden ringförmigen Rippen der einen Walze genau in die Zwischenräume der anderen eingreifen, so wird ein zwischen die Walzen gelangender Körper in einzelne Stücke zerschnitten, deren Größe von der Weite der Nuthen abhängt. Die rein schernde Wirkung findet dabei nur so lange statt, als die Rippen hinreichend scharfe Känder beibehalten und genau in die gegenüberstehenden Zwischenräume hineinpaffen, wogegen die Scherwirkung um so unvollkommener auftritt und mehr in ein Einkneifen und Quetschen des Materials übergeht, je mehr die Kanten der Rippen durch den Gebrauch abgerundet werden und der Zwischenraum sich vergrößert. Man hat derartige Maschinen zum wirklichen Zerschneiden gewisser Gegenstände in Stücke von ganz bestimmter Form in einzelnen Fällen auch zur Verwendung gebracht, z. B. zerschneidet man in der gedachten Weise breite Bänderisen in schmalere Streifen oder erzeugt aus gewalzten Gummiplatten die bekannten elastischen Fäden von quadratischem Querschnitte. Diese Maschinen gehören aber nicht in die Classe der eigentlichen Zerkleinerungsmaschinen, sondern in diejenige der Maschinen zur Zertheilung der Körper und sollen an der zugehörigen Stelle besprochen werden. Auch bei der Fabrikation der Graupen sind solche Maschinen in Verwendung gebracht, um die Getreidekörner in kleinere Stücke zu zertheilen, welche die einzelnen Graupenkörner liefern sollen; ebenso hat man zur Zerkleinerung von Knochen solche Walzen in Anwendung gebracht. In diesem letzteren Falle ist in der Regel auf eine rein schernde Wirkung nur während ganz kurzer Zeit zu rechnen, da die Känder schnell ihre Schärfe verlieren, welche ihnen im Allgemeinen nicht wieder-



gegeben werden kann, wie dies bei den oben gedachten Schneidwerken für Eisen der Fall ist, bei denen die Walzen aus einzelnen Stahlscheiben zusammengesetzt sind, die ein Nachschleifen ermöglichen.

Wenn die zu zerkleinernden Stoffe in dickeren Stücken auftreten, wie z. B. die Knochen, so würden glatte Walzen zum sicheren Einziehen des Materials meist beträchtlichere Durchmesser erfordern; um solche zu vermeiden, werden oft die hervorragenden Ränder mit regelmäßigen Einschnitten versehen, so daß einzelne Zähne entstehen, welche das Material sicherer erfassen. Die zerkleinernde Wirkung wird in diesem Falle wesentlich erhöht, wenn man den Walzen verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten giebt und da-

Fig. 80.



bei die Form der Zähne so wählt, daß die langsamer bewegte Walze A in Fig. 80 die Gegenstände zurückhält, damit dieselben von den Zähnen der schneller gehenden Walze B ergriffen und zertheilt werden können. Sind hierbei die Gegenstände dicker als die Weite der Nuthen, so reißen die Zähne wohl auch einzelne Stücke aus den zurückgehaltenen Materialien heraus, so daß die Wirkung eine gewisse Aehnlichkeit mit denjenigen von Raspeln erhält. So ist die Knochenzerkleinerungsmaschine von Anderson <sup>1)</sup> ausge-

führt; dieselbe enthält drei Paare solcher Walzen über einander, welchen das Material nach einander zufällt, und zwar sind die Zwischenräume zwischen den Scheiben jedes folgenden Walzenpaares kleiner als die des vorhergehenden; es verhalten sich nämlich die Dicken der Scheiben oder Breiten der Nuthen von oben nach unten wie 30 : 24 : 12. Die Geschwindigkeiten von zwei zusammenarbeitenden Walzen stehen im Verhältniß 4 : 3.

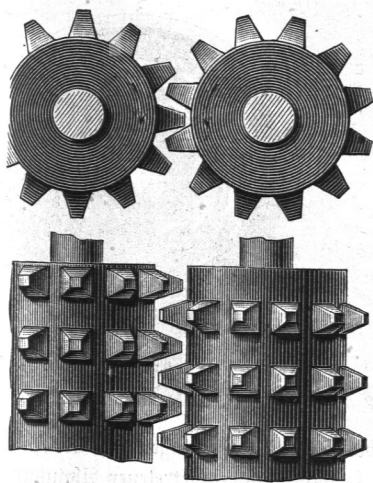
Bei den erwähnten Schneidwerken, welche eine rein scherende Wirkung erzielen sollen, würde eine Verschiedenheit der Geschwindigkeiten nur schädlich sein, indem sie unnötige Reibungsarbeit und einen schnellen Verschleiß

<sup>1)</sup> Dingler, Pol. Journ. 1831, Bd. 39.

der schneidenden Scheiben im Gefolge haben müßte. Es mag indessen schon hier erwähnt werden, daß in gewissen Fällen auch bei schneidend wirkenden Werkzeugen eine relative Verschiebung der Schneiden gegen einander von der größten Bedeutung ist, wovon an der betreffenden Stelle besonders gesprochen wird.

Wenn man zwei in vorgedachter Art mit Ringnuthen von großer Tiefe versehene Walzen gleichzeitig noch mit Vertiefungen nach der Längsrichtung versehen denkt, so erlangt man ein Bild von den mit einzelnen Zähnen besetzten Walzen, Fig. 81, wie sie beispielsweise als Kuchendreher in Oelmühlen zum Vorbrechen der Preßkuchen Anwendung finden, die zum Zwecke einer sogenannten Nachpressung zerkleinert werden müssen. We-

Fig. 81.



gen der verhältnißmäßig großen Entfernung der einzelnen Zähne von einander können solche Maschinen nur eine Zerkleinerung in grobe Bruchstücke bewirken, also nur zum Vorarbeiten anderer Maschinen dienen, und wegen der geringen Widerstandsfähigkeit der weit hervorstehenden, dem Abbrechen leicht unterworfenen Zähne kann auf ihnen nur ein leicht zerbröckelndes Material von geringer Festigkeit zerkleinert werden. Für solche leicht zerbrechliche Gegenstände, besonders wenn dieselben in größeren plattenförmigen Stücken

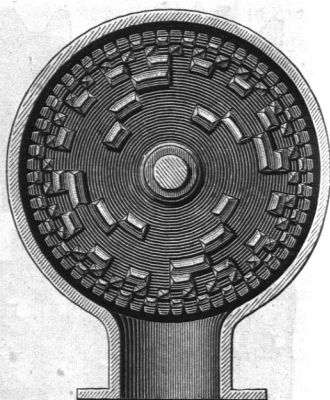
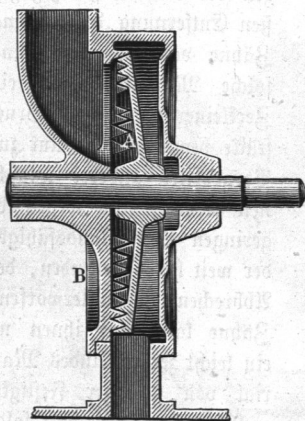
vorkommen, wie dies bei den gedachten Preßkuchen der Fall ist, sind diese Walzen zweckmäßig; ihre Wirkungsweise ist weniger eine scherende als vielmehr eine brechende und zerdrückende, indem die einzelnen Zähne Stücke aus der Masse ausbrechen und bei dem Eingehen dieser Stücke ein Zerdrücken derselben zwischen den Walzen und Seitenflächen der Zähne stattfindet.

Man hat auch derartige Zähne von pyramidenförmig zugespitzter Gestalt auf ebenen Scheiben angebracht, von denen die eine schnell um ihre Axe gedreht wird, während die andere von jener in geringem Abstände befindliche feststeht. Da die Hervorragungen der beweglichen Scheibe A, Fig. 82 (a. f. S.), in die Vertiefungen zwischen den Zähnen der festen Scheibe B eintreten, so wird bei der gedachten Umdrehung der Scheibe A das zwischen diese Zähne gelangte Material einer Zerkleinerung ausgesetzt sein, welche

durch ein um so vollkommeneres Abscheren bewirkt wird, je dichter die Zähne an einander vorübergehen. Hierbei gestattet die abgeschrägte Gestalt der Zähne, durch Annäherung der Scheiben den Zwischenraum zwischen den Zähnen stets wieder auf das gewünschte Maß herabzuziehen, wenn derselbe durch den Gebrauch sich vergrößert hat. Diese von Anduze<sup>1)</sup> angegebene Maschine arbeitet mit einer Scheibe von 1 m Durchmesser, welche in der Minute etwa 800 bis 1000 Umdrehungen macht.

Hierher gehört auch die mit dem Namen *Excelsior-Mühle*<sup>2)</sup> belegte Maschine von Gruson, wie sie durch Fig. 83 dargestellt ist. Daraus erkennt man die auf der Ase befindliche Scheibe S, während b den an dem Gehäuse festen Ring vorstellt. Dieser Ring ebenso wie der an der

Fig. 82.



Scheibe S angebrachte *a* sind beiderseits mit Erhöhungen von der Form abgestumpfter Pyramiden versehen, so daß nach eingetretener Abnutzung der Zähne auf der einen Seite durch Umkehren der Ringe die andere Seite in Gebrauch genommen werden kann. Die Verstellung der Scheiben gegeneinander geschieht durch eine Verschiebung der Ase, zu welchem Zwecke der um C drehbare Sattel oder Bügel angeordnet ist. Dieser mit drei Armen *d*, *b*<sub>1</sub> und *b*<sub>2</sub> versehene Hebel greift bei *d* die Ase an, so daß derselben eine zum Nähern der Mahlscheiben erforderliche Verschiebung von links nach rechts erteilt wird, sobald durch die Schraube *D* der Arm *b*<sub>2</sub> gehoben wird; die Feder *F* sucht die Scheiben stetig aus einander zu halten. Diese Mühle wird mit verschiedenen großen Scheiben, deren Durchmesser zwischen 8 und 60 cm schwanken, ausgeführt, die durchschnittliche Umdrehungszahl wird zu

<sup>1)</sup> Publ. industr. 1877, p. 390; 1881, p. 58.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 14965. Zeitschr. deutsch. Ing. 1886, S. 338.

300 pro Minute angegeben. Die Maschine wird für die verschiedensten Materialien empfohlen; Verwendung wird sie wohl hauptsächlich zum Vorarbeiten finden, da eine weitgehende Zerkleinerung von den wirkenden Theilen nicht zu erwarten ist.

Es möge hier noch einer Maschine zum Vorbrechen gedacht werden, welche hauptsächlich zum Zerkleinern von Gyps in Anwendung gekommen ist, und bei welcher die Zerkleinerung ebenfalls in der Hauptsache auf ein mehr oder minder vollkommenes Abscheren hinauskommt. Diese unter dem Namen der Evans'schen Brechmühle<sup>1)</sup> bekannte Maschine besteht nach Fig. 84

Fig. 84.

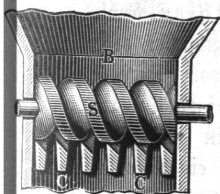


Fig. 85.

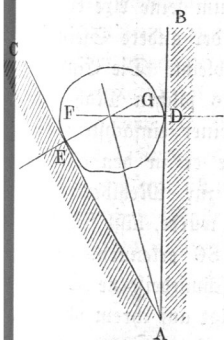
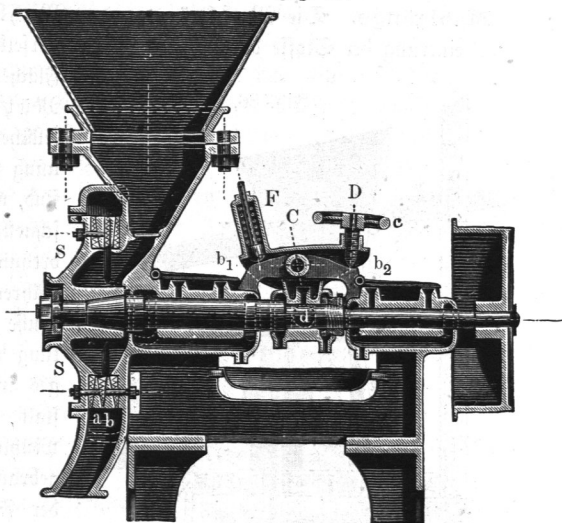


Fig. 83.



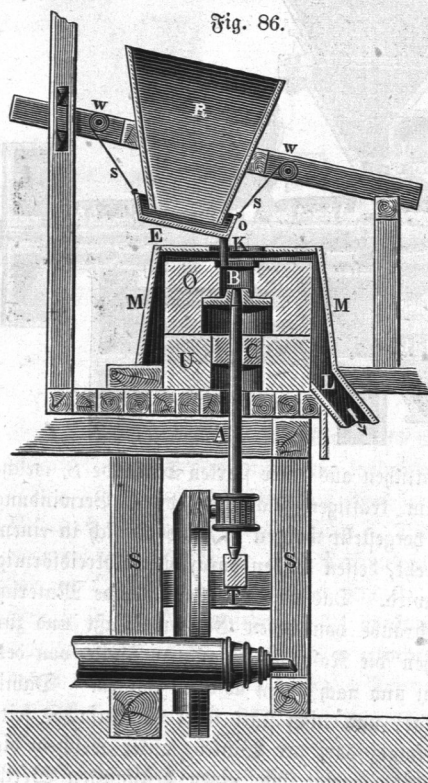
im Wesentlichen aus einer starken Schraube *S*, welche aus einem kräftigen Flacheisen durch Verwindung desselben hergestellt worden ist, und die sich in einem trogähnlichen Behälter *B* umdreht, dessen Boden durch die halbkreisförmig gebogenen Koststäbe *C* gebildet wird. Das von oben einfallende Material wird bei der Umdrehung der Schraube von deren Gängen erfasst und zur Seite gedrückt, wobei die zwischen die Koststäbe gelangten Theile von den Materialstücken abgeschert werden und nach unten abfallen können. Damit die gedachte Wirkung erzielt werde, und nicht statt ihrer ein einfaches seitliches Verschieben der Massen erfolge, darf der Winkel, unter welchem die Schraubengänge gegen die Koststäbe geneigt sind, einen bestimmten Werth nicht übersteigen, welcher sich aus Fig. 85 leicht ergibt. Stellt nämlich

<sup>1)</sup> Dingl. pol. Journ. 1823.

hierin  $AB$  die Richtung eines Koststabes und  $AC$  diejenige des über diesen Stab hinstreifenden Schraubenganges vor, so wird ein zwischen diese Theile gelangter Körper  $K$  in  $D$  und  $E$  gewissen Einwirkungen ausgesetzt sein, welche von den Senkrechten  $DF$  und  $EG$  daselbst höchstens um den Betrag des zugehörigen Reibungswinkels  $\varrho$  zwischen Material und Koststab oder Schraube abweichen darf, wenn ein Gleiten des Materials vermieden werden soll. Zieht man daher die gerade Verbindungslinie  $DE$ , so muß jeder der beiden Winkel  $FDE$  und  $GED$  kleiner sein, als der Reibungswinkel  $\varrho$ , d. h. es muß der Winkel  $BAC$  noch kleiner sein als  $2\varrho$ .

§. 31. **Mahlgänge.** Die Mahlgänge oder Mahlmühlen bewirken die Zerkleinerung der Stoffe durch Zerreiben derselben zwischen den rauhen Flächen von Steinen, den Mühlsteinen, deren ebene Flächen in geringer Entfernung von einander befindlich sind, und von denen einer eine schnelle Bewegung durch Um-

Fig. 86.



bewegt. Das aus dem Behälter oder dem Kumpfe  $R$  herabfallende Getreide gelangt durch die Oeffnung in der Mitte des Läufers, das sogenannte

Flächen von Steinen, den Mühlsteinen, deren ebene Flächen in geringer Entfernung von einander befindlich sind, und von denen einer eine schnelle Bewegung durch Umdrehung um seine Axe erhält, während der andere Stein in Ruhe verbleibt. Die Einrichtung eines solchen Mahlganges in seiner einfachsten Gestalt, wie er in den älteren Mühlen zur Mehlbereitung gebraucht wurde, läßt sich aus der Fig. 86 erkennen. Die stehende schmiedeiserne Spindel  $A$  trägt auf ihrem oberen Ende mittelst des eisernen Bügels, der sogenannten Haube  $B$ , den cylindrischen Oberstein  $O$ , welcher, da er die Bewegung empfängt, mit dem Namen Läufer bezeichnet wird, und dessen untere Fläche in sehr geringem Abstände über der oberen Fläche des festliegenden Bodensteines  $U$  sich

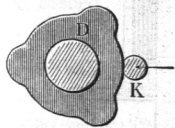


Läuferauge, zwischen die Mahlflächen der Steine und wird in Folge der Umdrehung des Läufers zwischen diesen Flächen von der Mitte nach dem äußeren Umfange bewegt, auf welchem Wege die Zerkleinerung durch Zerreiben vor sich geht. Das am ganzen Umfange zwischen den Steinen auftretende zerriebene Material, dessen Verstäubung durch den die Steine umgebenden Mantel *M*, den sogenannten Umlauf oder Steinrand, verhindert wird, kann durch das Mehloch *L* nach unten entweichen und gelangt von dem Mahlgange in diejenigen Maschinen, welche eine Sonderung der verschiedenen Bestandtheile bewirken, und deren Beschreibung in einem folgenden Abschnitte vorgenommen wird. Die Mühlschindel oder das Mühleisen erhält ihre Unterstützung durch ein Spurlager, welches auf einem Stege *T* angebracht ist, der von den Säulen *S* des Mühlgelüstes getragen wird, das zur Unterstützung des Bodensteines und Kumpfes dient. Ein oberes Halslager findet das Mühleisen in einer Büchse *C*, der sogenannten Steinbüchse, welche fest in die mittlere Oeffnung des Bodensteines gefügt ist und gleichzeitig das Durchfallen des Mahlgutes verhindert.

Die Umdrehung wird dem Mühleisen entweder durch ein darauf befindliches Zahngetriebe von der antreibenden Welle oder durch einen Riemen ertheilt, insbesondere hat sich der Riemenbetrieb bei den neueren und größeren Mühlenanlagen vielfach eingebürgert, während die älteren und kleineren Mühlen allgemein mit Rädern betrieben wurden.

Die Zuführung des Getreides erfolgt aus dem Kumpfe *K* zunächst nach dem sogenannten Schuh oder Mittelschuh *E*, d. h. einem unter der Oeffnung des Kumpfes hängenden Brett mit seitlicher Einfassung, dessen Abstand von dem Kumpfe mittelst der Schnüre *s* und der kleinen Wellen *w* in geringem Maße zu verändern ist, um hierdurch eine Regulirung der Menge des zuzuführenden Getreides bewirken zu können. Der Mittelschuh

Fig. 87.

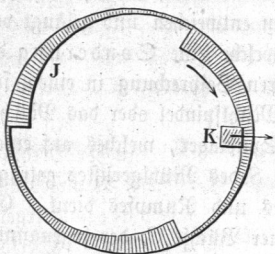


hat eine so geringe Neigung gegen den Horizont, daß in Folge derselben ein Abgleiten des auf ihn gefallenen Getreides nicht erzielt werden würde, wenn man ihm nicht gleichzeitig eine schnelle schwingende Bewegung ertheilte, deren Wirkung früher in §. 4 besprochen wurde, so daß hier auf jene Stelle verwiesen werden mag. Diese schwingende oder rüttelnde Be-

wegung wird dem Schuh meistens von einem daumenartigen Körper, dem Dreischlag *D*, Fig. 87, ertheilt, welcher auf einer Verlängerung des Mühleisens angebracht, an dessen Umdrehung Theil nimmt und mit seinen Hervorragungen gegen den am Schuh befindlichen Schlagstoß *K* wirkt. Hierdurch wird dieser durch eine Feder beständig gegen den Dreischlag *D* gepreßte Stoß *K* und damit auch der Mittelschuh bei jeder Umdrehung des Mühleisens dreimal zurückgeschneilt, wodurch der beabsichtigte Zweck erreicht

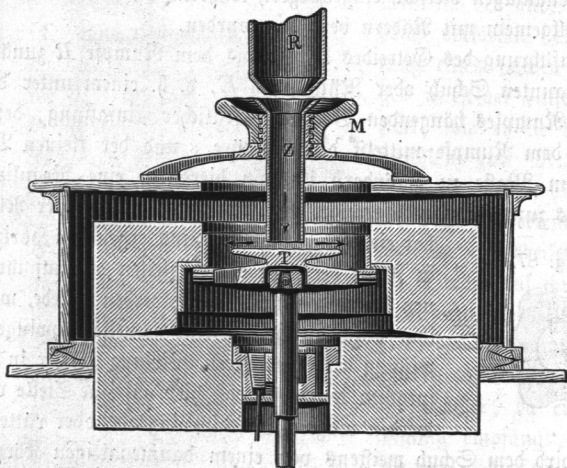
wird. Anstatt des Mittelleisens mit Dreischlag oder Vierschlag wendet man zuweilen auch einen in dem Läuferauge befestigten Schlagring *J* an, d. h. einen eisernen Ring, welcher nach Fig. 88 mit drei oder vier Ansätzen versehen ist, die den ebenfalls durch eine Feder dagegen gepreßten Schlagstöß bei der Umdrehung des Läufers nach innen drängen.

Fig. 88.



Durch diese dem Mittelschuh in der einen oder anderen Art mitgetheilte rüttelnde Bewegung wird das auf dem Schuh liegende Getreide zu einem langsamen Abgleiten veranlaßt, so daß es durch die bei o angebrachte Oeffnung in das Läuferauge herabfällt. Diese Art der Zuführung ist insofern mit der Eigenschaft einer gewissen Selbstregulirung begabt, als bei einem schnelleren Gange des Steines auch die Anzahl der Mittelbewegungen und hierdurch die Menge des herabfallenden Mahlgutes vergrößert wird. Dagegen wird bei dieser Art der Zuführung durch den Mittelschuh eine Ver-

Fig. 89.



theilung des Mahlgutes zwischen die Steine nicht erzielt, aus welchem Grunde man neuerdings vielfach eine andere Art der Speisung durch die sogenannten Centrifugalausschütter anwendet. Ein solcher Ausschütter ist durch Fig. 89 versinnlicht. Das aus dem Kumpfe *R* herabfallende Getreide gelangt durch das in der Ase des Mahlganges aufgehängte Rohr *Z*



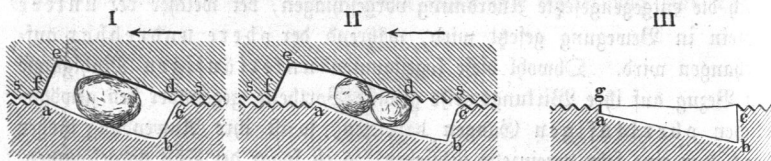
auf einen Streuteller *T*, welcher auf dem oberen Ende des Mähleisens angebracht, an der Umdrehung desselben Theil nimmt. Vermöge der den Körnern hierdurch mitgetheilten Fliehkraft werden dieselben gleichmäßig nach allen Seiten ausgeworfen, und da der Zwischenraum zwischen dem Streuteller *T* und dem unteren Rande des Zuführungsrohres *Z* durch eine geringe Hebung oder Senkung des letzteren in gewissem Grade verändert werden kann, so ist hierdurch die Möglichkeit einer Regulirung des dem Mahlgange zuzuführenden Mahlgutes gegeben. Um die gedachte Verstellung des Rohres *Z* zu bewirken, dient die Mutter *M*, deren Umdrehung das Rohr *Z* in seiner Axe verschiebt, da dieses Rohr auf seinem Umfange mit den zugehörigen Schraubengängen versehen ist und in geeigneter Art an der Drehung verhindert wird. Ein unter dem Kumpfe in dem Abfallrohre *R* angebrachter Schieber dient zum Absperrern der Zuführung, wenn solches aus irgend einem Grunde, z. B. wegen nöthig werdenden Abhebens des Läufers, erforderlich wird.

Die hier angeführte Einrichtung der Mahlgänge, vermöge deren der obere Stein umgedreht wird, ist die gewöhnliche; doch hat man auch mehrfach die entgegengesetzte Anordnung vorgeschlagen, bei welcher der untere Stein in Bewegung gesetzt wird, während der obere undrehbar aufgehangen wird. Obwohl diese sogenannten unterläufigen Mahlgänge in Bezug auf ihre Wirkungsweise gewisse Vortheile gegenüber den gewöhnlichen oberläufigen Gängen darbieten, so ist ihre Anwendung bisher doch nur eine sehr vereinzelte geblieben; es ist sogar der Fall vorgekommen, daß man die Einrichtung unterläufiger Mahlgänge wegen nicht befriedigender Leistung wieder durch die von gewöhnlichen oberläufigen Gängen ersetzt hat. Auf die verschiedenartige Wirkung dieser beiden Arten von Mahlgängen soll im Folgenden besonders eingegangen werden. Der Vorschlag, welcher auch gemacht worden ist, beide Steine in entgegengesetzten Richtungen zu drehen, hat eine praktische Verwendung nicht finden können.

**Wirkungsweise der Steine.** Die Zerkleinerung findet zwischen §. 32. den Steinen durch einen eigenthümlichen Vorgang statt, welcher als ein Zerreiben anzusehen ist, und von dem man sich durch Fig. 90 (a. f. S.) eine Vorstellung machen kann. Die Flächen der Steine sind niemals glatt, sondern von Natur mit einer gewissen Rauigkeit begabt, welche künstlich dadurch erhöht wird, daß man die Oberfläche mit feinen Furchen oder Rillen, den sogenannten Sprengschlägen, versieht, wie dieselben in der Figur durch die Wellenlinien *ss* dargestellt sind. Außer diesen Sprengschlägen arbeitet man in die Mahlflächen noch eine Anzahl tieferer Furchen, die sogenannten Hausschläge, ein, welche über die ganze Fläche jedes Steines nach einer bestimmten Anordnung regelmäßig vertheilt werden, und welche in

ihrer Gesamtheit den Namen der Schärfe erhalten. Die zwischen zwei solchen Hauschlägen stehenden und nur durch die feinen Sprengschläge künstlich gerauhten Theile führen den Namen Balken. Zwischen diesen sehr nahe zusammengehenden Balken findet wesentlich das Feinmahlen statt, während die Hauschläge vorzugsweise die Beförderung des Getreides von dem Läuferauge nach dem Umfange zu vermitteln haben und gleichfalls für die zur Kühlung erforderliche Luftzufuhr wirksam sind. Denkt man sich ein Getreidekorn zwischen zwei Hauschlägen befindlich, wie in Fig. I dargestellt, so wird bei einer Bewegung des oberen Steines in der Richtung des Pfeiles der Abstand zwischen den schrägen Flächen *ab* und *de* der Hauschläge kleiner, Fig. II, und das Korn erleidet dabei nicht nur einen Druck, sondern es wird gleichzeitig einer rollenden Bewegung ausgesetzt. Die Folge dieser Wirkungsweise ist im Allgemeinen eine zweifache; es wird einerseits unter dem Einflusse des Druckes ein Zerquetschen des Kornes in einzelne Theile bezw. in einen breiten Kuchen stattfinden, und andererseits werden die kleinen Hervorragungen der rauhen Steine entsprechend kleine Theilchen von

Fig. 90.



der Masse des Kornes abstoßen, worin der eigentliche Vorgang des Zerreibens besteht. In Folge der schrägen Richtung der Hauschlagsohlen gelangen die Theile des Kornes durch die wälzende Bewegung zwischen die eng an einander befindlichen Balkenflächen, zwischen denen der gedachte Vorgang des Zerreibens ganz besonders fortgesetzt wird. Aus diesen Bemerkungen erkennt man sogleich die Wichtigkeit der Rauhgkeit der Steinflächen für das Mahlverfahren, und es erklärt sich hieraus, warum die Mühlsteine vorzugsweise aus solchem Material gefertigt werden, welches seine natürliche Rauhgkeit dauernd beibehält, wie dies bei gewissen Sandsteinen, bei der Basaltlava und bei dem Süßwasserquarz der französischen Steine der Fall ist, während solche Materialien, welche durch den Gebrauch eine Politur annehmen, wie insbesondere die harten Granite, in den Mühlen nur wenig Anwendung finden. Es ist ferner ersichtlich, daß zur Beförderung des Mahlgutes aus den Hauschlägen zwischen die Balken die Hauschlagsohle *ab* nicht zu steil sein darf, und daß die von manchen Müllern beliebte Form III nicht zu empfehlen ist, da die kleine Wand *ga*, die sogenannte Federkante, der Beförderung des Mahlgutes zwischen die Balken nur hinderlich sein kann.

Der hier betrachtete Vorgang ist offenbar sehr gut geeignet, um eine solche Zerkleinerung hervorzubringen, wie sie zur Bereitung schöner Mehlsorten aus dem Getreide nothwendig ist, derart nämlich, daß die Zerkleinerung durch allmähliges Abreiben der Massentheile von der Oberfläche aus bewirkt wird. Nur hierdurch ist es möglich, die Schalen und darunter befindlichen kleberhaltigen Theile des Kornes von den inneren stärkemehlhaltigen Theilen in gehöriger Art zu trennen, wie dies zur Bereitung vorzüglicher Mehlsorten unerläßlich ist. Dieser letztere Zweck wird um so vollkommener zu erreichen sein, je weniger man das Material bei jedem Vermahlen angreift, je häufiger man also das Abmahlen des von den abgestoßenen Theilchen jedesmal durch Absieben zuvor befreiten Getreides vornimmt. Dagegen wird eine schnelle Zerkleinerung durch einmaliges Zerreiben zwischen den eng zusammengestellten Steinen niemals eine weitgehende Trennung der einzelnen Bestandtheile des Kornes und daher auch nicht die Erzeugung hochfeinen Mehles gestatten. Man unterscheidet hiernach wohl das sog. Flachmüllereiverfahren, bei welchem zur Erzeugung gewöhnlicher Mehle ein schnelles Vermahlen zwischen den dicht zusammengestellten Steinen vorgenommen wird, von dem Verfahren der Hochmüllerei, wobei durch die hoch, d. h. weit aus einander gestellten Steine das Getreide nur wenig angegriffen wird, um durch oft wiederholtes Vermahlen zwischen den allmählig enger gestellten Steinen den besagten Zweck einer weit gehenden Sonderung der Bestandtheile in viele verschiedene Mehlsorten zu erreichen. Auf die besonderen Eigenthümlichkeiten dieser beiden Mahlverfahren einzugehen, ist hier nicht der Ort, es muß dieserhalb auf die betreffenden Werke über Müllerei und Mehlbereitung<sup>1)</sup> verwiesen werden. Daß man den beabsichtigten Zweck der Mehlbereitung nicht durch Maschinen erreichen kann, welche mit Messern oder messerartig wirkenden schneidenden Schienen arbeiten, ist aus dem Vorstehenden gleichfalls ersichtlich; solche Maschinen würden wohl ein Zerschneiden des Kornes in kleine Stücke bewirken, eigentliches Mehl aber würde man nicht erhalten, wie solches aus einer Sonderung der einzelnen Bestandtheile allein hervorgehen kann. Daher haben denn alle die Vorschläge und Versuche, welche man gemacht hat, um die Steine durch andere Theile, z. B. gußeiserne Scheiben mit eingesetzten Stahlmessern, zu ersetzen, zu guten Ergebnissen nicht führen können.

Von der größten Bedeutung für die Wirkung der Mahlgänge ist eine gehörige Entfernung des hinreichend fein gemahlenden Stoffes und der Ersatz desselben durch neu hinzugeführtes, noch nicht zerkleinertes Gut. In den

<sup>1)</sup> Die Mehlfabrikation von Friedrich Rick. Die Mahlmühlen von Hermann Wiebe.

ältesten Mühlen überließ man die Abführung des Mahlgutes nach außen einfach der Fliehkraft, welche in dem durch den Stein mit herumgenommenen Getreide rege gemacht wird. Später ordnete man auf den Mahlflächen die Schärfe an, d. h. eine Anzahl von Hauschlägen solcher Gestalt, daß durch dieselben ein Ausstreifen des Getreides erzielt werden sollte. Endlich verfuhr man die Mahlgänge mit einer Ventilation derart, daß man zwischen den Mahlflächen einen Luftstrom erregte, welcher von dem Läufer aus nach dem Umfange gerichtet, die Beförderung des Getreides wesentlich unterstützt. Diese verschiedenen Mittel sollen im Folgenden näher besprochen werden.

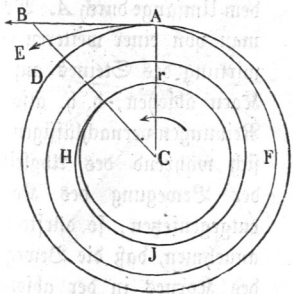
Von einer Einwirkung der Fliehkraft kann nur die Rede sein, sobald das Mahlgut an der Umdrehung des Steines sich theiligt. Dies ist bei unterläufigen Mahlgängen bei allen auf den Bodenstein fallenden Mahlguttheilchen der Fall, soweit nicht durch den darüber in Ruhe befindlichen Stein die Mitnahme des Getreides verhindert wird. Dagegen kann bei den oberläufigen Gängen eine Bewegung des auf dem ruhenden Bodensteine befindlichen Mahlgutes nur dadurch hervorgebracht werden, daß dasselbe von dem Läufer mitgenommen wird. Insbesondere werden die Hauschläge des Läufers bei dessen Umdrehung die auf dem Bodensteine liegenden Theilchen direct mit heraufführen, sofern diese Theilchen hinreichend weit hervortreten, wogegen solche Theilchen, die in den Hauschlägen des Bodensteines befindlich sind und bereits so weit zerkleinert wurden, daß sie nicht über die Mahlfläche hervorragen, von dem Läufer nicht direct bewegt werden können. Die Verschiebung dieser feinen Theilchen, auf die es eigentlich vor allen Dingen ankommen sollte, kann daher nur in indirecter Weise dadurch bewirkt werden, daß andere von dem Läufer ergriffene, noch gröbere Theile eine Verdrängung der fein gemahlten veranlassen, sowie auch durch die Wirkung der Luft, welche von den Wänden der Hauschläge bei deren schneller Drehung wie von den Flügeln eines Ventilators nach außen getrieben wird. Hierin liegt ein gewisser Mangel der oberläufigen Gänge im Vergleiche mit den unterläufigen, bei welchen gerade die fein gemahlten Theilchen durch die Wirkung der Fliehkraft nach außen geschleudert werden, während die gröberen durch den festen Oberstein daran entsprechend verhindert werden.

Um die verschiedene Wirkungsweise der beiden Anordnungen zu verstehen, möge der Weg ermittelt werden, welchen ein Mahlguttheilchen relativ gegen die Fläche des unteren Steines durchläuft. Es sei zu dem Ende  $A$  in Fig. 91 ein Theilchen, welches im Abstände  $AC = r$  von der Mitte auf der ruhenden Fläche des Bodensteines eines oberläufigen Mahlganges ruht, und von dem darüber beweglichen Läufer mit einer Geschwindigkeit  $v$  im Kreise herumgeführt wird. Hätte man es mit vollkommen glatten Flächen zu thun, so würde das Theilchen in dem Punkte  $A$  mit der erlangten Geschwin-

digkeit  $v$  tangential an den Kreis durch  $A$  in der Richtung  $AB$  sich fortbewegen; sollte dagegen das Theilchen in dem Kreise durch  $A$  verbleiben, so müßte auf dasselbe eine radial einwärts gerichtete Centripetalkraft wirksam sein, welche sich für das Theilchen von dem Gewichte  $G$  bekanntlich durch  $C = G \frac{v^2}{rg}$  ausdrückt. In Wirklichkeit sind nun die Flächen nicht vollkom-

men glatt, es findet daher bei der Bewegung des Theilchens auf dem Bodensteine eine gewisse Reibung statt, welche als eine der nach außen gerichteten Bewegung hindernd entgegengesetzte Kraft anzusehen ist. Wenn diese Reibung den durch obige Formel ausgedrückten Werth der Centripetalkraft  $C$  hätte, was z. B. der Fall sein könnte, wenn das Theilchen mit hinreichendem Drucke zwischen die beiden Mahlflächen gepreßt wäre, so würde dasselbe im Kreise  $AD$  mitgeführt werden, ohne jemals nach außen zu gelangen. Im

Fig. 91.



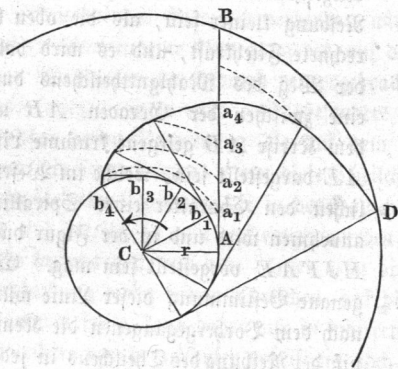
Allgemeinen wird aber die auftretende Reibung kleiner sein, als die oben berechnete Fliehkraft, und es wird daher der Weg des Mahlguttheilchens durch eine zwischen der Geraden  $AB$  und dem Kreise  $AD$  gelegene krumme Linie  $AE$  dargestellt sein, welche im Wesentlichen den Charakter einer Spirallinie annehmen wird und in der Figur durch  $HJFAE$  vorgestellt sein mag. Eine genaue Bestimmung dieser Linie würde nach dem Vorhergegangenen die Kennt-

nitz der Reibung des Theilchens in jedem Punkte seiner Bahn erfordern, weshalb eine solche genaue Bestimmung überhaupt nicht möglich ist. Jedenfalls läßt sich aber so viel erkennen, daß die Bewegung des Theilchens von innen nach außen auf der gedachten Spirale um so schneller, d. h. in um so weniger Umdrehungen erfolgen muß, je größer die Geschwindigkeit  $v$ , also die Fliehkraft  $C$ , und je kleiner der Widerstand ist, welcher sich der Bewegung des Theilchens entgegensetzt. Es ist auch klar, daß an solchen Stellen, an denen der gedachte Widerstand nicht oder nur unmerklich vorhanden ist, das Theilchen ganz oder nahezu der tangentialen Richtung folgen wird. Dies ist z. B. der Fall, wenn das Theilchen plötzlich aus dem engen Zwischenraume zwischen zwei Balken in den viel weiteren Raum eines Haulschlages tritt, es wird alsdann diesen Haulschlag in tangentialer Richtung durchfliegen können, bis es wieder in Verührung mit beiden Steinflächen gelangt, woselbst der größere Widerstand das Theilchen wiederum zu der besprochenen spiralförmigen Bewegung veranlaßt.



Es werde ebenso in *A*, Fig. 92, ein Mahlguttheilchen gedacht, welches auf dem unteren beweglichen Steine eines unterläufigen Mahlganges im Abstände  $AC = r$  von dessen Mitte befindlich sein soll, und dessen Gewicht durch  $G$  ausgedrückt sein mag. Denkt man den Stein von seiner Ruhe aus allmählig in Umdrehung gesetzt, so wird zunächst das auf ihm liegende Theilchen *A* mit dem Steine rotiren, ohne seine Stelle relativ zu dem Steine zu verändern, so lange nämlich, als die Fliehkraft des Theilchens noch kleiner ist, als die Reibung  $fG$ , welche sich einer Verschiebung des Theilchens auf dem Steine entgegenstellt. Sobald jedoch die Geschwindigkeit  $v$  so groß geworden ist, daß die Fliehkraft  $C = G \frac{v^2}{rg}$  den Betrag  $fG$  dieser Reibung erreicht hat, findet ein Abgleiten des Theilchens in der tangentialen Rich-

Fig. 92.



tung *AB* statt, und zwar mit einer Geschwindigkeit gleich derjenigen  $v$  des Steines in dem Umfange durch *A*. Wollte man von einer weiteren Einwirkung des Steines auf das Korn absehen, d. h. also die Reibungen vernachlässigen, die sich während des Abgleitens der Bewegung des Kornes entgegensetzen, so dürfte man annehmen, daß die Bewegung des Kornes in der absoluten Richtung *AB* mit unveränderter Geschwindigkeit erfolgte.

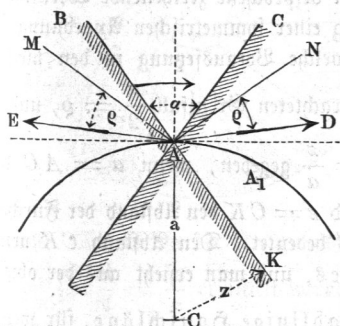
Da sich nun der Stein mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit dreht, so erhält man als den relativen Weg des Kornes gegen den Stein, wie leicht zu erkennen ist, die Evolvente des Kreises zum Halbmesser *CA*; denn denkt man sich auf die Gerade *AB* gleiche Stücke in  $a_1, a_2, a_3, a_4$  aufgetragen und Stücke von derselben Größe auch auf dem Kreise abgetragen in  $b_1, b_2, b_3, \dots$ , so ist es deutlich, daß das Korn sich vermöge seiner gleichmäßigen Bewegung in  $a_1, a_2, a_3, \dots$  befinden muß, wenn der Punkt *A* des Steines bezw. nach  $b_1, b_2, b_3, \dots$  gelangt ist. Die von dem Korne auf dem Steine beschriebene Curve  $b_4 a_4 D$  ist daher die Evolvente des Kreises  $Ab_1 b_2 \dots$ , da die von ihren Punkten an diesen Kreis gelegten Tangenten gleich den Bögen zwischen den betreffenden Berührungspunkten dieser Tangenten und dem Anfangspunkte  $b_4$  sind. In Wirklichkeit wird natürlich die von dem Korne auf dem Steine beschriebene Linie von dieser Evolvente wesentlich abweichen, da einerseits der untere bewegte Stein selbst



vermöge der Reibung eine stetige Einwirkung auf das Korn ausübt, welcher zufolge dasselbe in der Richtung der Umdrehung beschleunigt wird, andererseits aber der obere festliegende Stein einen gewissen Widerstand darbietet, welcher die entgegengesetzte Wirkung äußert. Jedenfalls wird die nach außen treibende Wirkung der Fliehkraft bei den unterläufigen Mahlgängen beträchtlicher ausfallen, als bei den oberläufigen.

**Schärfe der Steine.** Da die Wirkung der Fliehkraft zur gehörigen §. 33. Beförderung des Mahlgutes nach außen nicht ausreicht, so sucht man diese Wirkung durch die Hausschläge zu unterstützen, welchen man eine derartige Gestalt giebt, daß sie vermöge derselben ein Ausstreifen des Mahlgutes bewirken. Es möge etwa durch  $AB$ , Fig. 93, ein Hausschlag des Läufers und

Fig. 93.



durch  $AC$  ein Hausschlag des fest darunter liegenden Bodensteines dargestellt sein, und es werde zunächst der Einfachheit halber angenommen, daß diese Hausschläge geradlinig ausgeführt seien. Stellt man sich die Umdrehung des Läufers in der Richtung des Pfeiles vor, so wird hierdurch auf ein im Kreuzungspunkte  $A$  liegendes Korn eine Wirkung ausgeübt, welche wesentlich von der Größe des Kreuzungswinkels  $BAC$  der beiden Furchen in  $A$  abhängig ist. Wenn dieser Winkel nur klein ist, so wird das Korn nicht nach außen verschoben, sondern es findet die oben mit Hilfe der Fig. 90 erläuterte zerkleinernde Wirkung statt, indem das Korn einem Rollen unter Druck ausgesetzt ist, dem zufolge es auf der geneigten Sohle der Hausschlagsfurche emporgewälzt und zwischen die Balken zum weiteren Verreiben geführt wird. Diese Bewegung des Kornes erfolgt in der Richtung  $AA_1$  des durch  $A$  gehenden Kreises.

Wenn dagegen der Winkel  $BAC$  zwischen den beiden Furchen eine hinreichende Größe hat, so erfolgt das Ausstreifen des Kornes, d. h. eine nach außen gerichtete Bewegung desselben. Da bei einer solchen Bewegung die Reibung überwunden werden muß, welche das Korn in jedem der beiden Hausschläge findet, so hat man nach den schon mehrfach über die Natur des Reibungswinkels Gesagten anzunehmen, daß die Wände der Hausschlagfurchen gegen das Korn in Richtungen wirken, die von den normalen Richtungen um die Größe des Reibungswinkels abweichen, welcher dem Gleiten des Kornes entlang der Steinfläche zukommt. Sind daher  $AN$  und  $AM$  die Senkrechten zu den Furchen  $AB$  und  $AC$ , und macht man  $NAD = NAE = q$

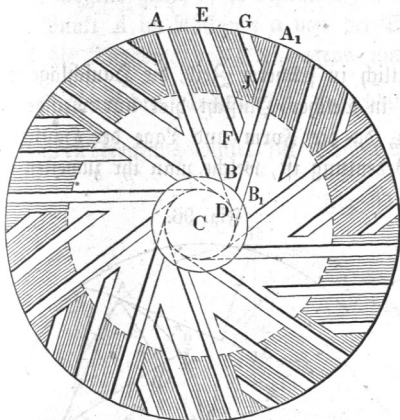
gleich dem Reibungswinkel, so erhält man in  $AD$  und  $AE$  die Richtungen, in welchen von den Furchen eine Einwirkung auf das Korn ausgeübt wird. Soll nun in Folge dieser Wirkungen ein Ausstreifen des Kornes eintreten, so muß der hohle Winkel dieser beiden Richtungen  $AN$  und  $AM$  nach außen hin gerichtet sein. Als Grenzfall, für welchen ein Ausstreifen noch nicht stattfindet, hat man denjenigen anzusehen, für welchen die beiden Richtungslinien  $AE$  und  $AD$  in dieselbe Gerade fallen, und man erkennt ohne Weiteres aus der Figur, daß dies der Fall ist, wenn der Kreuzungswinkel  $BAC = \alpha$  der Furchen gleich dem doppelten Reibungswinkel ist. Zur Erzielung des Ausstreifens hat man daher die Bedingung zu erfüllen:  $\alpha > 2\rho$ .

Die Betrachtung der Figur zeigt, daß die Furchen um so lebhafter das Ausstreifen bewirken werden, je größer der Kreuzungswinkel  $BAC$  zwischen denselben ist, und daß bei einem Betrage dieses Winkels unter  $2\rho$  ein Ausstreifen gar nicht, sondern nur die oben besprochene zertheilende Wirkung zu erwarten ist. Unter der Voraussetzung einer symmetrischen Anordnung der Hausschläge in den beiden Steinen, welche Voraussetzung in den meisten Fällen erfüllt ist, hat man für den betrachteten Grenzfall  $\frac{\alpha}{2} = \rho$ , und es ist  $\frac{\alpha}{2}$  durch die Bezeichnung  $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$  gegeben, wenn  $a = AC$  den Abstand des betrachteten Punktes  $A$  und  $z = CK$  den Abstand der Furchenrichtung  $AB$  von dem Mittelpunkt  $C$  bedeutet. Den Abstand  $CK$  nennt man wohl den Zug des Hausschlages, und man ersieht aus der obigen Gleichung  $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$ , daß für geradlinige Hausschläge, für welche der Zug  $z$  an allen Punkten constant ist, die Kreuzungswinkel nach außen hin abnehmen.

Mühlsteinschärfen mit geradlinigen Hausschlägen sind die in neuerer Zeit gebräuchlichsten und insbesondere für französische Steine allein in Anwendung kommenden. In Fig. 94 ist der Verlauf der Hausschläge für eine solche geradlinige Schärfe angegeben, wie sie dem Werke von Rick entnommen ist. Man ersieht daraus, daß die ganze Fläche des Steines durch eine Anzahl von Hauptfurchen, wie  $AB$  in eine bestimmte Zahl (in der Fig. 10) von Feldern oder sogenannten Vierteln getheilt ist, und daß diese Hauptfurchen sämmtlich einen Kreis berühren, dessen Halbmesser  $CD$  als Zug allen Hauptfurchen gemeinsam ist. Außerdem wird jedes Feld durch zwei bis vier (in der Fig. 2) Nebenfurchen wie  $EF$  und  $GJ$  durchsetzt, welche Nebenfurchen in der Regel parallel mit den Hauptfurchen angeordnet werden. Die zwischen diesen Hausschlägen stehenden Balken werden am äußeren Umfange in einer Ringfläche von etwa 0,2 m Breite mit feinen Sprengschlägen versehen, so daß hauptsächlich in dieser

Ringsfläche das Ausmahlen stattfinden kann. In dem mittleren Theile zwischen dieser Ringsfläche und dem Steinauge fehlen nicht nur die Sprengschläge, sondern die Flächen sind hier auch jede um etwa 3 mm vertieft ausgearbeitet, so daß der Abstand der beiden Mahlf lächen am Steinauge etwa 6 mm beträgt und sich allmählig nach außen hin verringert, bis in der

Fig. 94.



Ringsfläche ein fast dichtes Zusammengehen der Steine erzielt wird.

Wie schon bemerkt, sind die Kreuzungswinkel bei der geradlinigen Schärfe in verschiedenen Abständen von der Mitte verschieden groß, und es ergibt sich auch für die angegebene Anordnung, daß die Nebenfurchen andere Kreuzungswinkel zeigen müssen, als die Hauptfurchen in demselben Abstände, da der Zug für die Nebenfurchen anders gewählt ist, als für die Haupt-

furchen. Die Größe der Kreuzungswinkel, welche in jedem Falle nach der Formel  $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$  ermittelt werden kann, ist aus der folgenden Zusammenstellung ersichtlich, welche dem Ric'schen Werke entnommen ist und für einen Stein vom Halbmesser  $R = 2 \text{ Fuß} = 0,632 \text{ m}$ , für welchen ein Zug der Hauptfurchen von  $z = \frac{1}{5} r$  bei 10 Feldern und zwei Nebenfurchen in jedem Felde die Kreuzungswinkel für die Abstände  $\frac{1}{4} R$ ,  $\frac{1}{2} R$ ,  $\frac{3}{4} R$  und  $R$  von der Mitte angiebt.

#### Der Kreuzungswinkel beträgt

im Abstände	für die Hauptfurchen	für die erste Nebenfurchen	für die zweite Nebenfurchen
$\frac{1}{4} R$	$50^{\circ}$	—	—
$\frac{1}{2} R$	$24^{\circ}$	$66^{\circ}$	—
$\frac{3}{4} R$	$16^{\circ}$	$44^{\circ}$	$72^{\circ}$
$R$	$12^{\circ}$	$32^{\circ}$	$52^{\circ}$

Man erkennt aus dieser Tabelle, daß die Kreuzungswinkel der Hauptfurchen nach dem Umfange hin so klein werden, daß von ihnen an dieser

Stelle eine austreifende Wirkung nicht zu erwarten sein wird, eine solche vielmehr daselbst hauptsächlich von den Nebenfurchen und der Fliehkraft, sowie von der durchtretenden Luft ausgeübt werden muß. Die hier angegebene geradlinige Felderschärfe ist eine sehr gebräuchliche, die Anzahl der einzelnen Felder richtet sich nach dem Durchmesser des Steines und beträgt zwischen 8 und 20, bei den gebräuchlichen Steindurchmessern zwischen 0,9 und 1,8 m.

- §. 34. Man hat auch vielfach, namentlich in früherer Zeit, die Hauschläge nach krummen Linien angeordnet, in welcher Hinsicht hier nur wenige Bemerkungen gemacht werden sollen, da die Form und Lage der Hauschläge überhaupt nicht von derjenigen Bedeutung ist, welche man ihr zuweilen bei-

Fig. 95.

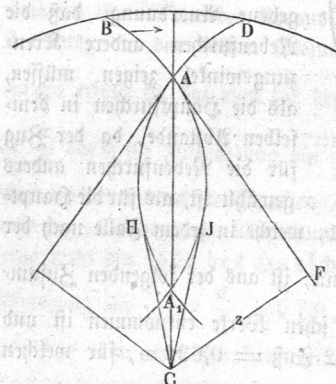
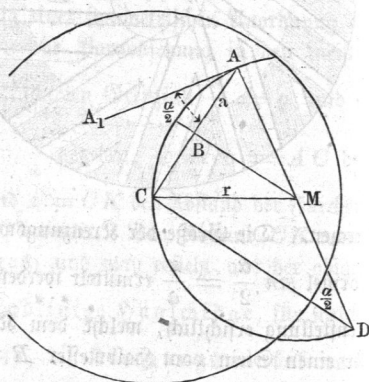


Fig. 96.

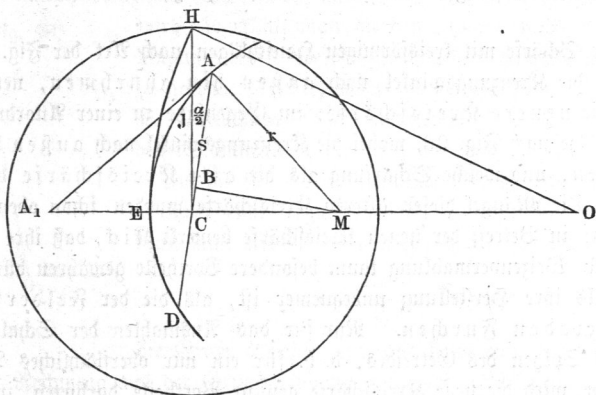


gemessen hat. Denkt man sich durch  $BAJ$ , Fig. 95, einen Hauschlag des in dem Sinne des Pfeiles umgedrehten Läufers und durch die symmetrische Curve  $DAH$  einen Hauschlag des Bodensteines, so kann man die krummen Hauschläge in dem Punkte  $A$  durch geradlinige Elemente von den Richtungen der Tangenten ersetzt denken, und die vorstehenden Bemerkungen darauf anwenden. Der Abstand  $CF$  der Tangente von der Mitte gilt hier als der Zug  $z$  des Hauschlages in dem Punkte  $A$ , und man hat dafür den Kreuzungswinkel  $\alpha$  aus  $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{r} = \frac{CF}{CA}$  zu bestimmen. Man erkennt hieraus, daß für die Punkte  $J$  und  $H$ , deren Tangenten durch den Mittelpunkt gehen, der Zug und damit auch der Kreuzungswinkel gleich Null ausfällt, und daß eine Form der Hauschläge, wie die gezeichnete, welche noch einen zweiten Schnittpunkt  $A_1$  aufweist, durchaus unzulässig

ist, weil ein in  $A_1$  liegendes Theilchen in Folge der Bewegung des Steines nicht nach außen, sondern nach innen geschoben werden würde.

Als Curven für die Haufschläge hat man vielfach Kreisbögen angenommen, und zwar bei der älteren Schärfe Kreisbögen, welche durch die Mitte des Steines gehen, Fig. 96, und deren Halbmesser etwas kleiner als der Steinhalbmesser gewählt wurden. Setzt man den Halbmesser  $MC$  eines solchen Bogens gleich  $r$ , so bestimmt sich der Kreuzungswinkel  $\alpha$  für irgend einen Punkt  $A$  im Abstände  $a$  von der Steinmitte wie folgt. Zieht man an  $A$  die Tangente des Kreisbogens und von dessen Mittelpunkt  $M$  ein Loth  $MB$  auf den Radius  $CA$ , so erhält man in  $A_1AC = ADC = \frac{\alpha}{2}$  den halben Kreuzungswinkel, für welchen direct aus der Figur die Beziehung

Fig. 97.



folgt:  $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{a}{2r}$ . Der Sinus von  $\frac{\alpha}{2}$  und demnach auch der Kreuzungswinkel  $\alpha$  nimmt dieser Formel zufolge von innen nach außen stetig zu, ein Uebelstand, an welchem diese ältere Kreisschärfe leidet, da in der Mitte wegen der kleinen Kreuzungswinkel das Einziehen des Gutes erschwert wird, während außen, wo die Kreuzungswinkel erheblich sind, ein schnelles Ausstreifen stattfindet, worunter das gehörige Feinmahlen leidet. Man hat daher die Kreisschärfe dadurch zu verbessern gesucht, daß man die Kreisbögen für die Haufschläge neben der Steinmitte vorübergehen läßt, Fig. 97. Hier kann man es erreichen, daß die Kreuzungswinkel von innen nach außen abnehmen, wie es für gehöriges Einziehen und gutes Ausmahlen des Getreides zu fordern ist. Zieht man nämlich auch hier die Tangente  $AA_1$  an einen beliebigen Punkt  $A$  eines Haufschlages und von



dessen Mittelpunkt  $M$  das Loth  $MB$  auf die durch  $A$  und die Steinmitte  $C$  gelegte Sehne, deren Länge durch  $AD = s$  bezeichnet sein mag, so ist  $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} \frac{s}{r}$  und daher erlangt dieser Sinus seinen kleinsten Werth, wenn die Sehne  $s$  am kleinsten wird, d. h. für den Punkt  $J$ , dessen Radius  $JC$  senkrecht zu der Verbindungslinie  $MC$  der beiden Mittelpunkte liegt. Es nimmt der Winkel  $\frac{\alpha}{2}$ , welchen die Tangente mit dem Abstände vom Steinauge bildet, von dem Werthe 90 Grad in  $E$  ab bis zu dem Punkte  $J$ , von wo wiederum eine Vergrößerung sich einstellt. Wenn man daher die Anordnung so trifft, daß der senkrecht über  $MC$  gelegene Punkt des Hauschlages in den Umfang des Steines hineinfällt, d. h. wenn man den Kreisbogen  $H$  zum Mittelpunkte  $O$  als Haus Schlagcurve wählt, so erreicht man ein stetiges Abnehmen des Kreuzungswinkels von innen nach außen.

Eine Schärfe mit kreisförmigen Hauschlägen nach Art der Fig. 97, bei welcher die Kreuzungswinkel nach außen hin abnehmen, nennt man wohl die neuere Kreisschärfe, im Gegensatz zu einer Anordnung der Hauschläge nach Fig. 96, wobei die Kreuzungswinkel nach außen hin zunehmen, und welche Schärfung als die alte Kreisschärfe bezeichnet wird. Die Mängel dieser älteren Kreisschärfe wurden schon oben hervorgehoben; in Betreff der neuen Kreisschärfe bemerkt Riß, daß ihre Anwendung für Weizenvermahlung kaum besondere Vortheile gewähren dürfte, und jedenfalls ihre Herstellung unbequemer ist, als die der Felderschärfe mit geraden Furchen. Nur für das Ausmahlen der Schalen sowie für das Spizen des Getreides, d. h. für ein nur oberflächliches Abreiben desselben, wird die neue Kreisschärfe gewisse Vortheile darbieten, indem bei ihr die Kreuzungswinkel nach außen hin weniger schnell abnehmen, als bei der geraden Schärfe, und hierdurch das Ausstreifen befördert wird, was gerade in den angeführten Fällen des Ausmahlens der Schalen und des Spizens wünschenswerth sein muß.

Man hat auch Schärfungen vorgeschlagen und in Anwendung gebracht, bei welchen der Kreuzungswinkel der Hauschläge in allen Abständen vom Steinauge ein und dieselbe Größe hat. Zu diesem Zwecke hat man die Hauschläge nach der Form der logarithmischen Spirale auszuführen, da diese Curve bekanntlich die Eigenschaft hat, daß in jedem ihrer Punkte die Tangente mit dem Radius vector einen constanten Winkel einschließt. Eine solche Curve ist durch  $AB$ , Fig. 98, angedeutet; die Gleichung derselben ist bekanntlich für Polarcoordinaten durch  $r = k^p$  gegeben, wenn  $r = AO$  den Abstand irgend eines Punktes  $A$  von dem Coordinatenmittelpunkte  $O$  bedeutet,  $k$  eine unveränderliche Größe



ist, und wenn unter  $\varphi = AOB$  der Winkel verstanden wird, den der Radius vector  $AO$  mit der Richtung  $BO$  einschließt. Man erhält durch Differentiiren der Gleichung den Ausdruck:

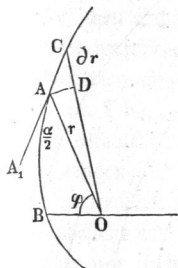
$$\partial r = k^p \log. nat. k. \partial \varphi = r \ln k. \partial \varphi.$$

Hierin stellt  $\partial \varphi$  den kleinen Winkel  $AOC$ , ferner  $\partial r$  die Strecke  $DC$  und  $r \partial \varphi$  diejenige  $AD$  vor, so daß man die Beziehung erhält

$$\frac{\partial r}{r \partial \varphi} = \ln k = \cotg \frac{\alpha}{2},$$

wenn  $\frac{\alpha}{2}$  den Winkel  $ACD = A_1AO$  bedeutet, welchen der Radius vector mit der Tangente in dem betreffenden Punkte  $A$  einschließt. Dieser Winkel ist hiernach überall von derselben Größe, und wenn man denselben gleich dem halben Kreuzungswinkel macht, welcher für die Hausschlüge verlangt wird, so erhält man die den letzteren unter der Be-

Fig. 98.



dingung eines überall gleichen Kreuzungswinkels  $\alpha$  zu gebende Gestalt, wobei zu berücksichtigen ist, daß der Mittelpunkt  $O$  der logarithmischen Spirale mit dem Steinmittelpunkt zusammenfallen muß.

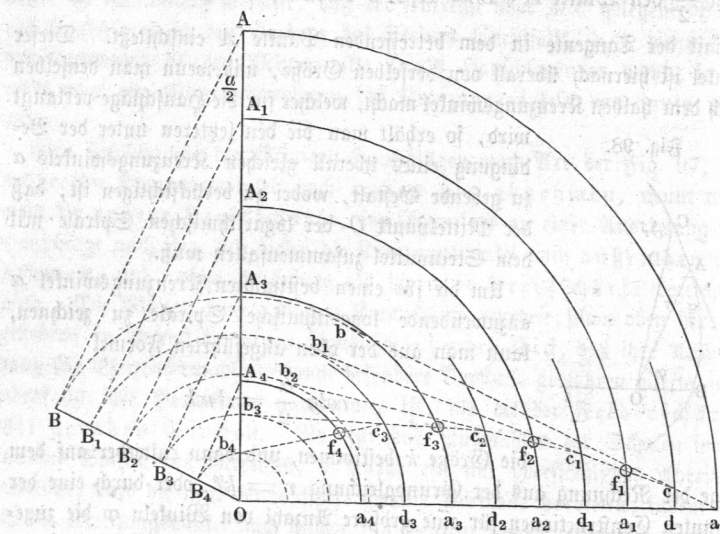
Um die für einen bestimmten Kreuzungswinkel  $\alpha$  anzuwendende logarithmische Spirale zu zeichnen, kann man aus der oben angeführten Formel

$$\cotg \frac{\alpha}{2} = \ln k$$

die Größe  $k$  bestimmen, und dann entweder auf dem Wege der Rechnung aus der Grundgleichung  $r = k^p$ , oder durch eine der bekannten Constructionen für eine größere Anzahl von Winkeln  $\varphi$  die zugehörigen Radien  $r$  ermitteln. In Bezug der hierzu dienenden Constructionen kann zwar auf die betreffenden Handbücher der Geometrie verwiesen werden, doch möge hier in Kürze eine Construction von Wiebe angeführt werden, welche aus dem gegebenen Kreuzungswinkel  $\alpha$  direct die Verzeichnung der zugehörigen logarithmischen Spirale gestattet. Diese Construction beruht auf der allgemeinen Gleichung  $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$ , worin  $a$  den Abstand eines Punktes vom Mittelpunkte und  $z$  den sogenannten Zug bedeutet. Soll nun  $\alpha$  constant sein, so muß dies auch für das Verhältniß  $\frac{z}{a}$  der Fall sein. Trägt man an den beliebigen Halbmesser  $OA$  des Steines, Fig. 99 (a. f. S.), im Endpunkte  $A$  den halben Kreuzungswinkel gleich  $OAB = \frac{\alpha}{2}$  an, und

zieht vom Steinmittel  $O$  aus das Loth  $OB$  auf die Richtung von  $AB$ , so ist  $OB$  der Zug für das in  $A$  befindliche Element. Für irgend einen anderen Abstand  $OA_1$  erhält man daher, jener angegebenen Bedingung entsprechend, den Zug in der Strecke  $OB_1$ , wenn man durch  $A_1$  eine Parallele  $A_1B_1$  zu  $AB$  zieht. Hieraus ergibt sich die folgende Construction. Man theilt den Abstand  $AA_1$  zwischen dem Umfange des Steines und dem Auge in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, in der Figur durch  $A_1, A_2, A_3$  in vier Theile, und zieht durch die Theilpunkte  $A_1, A_2 \dots$  die Parallelen mit  $AB$ , welche auf  $OB$  die diesen Theilpunkten zugehörigen Größen für den

Fig. 99.



Zug abschneiden. Man legt nun durch die Punkte  $A$  und  $B$  die zur Steinmitte concentrischen Kreise und zieht von dem beliebigen Punkte  $a$  im Kreise  $A$  eine Tangente  $ab$  an den Zugkreis  $B$ ; von dem Punkte  $c$ , in welchem diese Tangente  $ab$  den in der Mitte zwischen  $Aa$  und  $A_1a_1$  gelegenen Kreis  $cd$  schneidet, eine Tangente  $cb_1$  an den Zugkreis  $B_1$ . Ferner zieht man von dem Durchschnitte  $c_1$  dieser Tangente mit dem mittleren Kreise zwischen  $A_1a_1$  und  $A_2a_2$  wieder eine Tangente  $c_1b_2$  an den Zugkreis  $B_2$  u. s. f., wodurch man die Punkte  $a, f_1, f_2, f_3, f_4$  erhält, die man durch einen gleichmäßigen Curvenzug verbindet, welcher hinreichend genau die gesuchte logarithmische Spirallinie darstellt. In dieser Weise construirt Wiebe die von ihm empfohlene Schärfe, indem er die Hausschlagcurve in ihrer größten Erstreckung von außen nach innen als logarithmische Spirale entsprechend

einem Kreuzungswinkel gleich 39 Grad annimmt, und an diese Curve im Abstände vom Mittelpunkte gleich  $\frac{2}{3}$  des Steinhalmessers gegen die Mitte hin ein geradliniges Stück anfügt, so daß der Kreuzungswinkel am Steinauge sich bis zu der Größe von  $83^{\circ} 40'$  erhebt. Nur die Hauptfurchen gehen bei dieser Schärfe bis zum Steinauge, während die Nebenfurchen als mit den Hauptfurchen übereinstimmende logarithmische Linien verzeichnet sind, die sich weniger weit in das Innere erstrecken, und denen der geradlinige Fortsatz fehlt. Hierdurch ist auf dem größten Theile der Mahlfläche durch die Haupt- wie Nebenfurchen ein constanter Winkel von 39 Grad erzielt, und es sind nur im inneren Theile durch die geradlinigen Strecken der Hauptfurchen größere Kreuzungswinkel angeordnet zum Zwecke einer schnelleren Einziehung des Mahlgutes.

Auch sonst hat man noch verschiedene Schärfungen vorgeschlagen, von denen nur die von Evans angegebene hier erwähnt werden mag, bei welcher die Hauptfurchen durch Curven dargestellt sind, deren Zug nach dem Umfange hin größer wird, während die Nebenfurchen abweichend von der Wiebe'schen Schärfe zu den Hauptfurchen parallel gemacht sind. Näheres über diese verschiedenen Schärfungsmethoden kann in den mehr erwähnten Handbüchern nachgesehen werden.

Der im Obigen mehrfach erwähnte Reibungswinkel für Mehl und Gries auf den Mahlflächen ist von Wiebe durch Versuche zwischen  $21^{\circ}$  und  $37^{\circ}$  liegend festgestellt; sollte daher durch die Hauschläge in der oben besprochenen Weise in der That das Ausstreifen erfolgen, so würde dies Kreuzungswinkel von mindestens  $42^{\circ}$  und bezw.  $74^{\circ}$  erfordern. So große Kreuzungswinkel kommen aber nur in seltenen Fällen und nur an einzelnen Stellen vor, so daß wohl überhaupt nicht darauf gerechnet werden kann, daß die Ausstreifung des Kornes geschieht, so lange dasselbe in den Hauschlägen befindlich ist, wie Fig. 90 darstellt. Es wird vielmehr wohl anzunehmen sein, daß die Bewegung des Mahlgutes vornehmlich stattfindet, sobald dasselbe zwischen den Balken der Steine sich befindet, und daß hierbei ganz besonders der Fliehkraft die austreifende Wirkung beizumessen ist. Das auf einem Balken oder der Steinfläche zwischen zwei Hauschlägen des Bodensteines befindliche Getreide wird nämlich durch den darüber beweglichen Läufer mit herumgenommen werden, und es ergibt sich leicht, daß auf dieses im Kreise herumgeführte Gut schon die geringste radial nach außen gerichtete Fliehkraft eine austreifende Wirkung äußern muß, denn es lassen sich hier ganz ähnliche Betrachtungen anstellen, wie in §. 4 bei Betrachtung des Einflusses einer Mittelbewegung auf das Herabgleiten der Masse von wenig geneigten Ebenen. Hierbei genügt die einer sehr geringen Neigung entsprechende kleine Seitenkraft des Eigengewichtes der zuzuführenden Körper, um deren Abwärtsgleiten zu veranlassen, sobald ihnen durch die Mittelung

eine Seitenbewegung ertheilt wird. Ebenso wie hierbei ein Abgleiten erfolgen muß, ohne daß die Neigung des Mittelschuhes den Reibungswinkel erreicht, ja ein solches Abgleiten sogar bei jeder, auch der kleinsten Neigung erfolgen muß, ebenso wird bei dem Mahlgange auch die geringste Fliehkraft schon eine auswärts gerichtete Bewegung des Mahlgutes zur Folge haben müssen, sobald dasselbe nur durch den Läufer mitgenommen wird. Dieser Umstand scheint bisher nicht genügend in Betracht gezogen zu sein, und es erklärt sich hieraus vielleicht die neuerdings gemachte Erfahrung, der zufolge die Form der Hausschläge von einer viel geringeren Bedeutung zu sein scheint, als man früher glaubte. Nach den von Rick<sup>1)</sup> angestellten Versuchen erscheint sogar die Form und Lage der Hausschläge fast gleichgültig für die Wirkungsfähigkeit der Steine. Rick ließ nämlich einen Mahlgang während einer bestimmten Zeit nach der einen und dann während einer gleichen Zeit nach der anderen Richtung umgehen und fand dabei keinen wesentlichen Unterschied sowohl in Betreff der Menge wie der Güte des erzeugten Schrotens, was doch der Fall nicht hätte sein können, wenn die Form der Hausschläge von einigermaßen erheblichem Einflusse auf die Wirkungsweise wäre. Aus diesem Grunde sind die verschiedenen Schärfungsmethoden hier auch nicht ausführlicher besprochen worden.

§. 35. **Die Aufhängung des Läufers.** Wie bereits oben mitgetheilt worden, ist der Läuferstein vermittelt der sogenannten Haue mit der Spindel oder dem Mühleisen verbunden. Diese Verbindung geschieht entweder durch eine feste Haue in der Art, daß der Stein unwandelbar mit der Spindel verbunden ist, oder man bedient sich der beweglichen Hauen, welche zwar eine Kuppelung solcher Art herstellen, daß der Stein gezwungen ist, an der Umdrehung des Mühleisens Theil zu nehmen, welche dabei aber dem Steine eine gewisse Beweglichkeit gegen die Spindel gewähren. Eine feste Haue ist durch Fig. 100 dargestellt. Dieselbe besteht im Wesentlichen aus einer mit zwei oder besser drei Flügeln *A* versehenen Büchse *B*, deren mittlere Ausbohrung genau auf den oberen Theil des Mühleisens gepaßt ist, während die Flügel dazu dienen, eine feste Verbindung der Haue mit dem Steine durch Eingipsen in denselben herzustellen. Das obere Ende des Mühleisens wird hierbei entweder nach der Form einer abgestumpften vierseitigen Pyramide gebildet, oder man führt dasselbe kegelförmig aus und bewirkt die Mitnahme der Haue durch hervorragende Rippen oder sogenannte Federn auf dem Mühleisen, welche in die dazu vorgesehenen Ruthen *N* im Innern der Haue *B* genau passen. Bei dem Einsetzen der Haue ist mit

<sup>1)</sup> Oesterr.-Ungarische Müllerzeitung 1877, Nr. 46. Dingler's pol. Journ. 1878, Bd. 227, S. 534.

besonderer Sorgfalt darauf zu achten, daß die untere Fläche des Läufers genau senkrecht zur Ase der Spindel steht, weil eine schräge Lage dieser Fläche ein einseitiges oder schiefes Abmahlen derselben zur Folge hat. Andererseits ist auch eine genau lothrechte Stellung des Mühleisens erforderlich, da eine schräge Stellung der Spindel auch bei genau normaler Aufhängung des Läufers ein schräges Abmahlen des wagerrecht gelegten Bodensteines herbeiführt. Da es schwer ist, diesen Bedingungen immer zu entsprechen, so hat man die beweglichen oder Balancierhauen ausgeführt, welche eine richtige, d. h. wagerrechte Stellung der Mahlfäche auch bei einer nicht ganz genauen Stellung des Mühleisens ermöglichen sollen.

Eine solche bewegliche, sogenannte Bügelhaue ist durch Fig. 101 ver deutlich. Das Mühleisen A nimmt hierbei den mit dem Steine fest vergipften Bügel B mit Hülfe des Treibers T mit, welcher durch den vierkantigen Hals des Mühleisens angetrieben, den Bügel in der aus der Figur ersichtlichen Weise mittelst der Ansätze C mitnimmt. Das Gewicht des Steines ruht hierbei auf dem Mühleisen mittelst des

Fig. 100.

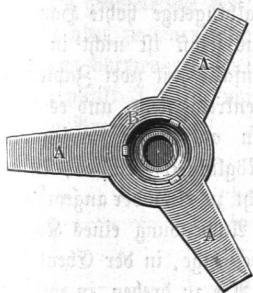
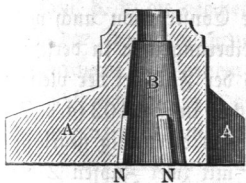


Fig. 101.

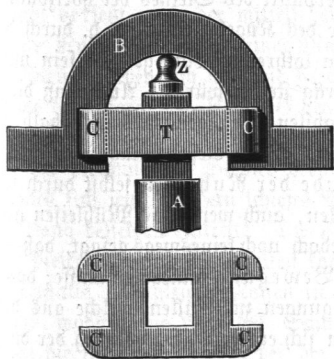
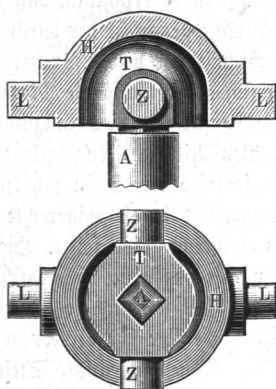


Fig. 102.



fugelförmigen Zapfens Z, welcher dem Steine eine gewisse Beweglichkeit gestattet. Ein Uebelstand ist bei dieser Construction darin bestehend, daß die



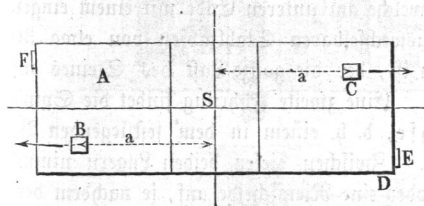
Angriffspunkte des Treibers mit dem Stützpunkte nicht in derselben Ebene liegen; in Folge hiervon wird ein Schiefstellen des Steines eintreten, sobald die beiden auf den Bügel wirkenden Ansätze des Treibers *T* nicht ganz gleichmäßig zur Wirkung kommen, also der Antrieb des Treibers auf den Bügel *B* einseitig erfolgt. Man hat daher diese Construction auch wohl dahin abgeändert, daß der Stützpunkt mit den Treiberangriffen in derselben horizontalen Ebene liegt; dies ist insbesondere auch der Fall bei der vielfach zur Verwendung gebrachten Kugelhaue, von welcher in Fig. 102 (a. v. S.) eine Darstellung gegeben ist. Hierbei ist der auf dem vierkantig gearbeiteten Kopfe des Mühleisens *A* befindliche Treiber *T* mit zwei Zapfen *Z* diametral gegenüber versehen, auf welche sich die halbkugelige hohle Haue *H* mit entsprechenden Ausschnitten stützt. Die Haue selbst ist nicht in feste Verbindung mit dem Steine gebracht, sondern ebenfalls mit zwei Zapfen *L* versehen, deren Axe zu derjenigen der Zapfen *Z* senkrecht steht, und es ruht der Stein mittelst zweier eingegipfter Lagerschalen auf diesen Zapfen der Haue. Hierdurch ist daher dem Steine die Möglichkeit belassen, kleine Schwingungen um zwei in derselben Ebene senkrecht zu einander angeordnete Axen zu vollführen, wodurch ihm wie durch die Anwendung eines Kugelgelenkes die Fähigkeit ertheilt wird, sich um jede beliebige, in der Ebene der vier Zapfen liegende und durch die Mitte gehende Axe zu drehen, in welcher Hinsicht auf das in Th. III, 1 über das Universalgelenk Gesagte verwiesen werden kann.

Die Anwendung eines solchen Kugelgelenkes setzt aber die Erfüllung gewisser Bedingungen voraus, ohne welche ein guter Betrieb nicht möglich ist. Zunächst ist es ersichtlich, daß der Schwerpunkt des Steines bei horizontaler Mahlsfläche genau in der durch die Mitte des Kugelgelenkes, d. h. durch den Durchschnitt der beiden Drehaxen gehenden lothrechten Linie gelegen sein muß, weil sich anderenfalls die Mahlsfläche schräg stellen würde. Auch muß dieser Schwerpunkt sich zur Erlangung eines stabilen Gleichgewichtes unterhalb der gedachten Mitte des Kugelgelenkes befinden. Wenn diese Bedingungen erfüllt sind, so wird der Stein sich im Zustande der Ruhe von selbst durch sein Eigengewicht in die wagerechte Lage stellen, auch wenn das Mühleisen nicht genau lothrecht stehen sollte. Hiermit ist jedoch noch keineswegs gesagt, daß der Stein diese wagerechte Lage auch bei der Bewegung annehmen müsse; damit dies der Fall sei, sind noch andere Bedingungen zu erfüllen, welche aus dem in Th. I über die freien Axen Gesagten sich ergeben. Da nämlich der durch die Kugelhaue unterstützte Stein wie ein in einem einzigen Punkte aufgehängter, im Uebrigen frei beweglicher Körper anzusehen ist, auf welchen durch feste Lager oder sonstige unterstützende Theile keinerlei Zwang ausgeübt wird, so darf bei der Umdrehung des Steines um seine geometrische Axe durch die Fliehkräfte auch keinerlei Einwirkung auf diese Axe ausgeübt werden, weil



sonst ein Schiefstellen des Steines bei eintretender Umdrehung unvermeidlich sein würde. Die Vertheilung der Massen muß also in dem Steine eine derartige sein, daß die Fliehkräfte auf alle einzelnen Theile sich gegenseitig aufheben, d. h. die geometrische Axe des Steines muß eine freie Axe sein. Wäre der Stein von genau cylindrischer Gestalt, und wäre derselbe überall aus durchaus homogenem Material hergestellt, so würde diese Bedingung von selbst erfüllt sein, da nach dem über die freien Axen Gesagten die Axe jedes homogenen Umdrehungskörpers eine freie ist. Wenn dagegen die Vertheilung der Massen in dem Steine nicht eine überall gleichmäßige ist, so wird die geometrische Axe von vornherein nicht eine freie sein, man kann dieselbe aber zu einer solchen machen, wie man sich durch die folgende Betrachtung überzeugt. Gesezt, es sei *A* in Fig. 103 ein Mühlstein, dessen Schwerpunkt *S* durch vorgenommene Ausbalancirung genau in der geometrischen Axe liegen soll. Dies kann der Fall sein, auch ohne daß der Stein

Fig. 103.



durchaus gleichmäßig in seiner Dichte ist; denkt man sich z. B. den Stein im Uebrigen homogen bis auf zwei in *B* und *C* diametral gegenüber liegende schwerere Massen, welche gleiches Gewicht *G* und gleichen Abstand *a* von

der Mitte haben sollen, so wird hierdurch die Lage des Schwerpunktes aus *S* nicht verfezt, und der mittelst einer Kugelhaue aufgehängte Stein stellt sich im Ruhezustande mit seiner Mahlfläche horizontal. Bei der Umdrehung des Steines heben sich auch die Fliehkräfte aller einzelnen Theile, mit Ausnahme derjenigen von *B* und *C* gegenseitig auf; die Centrifugalkräfte dieser beiden Theile dagegen bilden ein Kräftepaar von rechtsdrehender Wirkung, welches eine Neigung des Steines hervorrufen muß, der zufolge der Punkt *D* des Steines sich senkt und ein schiefes Abmahlen des Läufers, sowie ein unruhiger Gang desselben eintritt. Die Figur läßt auch erkennen, in welcher Art man diesem Uebelstande abhelfen kann. Denkt man sich nämlich in *E* und *F* ebenfalls zwei gleiche Massen in gleichen Abständen von der Mitte angebracht, wodurch die Lage des Schwerpunktes also nicht verändert wird, so bilden die in diesen Massen bei der Umdrehung hervorgerufenen Fliehkräfte gleichfalls ein Kräftepaar von entgegengesetzter Drehungsrichtung mit demjenigen der Massen in *B* und *C*, und man hat es durch Anbringung hinreichend großer Massen in *E* und *F* in der Hand, eine Ausgleichung zu erzielen. Zu diesem Zwecke giebt Ricé, welcher diesen Punkt ausführlich erörtert, an, man solle den äquilibrirten Läufer in möglichst hoch gehobener

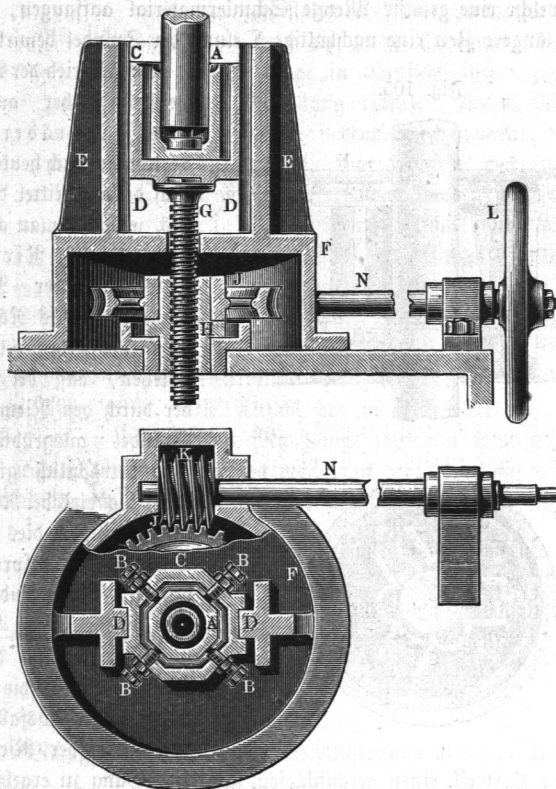
Stellung in Umdrehung setzen und den Punkt beobachten, wo der Läufer dem Bodensteine sich am meisten nähert. Fügt man hierauf an diesem Punkte in der Nähe des unteren Randes und diametral gegenüber am oberen Rande zwei gleich große Massen hinzu, so kann man sich durch Wiederholung des Versuches überzeugen, ob die angewandten Ausgleichungsmassen zu viel oder zu wenig wirken. Man kann dann durch Veränderung dieser Gewichte oder auch durch Veränderung ihres lothrechten Abstandes von einander die Wirkung so lange verändern, bis der Versuch zeigt, daß der Stein auch während der Umdrehung seine Mahlfäche wagerecht erhält. Nur bei einer sorgfältigen Regulirung des Läufers in der hier angedeuteten Art wird man sich von der Anwendung der Kugelhaue Vortheil versprechen können. Die Unterlassung einer solchen Ausgleichung mag vielleicht oft die Ursache der nicht zufriedenstellenden Wirkungen der Kugelhauen gewesen sein.

§. 36. **Das Mühleisen.** Das Mühleisen ist eine schmiedeeiserne Spindel von 70 bis 90 mm Stärke, welche am unteren Ende mit einem eingesetzten und daher, wenn nöthig, auswechselbaren Stahlzapfen von etwa 30 bis 40 mm Durchmesser versehen ist, der die ganze Last des Steines auf das Spurlager zu übertragen hat. Eine zweite Führung findet die Spindel in der sogenannten Steinbüchse, d. h. einem in dem festliegenden Bodensteine angebrachten Halslager. Zwischen diesen beiden Lagern nimmt das Mühleisen ein Zahngetriebe oder eine Riemscheibe auf, je nachdem der Antrieb durch Zahnräder oder Riemen erfolgt.

Das Spurlager muß immer so eingerichtet sein, daß der Spindel sammt dem auf ihr ruhenden Steine eine lothrechte Verstellung ertheilt werden kann, wie solche nöthig ist, um den Mahlfächenabstand auf den zum gröbsten oder feineren Ausmahlen erforderlichen Betrag zu bringen und diesen Betrag zu erhalten, auch wenn durch die Abnutzung und Schärfung die Steine niedriger geworden sind. Die zu diesem Zwecke erforderliche Steinstellung wurde in früherer Zeit einfach dadurch erzielt, daß das Spurlager auf einen um einen Zapfen drehbaren Hebel, den Steg, gestellt wurde, dem durch Keile oder sonst geeignete Mittel die geringe, zur Steinstellung nöthige Drehung ertheilt wurde. Diese heute nicht mehr gebräuchliche Einrichtung litt an dem Uebelstande, daß das untere Ende des Mühleisens in Folge der Drehung des Hebels in einem Bogen anstatt in der genau lothrechten Richtung verstellt wurde, wodurch Pressungen in den Lagern und bei der Anwendung einer festen Haue das erwähnte schiefe Abmahlen des Bodensteines veranlaßt wurden. Bei den neueren Mahlgängen verwendet man meistens eine Schraubenspindel zur Verstellung des Spurlagers, und es kann in dieser Hinsicht auf das aus Th. III, 1 bekannte Spurlager, Fig. 104, verwiesen werden. Man ersieht aus dieser Figur, daß neben der

lothrechten Verstellung des Mühlleisens, welche wegen des doppelten Schraubentriebes an dem Handrade *L* mit geringem Kraftaufwande vorgenommen werden kann, auch durch die Stellschrauben *B* eine seitliche Verschiebung des Spurnapfes *A* leicht bewirkt werden kann, wie dieselbe behufs genauer Verticalstellung des Mühlleisens erwünscht ist.

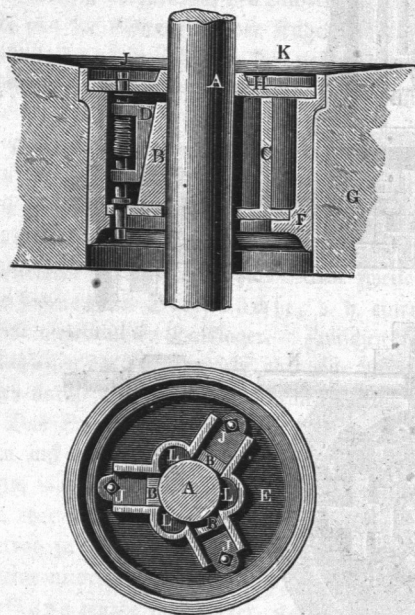
Fig. 104.



Die Steinbüchse, welche außer zur Führung des Mühlleisens gleichzeitig dazu dient, einen dichten Abschluß des im Bodensteine befindlichen Auges gegen hindurchfallendes Mahlgut herzustellen, wurde in den einfachen älteren Mühlen vielfach aus einem in das Steinauge getriebenen und darin durch Keile befestigten Holzblocke gebildet, in welchem einige hölzerne Lager-  
schalen gleichfalls durch Keile gegen die Spindel angetrieben werden konnten. In neuerer Zeit führt man auch die Steinbüchsen aus Metall aus, und es kann in dieser Beziehung gleichfalls auf die schon aus Th. III, 1 bekannte

Steinblöcke verwiesen werden, Fig. 105. Der gußeiserne Lagerkörper *F* ist hierbei fest in den Bodenstein gegipft, und wie die drei Lagerfutter *B* durch die Keile *D* und Schrauben *J* gegen das Mühleisen gepreßt werden können, ist aus der Figur erkenntlich. Da eine Delung dieser Lager während des Betriebes nicht wohl ausführbar ist, so werden derartige Steinblöcke in der Regel in den Aussparungen *L* mit Filz, Kuhhaaren oder solchen Stoffen gefüllt, welche eine gewisse Menge Schmiermaterial auffangen, so daß sie für eine längere Zeit eine nachhaltige Delung der Spindel bewirken können.

Fig. 105.



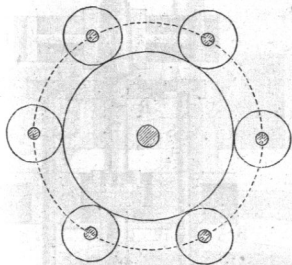
Der Betrieb der Mahlgänge geschah früher ausschließlich durch Zahnräder, und man verwendet auch heute noch vielfach dieses Mittel des Antriebes, während man andererseits auch häufig Riemen zur Bewegung der Mahlgänge anwendet. Als Nachtheil des Riemenbetriebes muß man es ansehen, daß bei demselben der durch den Riemen auf die Spindel ausgeübte seitliche Zug beträchtlich größer ausfällt, als dies bei Räderbetrieb der Fall ist, wie dies in Th. III, 1 ausführlich besprochen worden ist. Auch sind die Riemen mehr dem Verschleiß unterworfen, als die Zahnräder, wodurch die Betriebskosten höher ausfallen. Dagegen hat der Riemenbetrieb

den großen Vortheil, einen geräuschlosen, stoßfreien Gang zu ergeben, und es gewährt derselbe die Möglichkeit, daß man jeden einzelnen Mahlgang jederzeit während des Betriebes aus- und einrücken kann. Diese Eigenschaft kommt den mit Zahnrädern betriebenen Mahlgängen nicht zu; denn wenn ein Mahlgang hierbei auch während des Ganges ausgerückt werden mag, so ist doch das Einrücken desselben nicht thunlich, sobald die übrigen Gänge und die Betriebswelle in Bewegung sind, da die Radzähne unfehlbar abbrechen müßten, wenn die ganze Masse des in Ruhe befindlichen Steines plötzlich an der Geschwindigkeit der treibenden Welle Theil nehmen sollte. Dieser Uebelstand ist besonders fühlbar bei großen, mit vielen Mahlgängen

arbeitenden Mühlen, in welchen bei dem Einrücken eines Mahlganges die ganze Mühle zuvor still gestellt werden muß. Nur bei der Verwendung von Frictionskupplungen ist auch bei dem Betriebe durch Zahnräder jederzeitiges Ein- und Ausrücken möglich.

Bei dem Räderbetriebe hat man zu unterscheiden, ob die antreibende Welle stehend oder liegend angeordnet ist, indem sich hiernach einestheils die

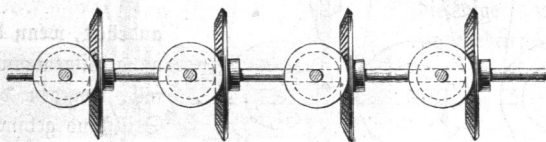
Fig. 106.



Gestalt der Räder und anderentheils auch die ganze Anordnung der Mahlgänge in Hinsicht ihrer gegenseitigen Stellung richtet. Unter Verwendung einer stehenden sogenannten Königs- welle zum Betriebe mehrerer Mahlgänge erhalten deren Mühlleisen kleinere Stirnräder, welche sämtlich in ein größeres, auf der Königs- welle für alle Mahlgänge gemeinschaftliches Zahnrad eingreifen. Diese Betriebsart bedingt daher eine gruppenweise Aufstellung

der Mahlgänge um die im Mittelpunkte der Gruppe aufgestellte Königs- welle herum, Fig. 106. Die Anzahl der in solcher Art von derselben Königs- welle aus zu betreibenden Mahlgänge wird im Allgemeinen nicht größer als sechs anzunehmen sein, da man sonst dem Rade auf der Königs- welle einen unbequem großen Durchmesser würde geben müssen; eine größere

Fig. 107.



Anzahl von Mahlgängen macht daher die Aufstellung mehrerer Königs- wellen erforderlich.

Wendet man zum Betriebe der Mahlgänge eine liegende Welle an, in welchem Falle der Antrieb durch conische Räder bewirkt werden muß, so ergibt sich hierfür die reihenweise Aufstellung der Mahlgänge nach Fig. 107, und man spricht in den beiden hier betrachteten Fällen wohl von einem stehenden oder liegenden Vorgelege. Bei dem Betriebe durch Riemen bedient man sich fast immer stehender Triebwellen, und zwar kann nach Fig. 108 (a. f. S.) eine gruppenweise Anordnung oder die Aufstellung der Mahlgänge in Reihen nach Fig. 109 (a. f. S.) gewählt werden. Wollte man die Mahlgänge direct von einer liegenden Welle mittelst Riemen an-



treiben, so würde man sich der halb geschränkten Riemen zu bedienen haben, eine Anordnung, welche indeß nur selten gewählt zu werden pflegt.

Das Aus- und Einrücken der mit Riemen betriebenen Mahlgänge wird mit Hilfe von Spannrollen vorgenommen, S in Fig. 109, die man in geeigneter Weise durch Zugvorrichtungen gegen das gezogene Riemenende

Fig. 108.

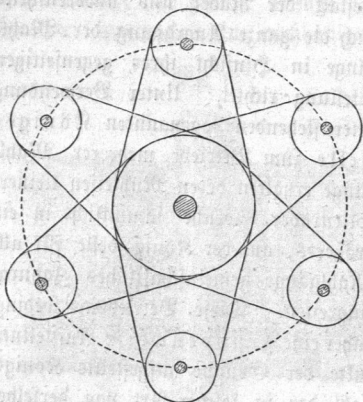


Fig. 109.

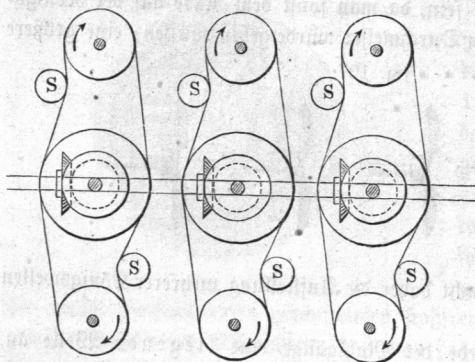
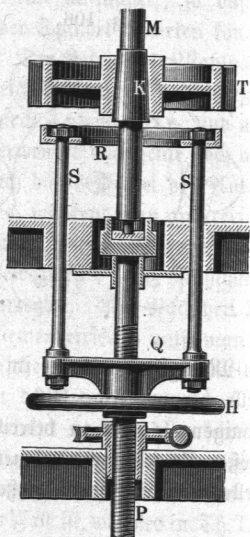


Fig. 110.



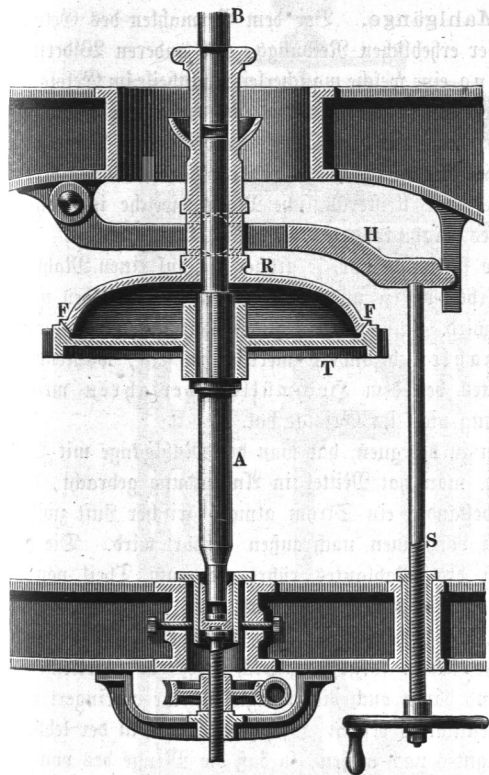
andrückt, wenn der Mahlgang mitgenommen werden soll, wogegen derselbe in Stillstand gelangt, sobald man durch Nachlassen der Spannrolle die Riemen-  
spannung aufhebt. Es wurde schon bemerkt, daß hierbei ein Einrücken des

Mahlganges jederzeit möglich ist, auch wenn die treibende Welle sich in voller Bewegung befindet, da bei dem Einrücken ein Stoß durch die Trägheit der Masse des ruhenden Steines nicht erzeugt werden kann, insofern nämlich der Riemen nach stattgefundenem Einrücken zunächst einem Gleiten auf der Scheibe ausgesetzt ist, bis der Stein die richtige Geschwindigkeit angenommen hat. In dieser Beziehung steht der Antrieb durch Zahnräder dem Riemenbetriebe nach. Es wird nämlich bei jenem das Ausrücken eines



Ganges dadurch bewirkt, daß die feste Verbindung des Steingetriebes mit dem Mühlleifen aufgehoben wird. Eine zu diesem Zwecke dienende Einrichtung ist in Fig. 110 angegeben. Das Steingetriebe *T* sitzt hierbei auf dem kegelförmigen Ansätze *K* des Mühlleifens *M*, welches durch Ruth und Feder von dem Getriebe *T* mitgenommen wird.

Fig. 111.



Zum Zwecke des Ausrückens wird ein unter den Kranz des Getriebes greifender Ring *R* vermittelst der beiden Schubstangen *S* emporgehoben, wozu die zur Steinsetzung angewendete Schraubenspindel *P* dient. Auf dieser Spindel ist nämlich die äußerlich zu einem Handrade *H* ausgebildete Mutter angebracht, welche bei ihrer Umdrehung ihre aufsteigende Bewegung dem Quersarme *Q* und damit dem Ringe *R* mittheilt.

In Fig. 111 ist noch diejenige Einrichtung angegeben, welche zu dem Zwecke ausgeführt worden ist, um auch bei Räderantrieb jederzeit ein Einrücken zu gestatten. Das Mühlleifen besteht hierbei aus zwei Theilen, *A* und *B*, von

denen der untere *A* durch das Steingetriebe *T* fortwährend in Umdrehung gesetzt wird, während der obere durch die Haue mit dem Steine verbundene Theil *B* die Umdrehung nur empfängt, sobald die Reibungskuppelung *F* in Thätigkeit kommt. Im eingerückten Zustande drückt der Stein mit seinem ganzen Gewichte auf den Teller *R*, wodurch dessen kegelförmig abgedrehter Rand in den entsprechend ausgedrehten Radkranz *T* genügend eingepreßt wird, um das Mitnehmen des Steines zu sichern. Zum Ausrücken genügt eine geringe Erhebung des Steines mit Hilfe der Schraube *S*

und des Hebels *H*, und es ist ersichtlich, daß bei dem Einrücken des ruhenden Steines das in den ersten Augenblicken stattfindende Gleiten der Kegelflächen die sonst eintretende Stoßwirkung beseitigt. Diese Einrichtung der Mahlgänge hat sich indessen nur wenig Anwendung verschaffen können, sie hat die Nachtheile größerer Kostspieligkeit und einer wegen der complicirteren Einrichtung geringeren Dauerhaftigkeit.

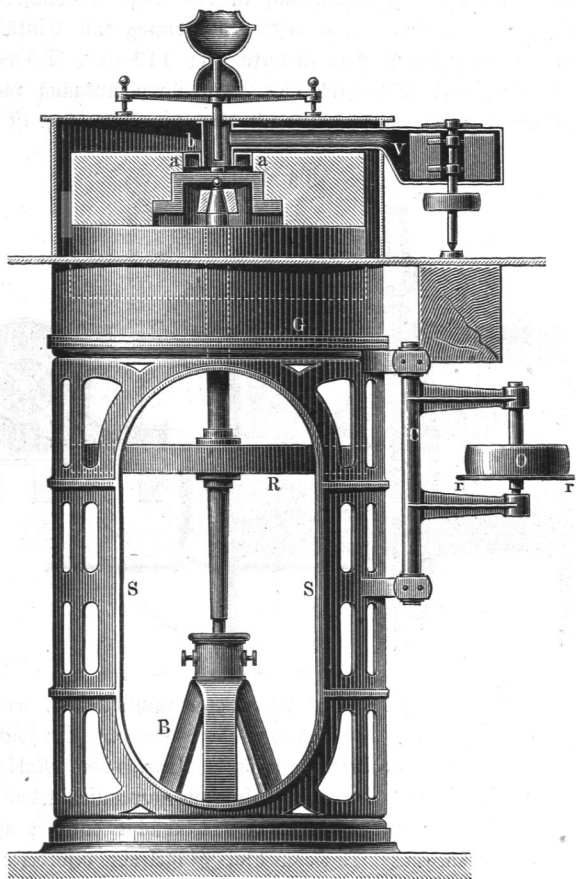
**§. 37. Ventilation der Mahlgänge.** Bei dem Vermahlen des Getreides stellt sich immer wegen der erheblichen Reibungs- und anderen Widerstände eine beträchtliche Erhitzung ein, welche mancherlei Nachtheile im Gefolge hat. Es wird hierdurch namentlich die in dem Getreide enthaltene Feuchtigkeit theilweise verdunstet, und da die mit dem Schrot entweichenden Dämpfe sich an den kühleren Stellen der Ableitung wieder zu tropfbarem Wasser verdichten, so bildet sich hierbei eine kleisterähnliche Masse, welche in Gährung übergeht und die Güte des Mahlproductes wesentlich beeinträchtigt. Dieser Uebelstand tritt um so stärker hervor, je größer die auf einen Mahlgang verwendete mechanische Arbeit ist, je mehr Getreide also aufgegeben und je mehr dasselbe zerkleinert wird. Aus dem letzteren Grunde pflegt die Erhitzung bei dem Flachmahlen besonders merklich zu sein, während der mäßige Angriff des Gutes bei dem Hochmüllereiverfahren meistens eine bedeutende Erwärmung nicht im Gefolge hat.

Um diesen Uebelständen zu begegnen, hat man die Mahlgänge mit Ventilation versehen, d. h. man hat Mittel in Anwendung gebracht, durch welche bei dem Mahlen beständig ein Strom atmosphärischer Luft zwischen den Mahlflächen hindurch von innen nach außen geführt wird. Die hierdurch erreichte Abkühlung des Mahlgutes rührt nur zum Theil von der Wärmeaufnahme seitens der hindurchtretenden Luft her, größtentheils ist sie dem Umstande zu danken, daß diese Luft für eine schnelle Fortführung der ganz feinen Theilchen sorgt, wodurch der zur Zerkleinerung nöthige Arbeitsaufwand und damit auch die erzeugte Wärme verringert wird. Ein Hauptvortheil der Ventilation besteht außerdem gerade in der lebhaftesten Bewegung des Mahlgutes nach außen, so daß die Menge des von dem Mahlgange zu verarbeitenden Materials bei Anwendung der Ventilation bedeutend größer ausfällt, als ohne eine solche. Der Arbeitsaufwand jedoch für eine bestimmte Menge des Mahlgutes fällt nach den darüber bekannt gewordenen Erfahrungen geringer bei der Ventilation aus. Nach den Angaben von Armengaud stellte sich bei vergleichenden Versuchen heraus, daß die bei der Anwendung von Ventilation vermahlene Menge des Getreides mehr als 2,5 mal so groß war, als die von demselben Mahlgange ohne Ventilation in gleicher Zeit vermahlene, und daß der Kohlenverbrauch zum Betriebe der Dampfmaschine bei Anwendung von Ventilation sich zu

10,9 Pfd. für jeden Centner Getreide stellte, während dieser Verbrauch sich ohne Ventilation zu 14 Pfd. bezifferte, so daß eine Kraftersparniß von 22 Proc. sich ergab.

Die Art und Weise, wie die Luft zwischen die Mahlflächen geführt wird, ist eine verschiedene, je nachdem der in Anwendung kommende Ventilator

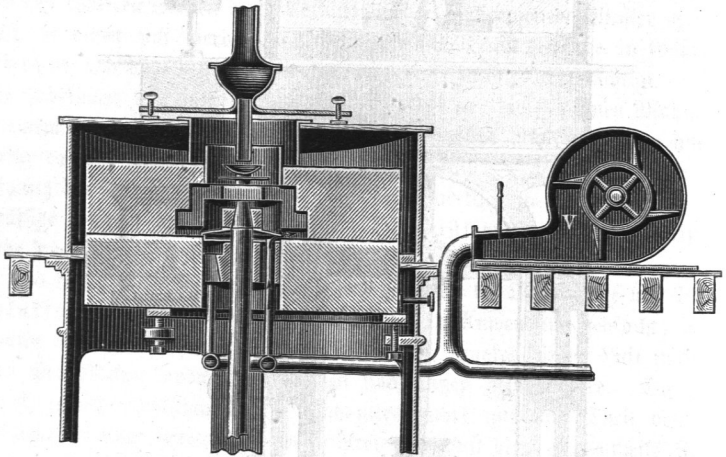
Fig. 112.



blasend oder saugend wirkt. Die älteste Anordnung, welche zum Zwecke der Ventilation in Anwendung kam, bestand in mehreren Canälen, die in dem Räder ausgepart waren, und welche einerseits in der Mahlbahn in schiffsförmigen Oeffnungen austraten, während ihre oberen Ausmündungen mit hervorstehenden Flügeln versehen waren, die bei der Umdrehung des

Läufers das Schöpfen der Luft bewirkten, welche auf diese Weise zwischen den Steinen hindurchgepreßt wurde. Diese Anordnung hat sich trotz ihrer scheinbaren Einfachheit nicht erhalten, wahrscheinlich weil die Anfertigung der Canäle in den Steinen mit Unbequemlichkeiten verbunden und die Wirkung nicht zufriedenstellend gewesen ist. Man pflegt in neuerer Zeit die Luft durch ein außerhalb des Mahlganges aufgestelltes Flügelrad von der in Th. III, 2 angegebenen Einrichtung in das Auge des Läufers oder des Bodensteines einzudrücken. Die erstere Anordnung mit Einführung der Luft durch das Auge des Läufers ist durch Fig. 112 (a. v. S.) versinnlicht. Damit hierbei die Luft in beabsichtigter Weise ihren Ausgang zwischen den Steinen hindurch wählt und nicht nach oben hin entweicht, ist es nöthig,

Fig. 113.

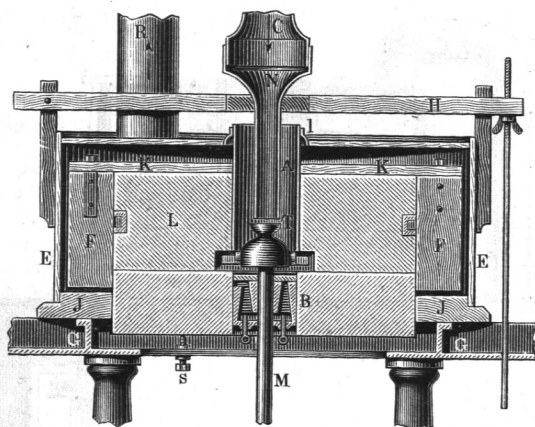


den Steinrand luftdicht gegen das Läuferauge abzuschließen, wozu der in den Läufer eingesetzte Ring *a* und das Rohr *b* dienen. Ein solcher Ventilator wie *V* kann natürlich für eine größere Anzahl von Mahlgängen die Ventilation bewirken; auch kann die Zuführung der Luft in das Auge des Bodensteines durch ein oder zwei die Steinbüchse durchsetzende Röhren nach Fig. 113 geschehen. Die von dem Flügelrade beförderte Luft hat natürlich eine etwas höhere Pressung als die atmosphärische. Aus diesem Umstande hat man der hier besprochenen Ventilation durch Einpressen der Luft oder Pulsion den Vorwurf gemacht, daß dabei die Entfernung der Feuchtigkeit weniger gut zu erzielen sei, da die Verdunstung durch den höheren Druck behindert wird, auch führt die aus den undichten Stellen des Steinrandes sich nach außen verbreitende Luft keine Mehltheilchen mit sich,

womit nicht nur ein Verlust an Stoff, sondern auch eine Verunreinigung der Luft und Belästigung des Personals verbunden ist.

Aus diesen Gründen ist man in neuerer Zeit meistens dazu übergegangen, die Luft aus dem Steinrande abzusaugen und spricht in diesem Falle von einer Ventilation durch Aspiration. Hierbei hat man den Umlauf oder Steinrand durch eine hinreichend weite Röhre mit der Saugeöffnung des Flügelrades in Verbindung zu bringen und dafür zu sorgen, daß die von diesem Rade aus dem Steinrande abgesaugte Luft nur auf dem Wege durch das Steinauge und zwischen den Mahlflächen entlang durch neue atmosphärische Luft ersetzt werden kann. Zu diesem Zwecke ist aber nicht nur der dichte Abschluß des Steinrandes gegen das Läuferauge erfor-

Fig. 114.

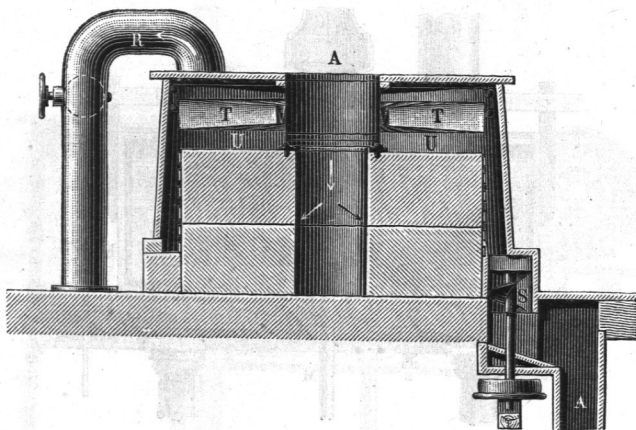


derlich, sondern es muß auch der Steinrand selbst luftdicht gearbeitet und auch gegen den Steinboden luftdicht abgeschlossen sein. Ebenso darf auch die Schrottrinne, durch welche das gemahlene Getreide oder Schrot entweicht, der angesaugten Luft einen Zutritt nicht gestatten. Zu diesem Zwecke läßt man diese Schrottrinne immer zu einem gewissen Theile mit Schrot erfüllen, indem man aus der unteren Austrittsöffnung das Gut nur langsam austreten läßt. Man kann sich hierzu entweder eines unter der Mündung der Schrottrinne angebrachten Rüttelschuhes oder einer selbstthätigen Abschlußvorrichtung in der Rinne bedienen, welche von Zeit zu Zeit das erzeugte Schrot entweichen läßt. Anstatt der Anordnung eines besonderen Flügelrades zum Absaugen der Luft hat man wohl auch den Läufer L, Fig. 114, selbst mit schaufelartigen Flügeln F an seinem Umfange versehen, durch deren Bewegung die in dem Steinrande enthaltene Luft durch ein auf demselben angebrachtes

Rohr *R* ausgetrieben wird, so daß neue Luft durch das Steinauge *A* nachgezogen wird.

Die aus dem Umlaufe oder Steinrande entweichende Luft führt man zuweilen in eine besondere Dunstkammer, d. h. einen erweiterten Raum, in welchem die mit der Luft mitgeführten feinen Staubtheilchen Gelegenheit zum Absitzen finden. Diese Staubtheilchen sind meistens nicht mehr verwendbar, indem dieselben zusammen mit den sich niederschlagenden Wasserdämpfen eine fleisterähnliche, der Fäulniß unterworfenen Masse bilden, aus welchem Grunde man auch wohl die abgesaugte Luft direct ins Freie entweichen läßt. Man hat aber, um den hiermit verbundenen Verlust an Mehl zu vermeiden, auch vielfach eine Filtrirung der Luft in der Weise vorgenommen, daß man

Fig. 115.



dieselbe vor ihrem Entweichen zwingt, durch die Zwischenräume eines Gewebes hindurchzutreten, wobei die mitgeführten Mehltheilchen zurückgehalten werden. Eine dementsprechende Einrichtung von Jaacks und Behrns<sup>1)</sup> ist in Fig. 115 angegeben. Der außerhalb der Mahlgänge an geeignetem Orte aufgestellte Aspirator saugt die Luft durch das Rohr *R* aus dem oberen Theile des Umlaufes ab, welcher von dem unteren *U* durch das in Zickzackform angebrachte Tuch *T* aus losem Wollstoff abgetrennt ist. Da die atmosphärische Luft nur von oben durch das Läuferauge *A* und zwischen den Mahlflächen hindurch Zutritt hat, so setzen sich die von der Luft mitgeführten Staubtheilchen auf der dem Steine zugewendeten Fläche des Filtertuches ab, welches durch Abklopfen von Zeit zu Zeit davon zu befreien ist.

<sup>1)</sup> Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, 2. Band.



Die in der Figur angedeutete Schnecke *S* hat den Zweck, vermöge ihrer Umdrehung das erzeugte Schrot stetig aus dem Steinrande zu entfernen und der Schrotrinne *A* zuzuführen.

### Geschwindigkeit und Betriebskraft der Mahlgänge. Die §. 38.

Geschwindigkeit, mit welcher man die Mühlsteine umgehen läßt, ist mit Rücksicht auf die dabei auftretende Fliehkraft, welche die Steine auf ihre Festigkeit gegen Zerreißen beansprucht, eine beschränkte. Nach den Angaben von Wiebe pflegt man den Steinen erfahrungsmäßig keine größere Umfangsgeschwindigkeit als  $30' = 9,42 \text{ m}$  zu geben, und geht andererseits auch nicht unter  $20' = 6,28 \text{ m}$  mit dieser Geschwindigkeit herunter. Diesen Angaben zufolge bestimmt sich die minutliche Umdrehungszahl eines Steines vom Durchmesser *d* zu

$$n_{\min} = \frac{60 \cdot 6,28}{3,14 \cdot d} = \frac{120}{d} \text{ bis } n_{\max} = \frac{60 \cdot 9,42}{3,14 \cdot d} = \frac{180}{d}.$$

Hiernach ist den gewöhnlichen Durchmessern der Steine zwischen 0,9 und 1,6 m entsprechend die folgende Tabelle der Umdrehungszahlen berechnet:

<i>d</i>	= 0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	Meter
<i>n</i> <sub>min</sub>	= 133	120	109	100	92	86	80	75	71	Umdrehungen
<i>n</i> <sub>max</sub>	= 200	180	164	150	138	128	120	112	106	in der Minute.

Mit der Umdrehungsgeschwindigkeit der Steine steht die von denselben vermahlene Getreidemenge in bestimmtem Verhältnisse, und hiermit auch die erforderliche Arbeit. Diese beiden Größen sind aber andererseits auch von der Härte oder Widerstandsfähigkeit der Steine abhängig, insofern als weiche Steine wie die Sandsteine bei einer bestimmten Beanspruchung sich schneller abnutzen und ihre Schärfe verlieren, als die aus widerstandsfähigerem Stoffe hergestellten französischen Steine. Man kann in dieser Hinsicht nach Wiebe annehmen, daß Sandsteine nur ungefähr 0,6 desjenigen Materials verarbeiten können, welches unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei gleichen Durchmessern und Geschwindigkeiten, von französischen Steinen vermahlen werden kann.

Ueber den zum Vermahlen des Getreides erforderlichen Arbeitsaufwand sind nur wenig Angaben bekannt geworden. Nach Wiebe soll man annehmen dürfen, daß mit einer Pferdekraft stündlich  $q = 46$  Liter Weizen oder 48 Liter Roggen einmal fein geschrotet werden kann, wenn der Mahlgang mit Ventilation versehen ist; während diese Leistung bei Mahlgängen ohne Ventilation nur  $q = 33$  Liter Weizen und bezw. 36 Liter Roggen beträgt. Die Nebenhindernisse des Mahlganges, welche demselben durch die Reibung in den Lagern und Betriebsmitteln, sowie durch den Luftwiderstand erwachsen, sollen nach derselben Quelle mit durchschnittlich  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{5}$  Pferde-

kraft für jeden gut ausgeführten Mahlgang anzunehmen sein, so daß man bei einem Gesamtarbeitsaufwande von  $N$  Pferdekraft für den Mahlgang auf eine stündlich zu verschrotende Menge von  $\left(N - \frac{1}{4}\right) q$  rechnen kann.

Um zu einer gewissen Beziehung zwischen der Geschwindigkeit der Steine und dem erforderlichen Kraftaufwande zu gelangen, stellt Wiebe eine Betrachtung an, wie sie im Folgenden in allgemeinen Umrissen wiedergegeben ist.

Bezeichnet man mit  $h$  die lichte Höhe des Zwischenraumes zwischen den beiden Steinen an deren Umfange, durch welchen Zwischenraum das Mahlgut mit der radialen Geschwindigkeit  $u$  ausgeworfen werden möge, so kann man das Volumen des in jeder Secunde austretenden Gutes durch  $V = \pi d u h$  ausdrücken, wenn  $d$  den Durchmesser des Steines bedeutet. Das Volumen des austretenden Schrotes wird man proportional mit demjenigen des eingeführten Getreides  $Q$  anzunehmen haben, so daß man etwa  $V = \alpha Q$  setzen kann, wenn  $\alpha$  einen constanten Coefficienten und  $Q$  die in der Minute vermahlene Getreidemenge bedeutet. Auch wird man voraussetzen dürfen, daß die Geschwindigkeit  $u$ , mit welcher das Gut austritt, von der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  der Steine abhängig ist, und es möge angenommen werden, daß die Austrittsgeschwindigkeit direct mit der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  wachse, es möge also  $u = \beta v = \beta \frac{\pi d n}{60}$  gesetzt werden, worin  $\beta$  ebenfalls eine constante Zahl und  $n$  die Umdrehungszahl für eine Minute vorstellt. Man erhält unter diesen Voraussetzungen:

$$V = \alpha Q = \pi d u h = \pi d v \beta h = \frac{\pi d n \pi d \beta h}{60},$$

woraus  $\frac{Q}{d^2 n} = \frac{\pi^2 \beta h}{60 \alpha} = \text{Const.}$  folgt.

Um den Werth der Constanten festzustellen, kann man ein Erfahrungsergebniß zu Grunde legen und zwar wird von Wiebe angegeben, daß erfahrungsmäßig die größte Leistung eines Mahlganges mit französischen Steinen und unter Verwendung von Ventilation stündlich in dem Feinschroten von 5 Scheffel = 275 Liter Weizen besteht, wenn hierbei die Steine einen Durchmesser von 1,41 m haben, und die Umfangsgeschwindigkeit 8,8 m, also die Umdrehungszahl  $n = \frac{60 \cdot 8,8}{3,14 \cdot 1,41} = 118$  beträgt.

Mit diesen Werthen geht oben gefundene Gleichung über in  $\frac{275}{60 \cdot 1,41^2 \cdot 118} = 0,0194$ , und wenn man noch die größte Leistung einer Pferdekraft stünd-

lich zu 48 Liter, also für jede Minute zu 0,8 Liter annimmt, und demgemäß  $Q = 0,8\ N$  einführt, so erhält man

$$\frac{Q}{d^2 n} = \frac{0,8\ N}{d^2 n} = 0,0194, \text{ daher } \frac{N}{d^2 n} = 0,024.$$

Nimmt man als den größten, in der Ausführung gebräuchlichen Steindurchmesser  $d = 1,75\text{ m}$  und für denselben eine größte Umfangsgeschwindigkeit  $v = 30' = 9,42\text{ m}$ , also eine Umdrehungszahl von  $\frac{60 \cdot 9,42}{3,14 \cdot 1,75} = 103$  an, so erhält man aus der gefundenen Gleichung das größte Arbeitsmoment, welches durch einen Mahlgang mit französischen Steinen aufgebraucht werden kann, zu  $N = 1,75^2 \cdot 103 \cdot 0,024 = 7,6$  Pferdekraft. Für Sandsteine würde sich unter gleichen Verhältnissen nach der oben gemachten Angabe der Arbeitsaufwand nur zu 0,6 des von französischen Steinen erfordernten stellen, so daß für Sandsteine die obige Gleichung übergeht in  $\frac{N}{d^2 n} = 0,0144$ , und das größte aufzuwendende Arbeitsmoment zu  $0,6 \cdot 7,6 = 4,56$  Pferdekraft sich berechnet. Die so gefundenen Gleichungen können natürlich nur einen ungefähren Anhalt für die Beurtheilung des Kraftaufwandes gewähren, es ist aus ihnen die folgende Zusammenstellung berechnet worden:

Tabelle für die Umdrehungszahlen von Mühlsteinen.

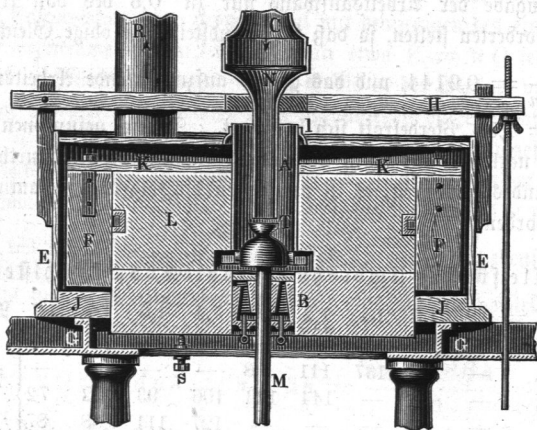
	$d = 0,9$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	Meter	
$N = 3$ Pfdt.	154	125	103	—	—	—	—	—	—	französische Steine	
$N = 4$ "	—	166	137	111	98	—	—	—	—		
$N = 5$ "	—	—	—	144	123	106	93	82	72		
$N = 6$ "	—	—	—	—	—	127	111	98	87		
$N = 7$ "	—	—	—	—	—	—	—	114	101		
$N = 3$ "	—	—	—	144	123	106	98	82	72	Sandsteine.	
$N = 4$ "	—	—	—	—	—	—	—	108	96		

**Beispiele von Mahlgängen.** In Folgendem seien noch einige §. 39. neuere Mahlganganordnungen besprochen.

In Fig. 116 (a. f. S.) ist einer der Mahlgänge angegeben, welche ehem in den Königl.ichen Mühlen in Berlin in Thätigkeit waren. Der mittelst einer Kugelhaue auf dem Mühleisen  $M$  ruhende Räufer  $L$  von 1,25 m Durchmesser erhielt seine Umdrehung durch ein Zahngetriebe auf einem kegelförmigen Aufsatze des Mühleisens von einer stehenden Königs-  
welle aus, welche drei oder vier gleicher Mahlgänge in Bewegung setzte und selbst durch ein unterschlächtiges Wasserrad den Antrieb erhielt. Die Unterstützung des Spurzapfens durch das Spurlager und die verticale Verstellung dessel-

ben durch die Schraubenspindel, deren Mutter durch eine Schraube ohne Ende gedreht wird, ist nach dem Vorhergegangenen aus der Fig. 110 ersichtlich, ebenso wie die Ausrückung des Ganges durch Abheben des Getriebes *T* von seinem Sitze vermittelt des Handrades *H* und des Ringes *R*. Der mit der Steinblüchse *B* versehene Bodenstein *C* ruht auf der durch eiserne Säulen gestützten gußeisernen Schale *G* mittelst dreier Stellschrauben *s*, welche eine genaue Einstellung in die wagerechte Lage ermöglichen. Auf dieser Schale ruht auch der saßartig aus Holz gefertigte Steinrand *E*, welcher unten dicht an das Geschlinge *J* angeflügt ist und ebenfalls in dem Deckel mit Hilfe des Federkranzes *l* sich luftdicht an das Rohr *A* anschließt, das in dem Läufer befestigt

Fig. 116.

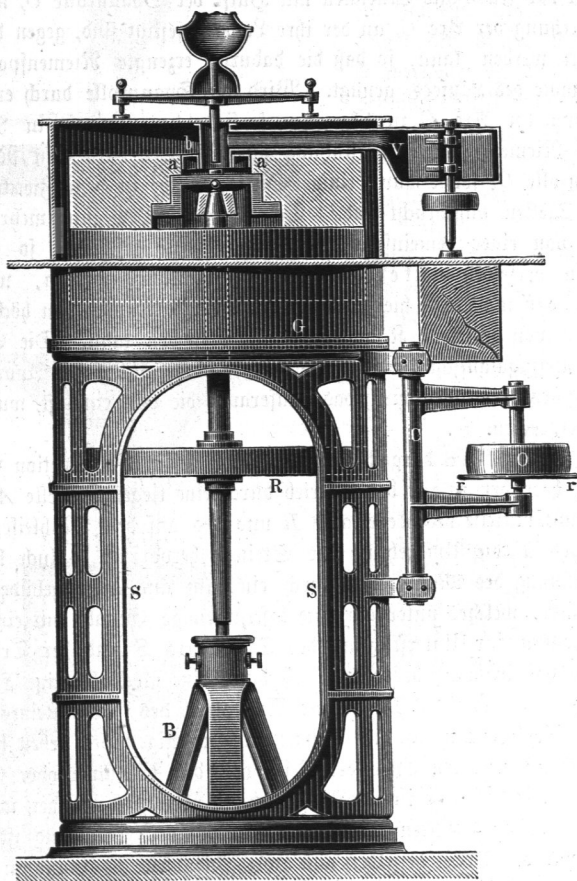


ist. Dieser überall dichte Abschluß ist wegen der Ventilation erforderlich, welche hier in einfacher Art durch die vier hölzernen Flügel *F* erzielt ist, die mittelst des Lattenkreuzes *K* an dem Läufer befestigt worden sind. Die von diesen Flügeln bei ihrer Umdrehung mitgenommene Luft wird, wie durch die Flügel eines Ventilators, nach außen gepreßt und gezwungen, durch das Rohr *R* zu entweichen, welches von dem Deckel des Steinrandes ausgeht und in einer Dunstkammer in dem Bodenraume des Mühlengebäudes das Absegen der mitgerissenen Mehltheilchen ermöglicht. Die Zuführung des Getreides erfolgt aus dem Abfallrohre *C*, an welches sich bei *N* ein vertical verschieblicher Trichter anschließt, der das Getreide auf den Streuteller *T* fallen läßt, welcher, auf der Haue befestigt, an der Umdrehung des Mühleisens sich theiligt. Durch den Hebel *H* kann eine geringe Hebung oder Senkung des Trichters *N* vorgenommen werden, um den Zwischenraum zwischen

diesem Rohre und dem Streuteller behufs Regelung der zuzuführenden Menge zu verändern.

Einen Mahlgang für Riemenbetrieb zeigt Fig. 117. Zunächst ist die Unterstützung desselben durch die weite gußeiserne, mit Durchbrechungen ver-

Fig. 117.



sehene Säule *S* bemerkenswerth, welche auf ihrer Fußplatte den Boß *B* zur Aufnahme des Spurlagers trägt, während sie oberhalb mit der Schale *G* versehen ist, die den Bodenstein mit Hilfe eines eisernen Dreiecks und dreier Schrauben unterstützt. Diese Anordnung eines ganz selbständigen Gestelles für jeden einzelnen Mahlgang gewährt nicht nur gewisse Bequemlichkeiten in Betreff der Aufstellung und Anordnung der Mahlgänge, sondern

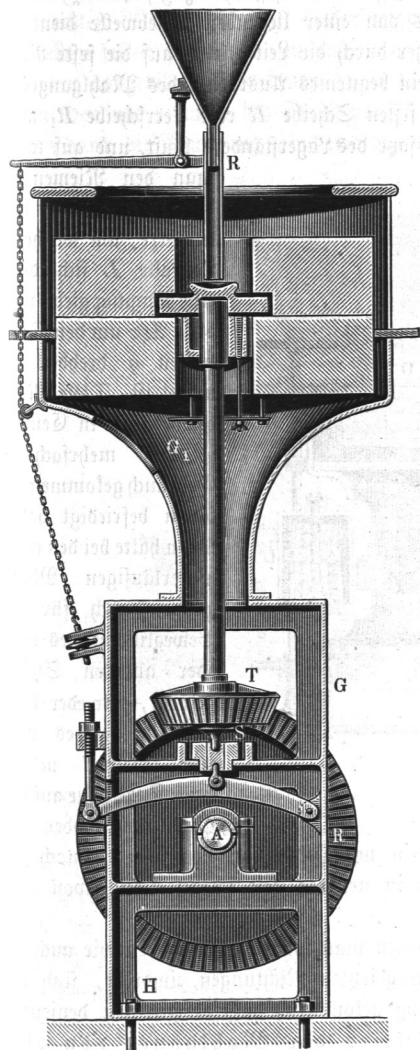
auch noch den besonderen Vortheil, daß durch ein einseitiges Setzen oder Nachgeben der Fundamente nicht das ganze Mühlengerüst in Mitleidenschaft gezogen wird, wie dies der Fall ist, wenn für mehrere Gänge ein gemeinsames Gerüst angeordnet wird. Die Bewegung des Läufers erfolgt hier durch einen Riemen auf die Riemscheibe *R* des Mühleisens, und man bewirkt das Aus- und Einrücken mit Hülfe der Spannrolle *O*, welche durch die Drehung der Ase *C*, an der ihre Lager befestigt sind, gegen den Riemen gedrückt werden kann, so daß die dadurch erzeugte Riemenspannung zur Mitnahme des Läufers genügt. Wird die Spannrolle durch entsprechende Drehung der Ase *C* zurückgezogen, so findet der nunmehr in Ruhe kommende Riemen seine Unterstützung durch den vorstehenden Rand *r* der Spannrolle *O*, sowie durch einige Stifte, welche zu dem Zwecke an geeigneten Stellen angebracht sind. Da hierbei die Bewegung mehrerer Mahlgänge von einer gemeinschaftlichen Königswelle geschieht, so müssen die Riemen derselben unter einander angeordnet werden, woraus sich ergibt, daß man auch hier nur eine beschränkte Anzahl von höchstens sechs Gängen von derselben Königswelle aus betreiben kann. Die Einrichtung der Centrifugalaufschlüttung ist aus der Figur ersichtlich, die Anordnung des Ventilators *V*, welcher durch das Läuferauge die Luft einbläst, wurde bereits oben besprochen.

Der in Fig. 118 dargestellte Mahlgang, dessen Construction von Fairbairn herrührt, ist für den Betrieb durch eine liegende Welle *A* eingerichtet, welche mittelst des Regelrades *R* und des auf dem Mühleisen sitzenden Getriebes *T* die Umdrehung des Steines hervorruft. Auch hier ist die Unterstützung des Mahlganges durch ein ganz aus Eisen gebildetes Gestell *G* bewirkt, welches unterhalb eine kastenförmige Gestalt mit eingegossenen Querträgern zur Unterstützung des Spurlagers *S* und der Triebwelle *A* erhalten hat, während der obere Theil durch eine glockenförmige Erweiterung *G*<sub>1</sub> in die cylindrische Schale zur Aufnahme des Bodensteines übergeht. Durch Verschraubung ist jede Schale mit derjenigen des neben befindlichen Mahlganges oder am Ende der Reihe mit dem Gemäuer oder Gebälk fest verbunden, so daß eine isolirte Aufstellung hier nicht stattfindet, wie bei dem in Fig. 117 dargestellten Mahlgange. Auch der Steinrand ist hier von Eisen, nur der Deckel desselben aus Holz, die weite Oeffnung in demselben gestattet der Luft zwischen dem Läufer und dem Steinrande freien Zutritt, eine Ventilation ist nicht angeordnet. Die Zuführung mit Hülfe des stellbaren Rohres *R* und des auf der Kugelhaue angebrachten Streutellers ist aus der Figur ersichtlich. Die Ausrückung erfolgt durch das Anheben des Getriebes *T* in der aus der früheren Fig. 110 bekannten Weise. Daß diese Anordnung des Mahlganges sich insbesondere für die reihenweise Aufstellung der Gänge eignet, ergibt sich ohne Weiteres.



Die bisher besprochenen Mahlgänge sind sämmtlich oberläufige, d. h. solche, bei denen der obere Stein umgedreht wird. Man hat in neuerer

Fig. 118.

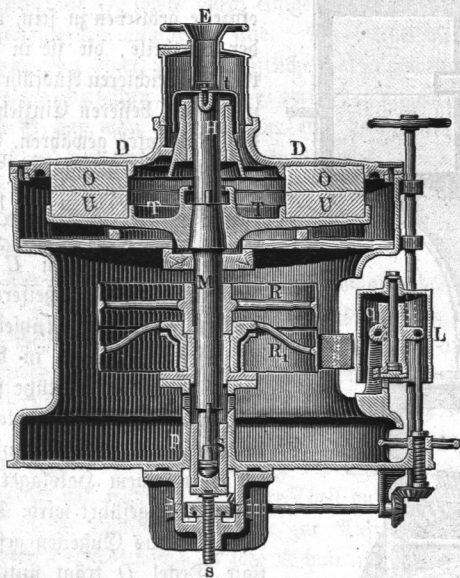


Zeit auch mehrfach der Ausführung von unterläufigen Mahlgängen seine Aufmerksamkeit zugewandt, bei denen der untere Stein die Umdrehung erhält, während der obere Stein festgelegt wird, doch scheint die Anwendung derselben bisher nur eine vereinzelte geblieben zu sein, trotz der Vortheile, die sie in Betreff der leichteren Ausführung und eines besseren Einziehens des Mahlgutes gewähren. Ein unterläufiger Mahlgang von D. Uhlhorn<sup>1)</sup> ist in Fig. 119 (a. f. S.) dargestellt. Der untere bewegte Stein *U* ist hierbei mittelst des gußeisernen Tellers *T* auf dem Mühleisen *M* befestigt, welches in dem Spurlager *S* seine Stütze findet, und oberhalb der Steine in dem Deckel des Steinrandes bei *H* in einem Halslager in solider Art geführt wird. Der ebenfalls aus Gußeisen gefertigte Deckel *D* trägt mittelst Schrauben den oberen Stein *O*, welcher einer Verstellung nicht befähigt ist. Die Steinsetzung wird vielmehr wie bei den oberläufigen Gängen durch Heben und Senken der Spur bewirkt, die zu dem Ende auf der Schraube *s* ruht, deren lothrechte Verschiebung durch

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 15816.

die Umdrehung des innerlich mit den Muttergewinden versehenen Schneckenrades  $z$  geschieht. Das aus dem Führungsrohre  $E$  auf den Streuteller  $t$  fallende Mahlgut wird durch den im Auge des Obersteines angebrachten kegelförmigen Einfaß  $H$  gleichmäßig den Mahlflächen zugeführt. Zum Betriebe des stehenden Mühleisens von einer liegenden Triebwelle dient ein halbverschränkter Riemen, welcher durch die Leitrolle  $L$  auf die feste Riemscheibe  $R$  geführt wird. Um ein bequemes Ausrücken des Mahlganges zu ermöglichen, ist unterhalb der festen Scheibe  $R$  eine Leerscheibe  $R_1$  angebracht, welche lose auf einem Ansätze des Lagerständers läuft, und auf welche

Fig. 119.



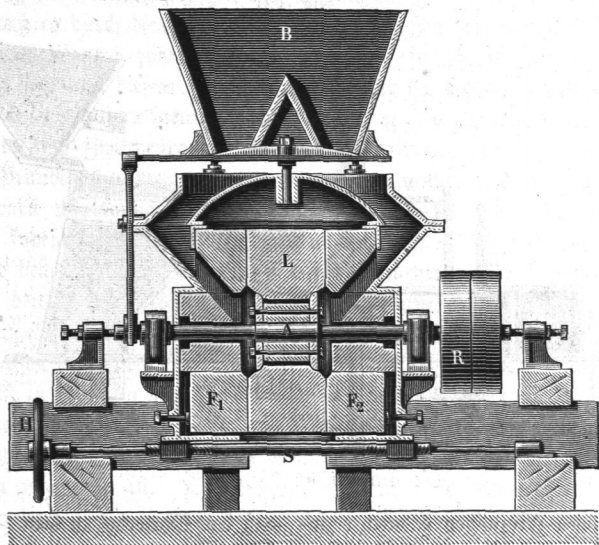
man den Riemen dadurch leitet, daß man der Axe, um welche die Leitrolle  $L$  sich dreht, eine Neigung giebt, wozu diese Axe um den Querbolzen  $q$  drehbar gemacht ist. Diese Mahlgänge sind in Cementfabriken mehrfach in Gebrauch gekommen und sollen befriedigt haben. Man hatte bei den ersten unterläufigen Mahlgängen auch für eine Beweglichkeit des einen oder anderen Steines gesorgt, entweder durch Aufhängung des unteren Steines mittelst einer Kugelhaue auf dem Mühleisen, oder da-

durch, daß man den oberen Stein mit Hilfe von vier Zapfen nach Art eines Schiffscompasses aufhing; in neuerer Zeit scheint man davon mehr und mehr zurückzukommen.

Diejenigen Mahlgänge, bei denen man sowohl den unteren wie auch den oberen Stein, beide nach entgegengesetzten Richtungen, umdreht, sind nirgends zur praktischen Anwendung gekommen, dasselbe gilt von denjenigen Anordnungen, welche einen Betrieb der Mahlgänge von oben bezwecken, nur etwa in Windmühlen hat diese Betriebsweise Anwendung gefunden. Dagegen mag hier noch einer Anordnung gedacht werden, welche neuerdings mehrfach Gebrauch gefunden hat, und bei welcher der Stein um

eine liegende Ase bewegt wird. Eine solche von Umfried<sup>1)</sup> angegebene Mühle ist in Fig. 120 dargestellt. Der auf der wagerechten Ase *A* befestigte Läufer *L* ist zwischen zwei zu beiden Seiten angebrachten festen Steinen *F*<sub>1</sub> und *F*<sub>2</sub> befindlich, durch welche hindurch das Mahlgut aus dem darüber angebrachten Kumpfe *B* den beiderseitigen Mahlflächen zugeführt wird. Die beiden festen Steine sind in gußeisernen Schalen angebracht, welche als Schlitten ausgebildet sind, denen durch die Schraube *S* mit rechtem und linkem Gewinde vermöge des Stellrades *H* eine Annäherung an den Läufer in dem durch die Abnutzung gebotenen Betrage ermöglicht ist. Der Antrieb

Fig. 120.

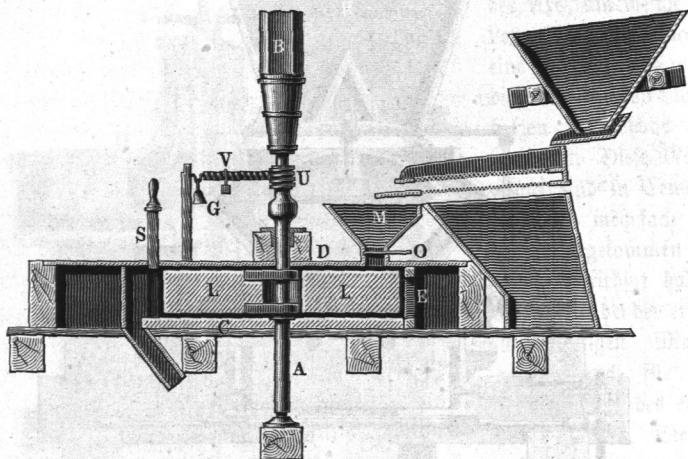


geschieht auf die Riemscheibe *R*, man hat aber auch die Anordnung so getroffen, daß der Läufer *L* selbst direct als Riemscheibe Verwendung findet, wodurch das Auseinandernehmen behufs Erneuerung der Schärfe wesentlich erleichtert wird. Als Vortheil dieser Anordnung eines liegenden Mühleisens wird die bequeme Lagerung und die erleichterte Bewegungsübertragung angeführt, auch soll das Mahlgut sich schneller durch den Mahlgang hindurchbewegen; dagegen wird eine gleichmäßige Vertheilung des Mahlguts zwischen den Mahlflächen nicht zu erreichen sein, so daß die Abnutzung der Steine jedenfalls eine einseitige sein wird. Eine größere Verbreitung haben auch diese Mahlgänge nicht gefunden.

<sup>1)</sup> Mühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2.

§. 40. **Schälgänge.** Während bei allen bisher besprochenen Mahlgängen die Bearbeitung des Mahlguts zwischen den ebenen Flächen der cylindrischen Steine erfolgt, giebt es auch solche Mühlen, deren Steine mit ihren cylindrischen Mantelflächen wirken. Hierzu sind in erster Reihe die sogenannten Graupengänge und die Maschinen zum Schälen von Hirse, Reis und ähnlichen Früchten zu rechnen. Es handelt sich bei diesen Maschinen nicht sowohl um eine eigentliche Zerkleinerung von Stoffen, sondern hauptsächlich um die Entfernung der die Oberfläche der Körner bildenden Hüllen, sowie um die Herstellung kugelförmiger Stücke aus den Getreidekörnern bei den Graupengängen. Dieser Erfolg wird bei den in Frage

Fig. 121.



kommenden Maschinen dadurch erzielt, daß das Material in dem Zwischenraume zwischen dem Umfange des Steines und einem den letzteren rings umgebenden Mantel einer reibenden Wirkung von Seiten der rauhen Steinfläche sowohl, wie derjenigen des gedachten Mantels unterworfen wird. Zu dem letzteren Zwecke wird der Mantel in der Regel aus Eisenblech hergestellt, welches nach Art der bekannten Reibeisen aufgehauen ist, so daß der hervorragende Grat der Durchbrechungen ein Angreifen der Oberfläche bewirkt. Auch ist die Reibung der einzelnen Körner an einander wesentlich förderlich für die Erzeugung der kugelförmigen Gestalt der Graupen.

Die Einrichtung eines gewöhnlichen Graupenganges älterer Bauart zeigt Fig. 121. Das lothrechte Mühleisen trägt mittelst der festen Haue den aus einem nicht zu grobkörnigen Sandsteine gefertigten Räufer L und erhält seine Umdrehung direct von der stehenden Welle B. Der Bodenstein fällt weg und es wird der untere Abschluß durch einen mit Eisenblech beschlagenen

Holzboden *C* ersetzt, auf welchem der den Stein in einem Abstände von etwa 2 cm umgebende Steinrand *E* befestigt ist. Dieser aus einem Holzgerüst gebildete Steinrand oder Lauf ist innerlich mit besagtem Reibeblech ausgekleidet und oberhalb durch den hölzernen Deckel *D* abgeschlossen. Durch die Oeffnung *O* in diesem Deckel tritt das zu vergraupende Getreide (Gerste oder Weizen) ein, nachdem dasselbe einer Vorbereitung in der Regel durch das sogenannte Spizen unterworfen wurde, d. h. das Abmahlen der Körnerspizen auf einem Mahlgange gewöhnlicher Einrichtung, dessen Steine so weit aus einander gestellt werden, daß nur die Körnerspizen angegriffen werden. Das aus dem Vorrathsbehälter kommende Getreide fällt hierbei nicht durch das Läuferauge, sondern es tritt auf die obere Fläche des Steines, so daß es durch die Fliehkraft schnell nach außen befördert wird, um in dem Zwischenraume zwischen Stein und Lauf in spiralförmigen Wegen niederzugehen. In diesem Zwischenraume findet die gedachte Wirkung statt, und es ist hierbei zu genügender Bearbeitung des Getreides erforderlich, dasselbe in dem Zwischenraume eine gewisse Zeit über zu belassen. Aus diesem Grunde kann man bei diesen Maschinen nicht, wie bei den bisher besprochenen Mahlgängen, eine ununterbrochene Zu- und Abführung anordnen, indem bei einer solchen das Mahlgut zu schnell und daher nicht genügend bearbeitet durch die Maschine hindurchgehen würde. Man richtet vielmehr den Betrieb so ein, daß jeweilig eine gewisse Menge Getreide in den Gang eingelassen wird, welche eine bestimmte Zeit darin verbleibt, worauf sie abgelassen und durch eine neue Menge Getreide ersetzt wird. Zu diesem Zwecke ist in dem von dem Behälter *M* nach unten abgehenden Fallrohre *O* ein Schieber angebracht, ebenso wie in dem Steinrande oder auch wohl in dem Boden ein anderer Schieber *S* zum Ablassen der fertig bearbeiteten Graupen angeordnet ist. Es ist natürlich, daß diese beiden Schieber niemals zu gleicher Zeit geöffnet werden dürfen, und daß die Zeit, welche zwischen zwei Aufgaben verstreicht, von dem zu erzielenden Producte abhängt, d. h. davon, ob das Mahlgut mehr oder minder stark angegriffen werden soll. Gewöhnlich schwankt diese Zeit zwischen 10 und 20 Minuten, und um nach Ablauf derselben rechtzeitig das verarbeitete Material durch neues ersetzen zu können, hat man eine Vorrichtung angebracht, welche entweder durch ein Signal den Müller benachrichtigt, oder welche selbstthätig die Abführung des fertigen und die Zuführung des neuen Materials bewirkt. Die erstgedachte Signalvorrichtung, wie sie unter dem Namen des Weckers bei allen älteren Maschinen Anwendung findet, besteht im Wesentlichen aus einem Zählwerk für die Anzahl der von dem Steine vollführten Umdrehungen, welches nach einer gewissen Umdrehungszahl eine Glocke anschlägt. In der Figur ist dieses Zählwerk dadurch hergestellt, daß eine auf dem Mühl-eisen befindliche Schraube ohne Ende *U* in ein auf der Spindel *V* befind-

liches Schneckenrad eingreift, auf diese Weise der Spindel *V* eine langsame Umdrehung mittheilend. Diese Spindel ist ebenfalls mit Schraubengewinden versehen, über welche als Mutter ein Ring gehängt ist, der bei der Umdrehung der Spindel eine langsame Verschiebung erfährt. Sobald derselbe in Folge dieser Verschiebung am Ende der Spindel angekommen ist, fällt er frei von dieser herab und versetzt die Glocke *G* so lange in Schwingungen, bis der Ring aufgehoben und an der betreffenden Stelle der Schraube wieder eingehängt wird. Bezeichnet man mit *z* die Zähnezahl des Schneckenrades und mit *s* die Anzahl der Schraubengänge, um welche der Ring von dem Ende der Spindel zurücksteht, so ist die Zahl der von dem Steine gemachten Umdrehungen zwischen zwei Aufgaben durch  $n = zs$  bestimmt. Man hat es daher in seiner Hand, durch Einhängen des Ringes in größerer oder geringerer Entfernung von dem Ende der Schraubenspindel die Zeit des Vergraupens veränderlich zu machen.

Damit die unter den Stein zwischen dessen untere Fläche und den Boden gelangenden Körner in gehöriger Art nach der Austrittsöffnung hin befördert werden, erhält der Stein auf seiner Unterfläche vier bis sechs bogenförmige Hausschläge, welche an den Enden mit Schienen zum Herausjagen des Mahlgutes versehen sind, und welche durch die erzeugte Ventilation zugleich für eine Kühlung sorgen. Ein von dem Deckel der Bütte aufwärts geführtes Rohr bewirkt die Entfernung des Dunstes. Das gewonnene Mahlproduct wird nachträglich einer Sonderung in die einzelnen Theile unterworfen, die hierzu dienenden Maschinen bilden den Gegenstand eines folgenden Abschnittes.

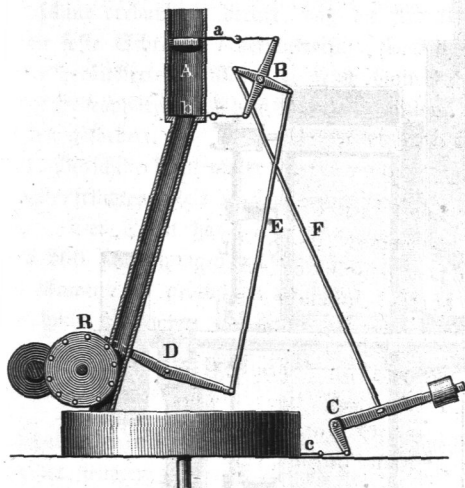
Anstatt des Weckers hat man bei diesen Gängen auch Vorrichtungen zur selbstthätigen Beschickung in Anwendung gebracht, deren Wirkungsweise mittelst der Fig. 122 leicht verständlich wird. Das Getreide fällt hierbei zunächst in einen Behälter *A* von einem ganz bestimmten, durch eine verschiebbliche Wand leicht zu verändernden Fassungsraume. Dieser Behälter ist oberhalb durch einen Schieber *a* von der Zuführungsrinne und unterhalb durch den Schieber *b* von dem Graupengange abstellbar und außerdem ist ein Ablaufschieber *c* in dem Steinrande angebracht. Während des Vergraupens sind die beiden Schieber *b* und *c* geschlossen und der Behälter *A* füllt sich durch den geöffneten Schieber *a* mit Getreide aus dem darüber befindlichen Kumpfe an. Wenn nun nach einer bestimmten Anzahl von Umgängen des Steines durch eine entsprechende selbstthätige Vorrichtung zunächst ein Öffnen des Abfuhrschiebers *c* erfolgt, und nach geschehener Entleerung des Ganges dieser Schieber ebenso wie derjenige *a* geschlossen, dagegen *b* geöffnet wird, so gelangt die bestimmte durch den Behälter *A* abgemessene Menge Getreide in den Mahlgang. Zur Erzielung dieser Bewegungen dient eine Verbindung von Hebeln, deren Anordnung aus der



Figur ersichtlich ist. Indem das langsam sich umdrehende Rad *R* durch einen Stift den Hebel *D* anhebt, wird durch die Schubstangen *E* und *F* den Winkelhebeln *B* und *C* die zum Spiel der Schieber erforderliche Bewegung ertheilt.

In neuerer Zeit hat man die Graupengänge vielfach mit wagerechter Steinaxe ausgeführt, so daß die Aufstellung und Wirkungsweise eine gewisse Ähnlichkeit mit der von gewöhnlichen Schleifsteinen erhält. Der

Fig. 122.



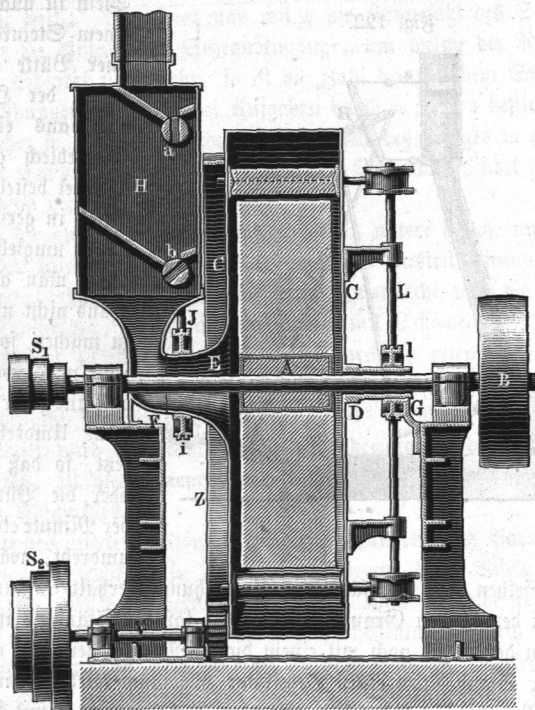
Stein ist auch hier mit einem Steinrande oder einer Bütte umgeben, welche der Hauptsache nach aus einem aus Reibblech gebildeten Mantel besteht, der den Stein in geringem Abstände umgiebt. Hierbei pflegt man aber diesen Rand nicht unbeweglich zu machen, sondern derselbe wird ebenfalls in eine und zwar sehr langsame Umdrehung versetzt, so daß der Rand oder die Bütte sich in der Minute etwa 10 mal umdreht, während der

Stein in derselben Zeit ungefähr 250 Umdrehungen erhält. Zur Vermeidung des bei den älteren Graupengängen sehr lästigen Stäubens ist hier der Steinrand in der Regel noch mit einem dichten Mantel versehen, aus dessen Innerem der Staub durch einen Ventilator abgesaugt wird. Einen derartigen, von Martin in Bitterfeld gebauten Graupengang<sup>1)</sup> mit selbstthätiger Speisung und Entleerung zeigt Fig. 123 (a. f. S.). Der auf der Welle *A* befestigte Stein, welcher durch die Riemscheibe *B* seine Umdrehung erhält, ist von dem Graupenringe oder Steinrande *C* umgeben, dessen Seitenwände beiderseits zu hohlen Zapfen *D* und *E* ausgebildet sind, die ihre Unterstützung in Lagern bei *F* und *G* finden. Während der rechtsseitige Zapfen *D* die Axe *A* dicht umgiebt, dient die glockenförmige Erweiterung des linksseitigen Zapfens *E* dazu, das aus dem Behälter *H* niederfallende Getreide in den Raum zwischen dem Steine und der Bütte einzu-

<sup>1)</sup> Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2.

führen. Durch den mit der Bütte verbundenen Zahnring *Z* erhält die erstere eine langsame Umdrehung vermittelt der Vorgelegswelle *V*, deren Geschwindigkeit mit Hilfe der Stufenscheiben *S*<sub>1</sub> und *S*<sub>2</sub> innerhalb bestimmter Grenzen geregelt werden kann. Der die Bütte umgebende Mantel steht ganz fest, und ist in Verbindung mit einem den Staub absaugenden Flügelrade.

Fig. 123.



Eigenthümlich ist hierbei der zur selbstthätigen Beschickung des Ganges dienende Apparat, welcher der Hauptsache nach folgende Einrichtung hat. Der Raum *H* dient als Maßbehälter für die bei jeder Speisung einzuführende Menge, indem derselbe oberhalb durch den Drehschieber *a* von dem Zuführungsrumpe und unterhalb durch einen gleichen Drehschieber *b* von dem Eintrittshalse der Bütte abgeschlossen werden kann. Zwei eben solche Schieber sind auch an der Bütte angebracht, deren Entleerung durch das Deffnen dieser Schieber bewirkt wird. Die Bewegung aller vier Drehschieber wird durch die beiden Axen *J* und *L* erzielt, welche zu dem Behufe

mit Curvenscheiben von geeigneter Form auf Hebel wirken, die an den Axen der Drehschieber festsetzen. Die Axen *J* und *L* erhalten ihre langsame Umdrehung durch Schrauben ohne Ende *i* und *l*, welche in entsprechende Schneckenräder auf *J* und *L* eingreifen. Von den gedachten Schrauben ist diejenige *i* fest mit der Wülte verbunden, an deren langsamer Drehung sie also Theil nimmt, und die Ase *J* dreht sich in Lagern, welche an dem festen Behälter *H* angebracht sind. Da die Ase *L* dagegen, ebenso wie die von ihr zu bewegenden Drehschieber, mit der Wülte verbunden ist und an deren Bewegung Theil nimmt, so ist die Schraube *l* undrehbar mit dem Gestell der Maschine verbunden, derart, daß die Ase *L* mit ihrem Schneckenrade um diese feste Schraube *l* herumkreist. Das aus den geöffneten Auslaßschiebern heraustretende Material wird dann durch Elevatoren oder sonst geeignete Hebeapparate aus dem Mantel heraus nach den betreffenden Sortirapparaten gefördert.

Diese Maschine dient außer zur Graupendarstellung auch zum Schälen von Hülsenfrüchten, Reis etc., sowie zum Reinigen des Getreides in Mühlenwerken. Der Stein hat 1,3 m Durchmesser und macht in der Minute 240 bis 260 Umdrehungen, während die Wülte sich in derselben Zeit je nach den in Anwendung gebrachten Läufen der Stufenscheiben zwischen 4- und 20 mal dreht. Da von der Wülte aus die Ein- und Auslaßschieber bewegt werden, so ist in den Stufenscheiben auch das Mittel gegeben, um die Zeitdauer zwischen zwei Aufgaben zu verändern.

**Schleifmühlen für Holzstoff.** Schnell umlaufende Mühlsteine §. 41. sind in der neueren Zeit auch vielfach dazu benutzt worden, aus Holz einen zur Papiererzeugung geeigneten Stoff herzustellen. Hierbei handelt es sich nicht sowohl um die Darstellung eines feinen Mehles, sondern es kommt vorzugsweise auf möglichste Erhaltung der faserigen Beschaffenheit des erzeugten Stoffes an, damit das daraus gefertigte Papier genügende Festigkeit erlangt. Das Schleifen des Holzes zu diesem Zwecke geschieht immer in der Art, daß die einzelnen durch Schneiden und Zerspalten hergestellten, von Ästen möglichst befreiten Holzstücke mit bestimmter Kraft gegen die rauhe Oberfläche des schnell umgedrehten Steines gepreßt werden, und daß durch zugeführtes Wasser der abgeschliffene Stoff sofort weggespült wird, um denselben nicht einer zu weit gehenden Zerkleinerung, dem sogenannten Todtmahlen, auszusetzen. Als die arbeitende Fläche wird dabei meistens die cylindrische Fläche des Steines benutzt, obgleich es nicht an Versuchen fehlt, das Schleifen auch auf den ebenen Stirnflächen vorzunehmen. Dabei hat man den Stein ebensowohl auf einer lothrechten Ase nach Art der gewöhnlichen Mühlsteine, wie auch auf einer liegenden Welle in der Weise der üblichen Schleifsteine angebracht. Die letztere Anordnung mit

einer liegenden Welle ist die ursprüngliche, von Völkern angewandte und noch heute viel gebrauchte; eine stehende Aufstellung, wie sie zuerst von Siebrecht benutzt worden ist, wird insbesondere von Bell in Anwendung gebracht.

Eine wesentliche Verschiedenheit besteht in der Hervorbringung des Druckes, mit welchem die einzelnen Holzstücke gegen den Stein gepreßt werden, je nachdem man nämlich diesen Druck fortdauernd in unveränderlicher Größe durch ein Gewicht, bezw. durch den Druck gepreßten Wassers hervorbringt, oder statt dessen eine Verschiebung der Holzstücke mit gleichbleibender Geschwindigkeit anordnet. Würde der Widerstand, welchen das Holz dem Abreiben entgegensetzt, in allen Theilen von gleicher Größe sein, und wäre auch die Größe der dem Abrieb ausgesetzten Fläche stets dieselbe, so würden beide Anordnungen hinsichtlich ihrer Wirkung übereinstimmen müssen. Da aber jene Voraussetzungen niemals auch nur annähernd erfüllt sind, vielmehr die Widerstandsfähigkeit des Holzes in den verschiedenen Theilen sehr verschieden und ebenso auch die Größe der Angriffsfläche einem fortwährenden Wechsel unterworfen ist, so werden beide Mittel wesentlich verschiedene Wirkungen äußern. Es ist klar, daß bei der Anwendung einer gleichförmigen Vorschiebe-geschwindigkeit des Holzes der dem Steine dargebotene Widerstand und also der Andruck um so größer ausfallen muß, je härter das Holz an der gerade bearbeiteten Stelle, und je größer die Druckfläche ist, so daß der Widerstand, welcher von der Betriebsmaschine zu überwinden ist, einem steten Wechsel unterworfen sein muß.

Wird dagegen die Einrichtung so getroffen, daß das zu zerkleinernde Holz stets mit gleichbleibendem Drucke gegen den Stein gepreßt wird, etwa durch Anwendung eines Gewichtes, so wird hierbei naturgemäß die Vorschiebewegung um so geringer ausfallen, je größer die Angriffsfläche und je härter das Holz ist, und der Widerstand der Maschine wird hierbei nahezu unveränderlich sein. Dagegen macht man dieser Anordnung den Vorwurf, daß der Druck auf die Flächeneinheit der angegriffenen Fläche ein mit der Größe dieser Fläche wechselnder ist, indem dieser Druck um so größer ausfällt, je kleiner die Fläche ist, auf welche sich die gesammte Belastung vertheilt. Es wird daher bei keiner der beiden gedachten Anordnungen die Ueberwachung von Seiten des Arbeiters und die Regulirung der Vorschiebung durch die Hand zu umgehen sein, und dies ist wohl der Grund, warum sowohl die eine wie die andere Art der Vorschiebung zur Anwendung kommt.

Von Wichtigkeit ist ferner noch die Lage der Holzstücke gegen die schleifende Fläche, da wegen der Verschiedenheit des Holzes nach verschiedenen Richtungen hiervon die Beschaffenheit des geschliffenen Stoffes abhängt. Würde man die Holzstücke dem Steine in solcher Lage darbieten, daß die Fasernrichtung senkrecht zu der schleifenden Fläche stände, so würde der hier-

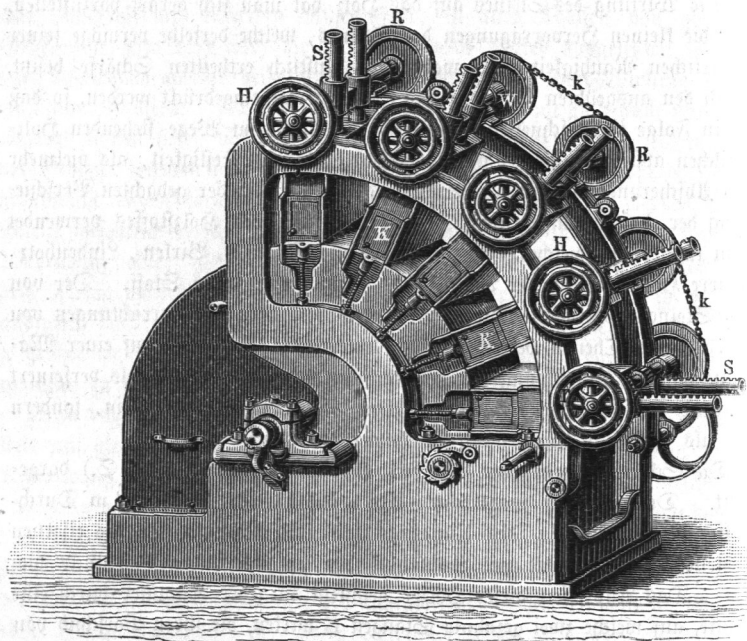
bei von dem Hirnholze abgeschliffene Stoff ein aus ganz kurzen Theilchen bestehendes mehrlartiges Pulver sein, welches ein genügend festes Papier nicht ergeben könnte. Daher legt man das Holz immer so ein, daß die Fasernrichtung in die schleifende Fläche, bezw. in deren Tangentialebene hineinfällt, und zwar pflegte man früher die Fasern allgemein quer gegen die Schleifrichtung zu legen, während neuerdings mehrfach eine solche Einführung des Holzes empfohlen worden ist, bei welcher die Fasern mit der Richtung zusammenfallen, in welcher die Mahlfläche sich bewegt, um hierdurch einen aus längeren Fasern bestehenden Stoff zu erhalten.

Die Wirkung des Steines auf das Holz hat man sich derart vorzustellen, daß die kleinen Hervorragungen des Steines, welche derselbe vermöge seiner natürlichen Rauhgkeit oder wegen der künstlich ertheilten Schärfe besitzt, durch den ausgeübten Druck in das Holzmaterial eingedrückt werden, so daß sie in Folge ihrer schnellen Bewegung die ihnen im Wege stehenden Holztheilschen abstoßen, hierbei nicht sowohl die absolute Festigkeit, als vielmehr den Abscherungswiderstand überwindend, welcher sich der gedachten Verschiebung der Fasern entgegensetzt. Zur Bereitung des Holzstoffes verwendet man immer nur weiche Hölzer, wie Fichten-, Tannen-, Birken-, Lindenholz; härtere Hölzer, wie z. B. Buchenholz, geben nur kürzeren Stoff. Der von den Steinen abgelieferte Stoff wird durch besondere Siebvorrichtungen von den gröberen Theilen befreit, welche letzteren in der Regel auf einer Maschine von der Einrichtung der gewöhnlichen Mahlgänge nochmals verfeinert werden. Die genügend fein gemahlene Masse wird nicht allein, sondern nur als Zusatz zu Lumpenstoff zu Papier verarbeitet.

Die Schleifmaschine von Bölter ist durch Fig. 124 (a. f. S.) dargestellt. Der auf einer wagerechten Axe befindliche Stein von 1,4 m Durchmesser ist auf etwa  $\frac{1}{4}$  des Umfanges mit fünf Kammern  $K$  des eisernen Gestelles umgeben, die zur Aufnahme der zu schleifenden Holzstücke dienen. Das Anpressen dieser Hölzer geschieht in jeder Kammer durch eine Platte, auf welche zwei gezahnte Stangen  $S$  wirken, die ihren Vorschub von zwei Zahnrädchen auf der Vorschubwelle  $W$  empfangen. Die Drehung wird den Vorschubwellen aller Kammern gemeinsam durch eine Kette  $k$  ertheilt, die über die Kettenräder  $R$  der Vorschubwellen gelegt ist und an welcher mittelst einer losen Rolle ein Gewicht hängt, dessen Nieder sinken die gleichmäßige Umdrehung aller Vorschubwellen bewirkt. Vermöge dieser Anordnung wird auf die Gesamtheit aller Preßplatten stets ein ganz bestimmter durch das Gewicht geäußelter Druck ausgeübt, womit jedoch keineswegs gesagt ist, daß die Größe des Druckes in einer Kammer so groß sei wie in jeder anderen. Im Allgemeinen wird vielmehr die Pressung in den verschiedenen Kammern verschieden sein, entsprechend dem Widerstande, welchen das Holz in jeder einzelnen Kammer seiner Abreibung entgegensetzt.

Um eine leer gewordene Kammer neu mit Holz zu besetzen, kann die betreffende Preßplatte mit Hülfe des Handrades *H* gehoben werden, und damit hierbei eine Einwirkung auf die Kette *k* nicht stattfindet, mit welcher die Nothwendigkeit einer Anhebung des Belastungsgewichtes verbunden sein würde, ist die zugehörige Kettenscheibe *R* mit ihrer Vorschiebewelle *W* durch eine Reibungskuppelung verbunden, welche man mittelst einer durch das Rädchen *T* bewegten Schraube anziehen oder lösen kann. Bei angezogener Kuppelung wird durch das Gewicht die Vorschübung der Preßplatte bewirkt, wäh-

Fig. 124.



rend nach geschehener Auslösung der Kuppelung die Druckstangen unbeeinflusst von dem Gewichte beweglich sind, dessen Wirkung sich jetzt nur auf die übrigen Kammern und zwar in ungeändertem Gesamtbetrage erstreckt.

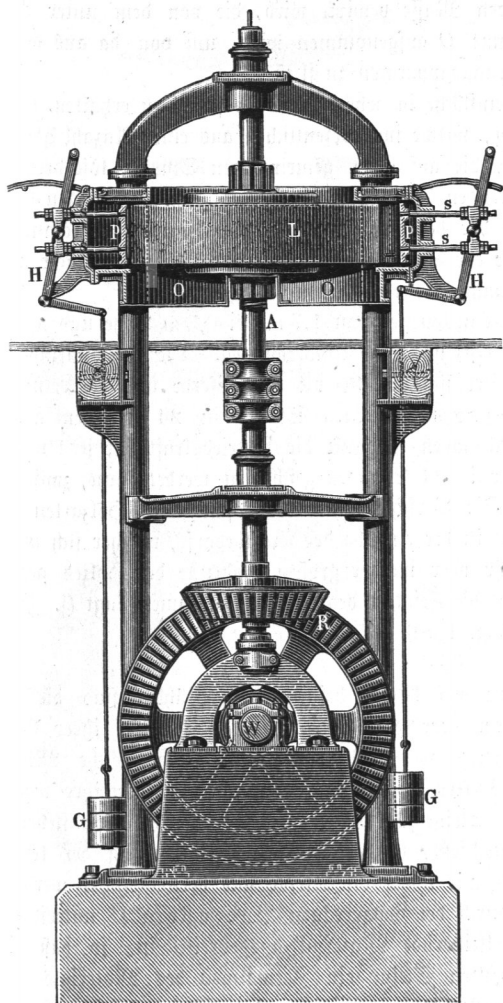
Bei einer anderen ebenfalls von Böcker gewählten Anordnung geschieht der Vorschub des Holzes mit gleichbleibender Geschwindigkeit, indem der auf das Holz drückende Kolben durch eine darauf wirkende Schraube in Folge der gleichmäßigen Drehung von deren Mutter langsam vorangeschoben wird.

Als ein Nachtheil der vorstehend angeführten Bauart mit wagerechter Ase des Steines muß der einseitige Druck angesehen werden, welchem diese Ase ausgesetzt ist. Auch stellt sich dabei der Uebelstand ein, daß der in einer



Kammer abgeriebene Stoff nicht sogleich beseitigt wird, sondern unter die folgende Kammer tritt, wo er einer zu weit gehenden Zerkleinerung ausgesetzt ist. Um dies zu verhindern, wendet man nicht nur Wasserstrahlen an,

Fig. 125.



welche auf den Stein geleitet werden, um die geschliffene Masse schnell fortzuspülen, sondern man versieht auch wohl den Stein auf seiner schleifenden Oberfläche mit Furchen von etwa 6 mm Tiefe in Abständen von 60 bis 70 mm, welche nach beiden Seiten hin schräg eingearbeitet werden und sich in der Mitte des Steines kreuzen. Um die Leistungsfähigkeit des Steines immer hoch zu erhalten, findet auch ein Aufräumen der schleifenden Oberfläche statt.

Ein Schleifgang der Bell'schen Bauart ist durch Fig. 125 veranschaulicht. Auf der lothrechten Achse A ist der wagerechte Stein L befestigt, welcher seine Umdrehung durch die Regelräder R von der liegenden

Welle W empfängt. Der Stein liegt in einem gußeisernen Gehäuse, welches, im Umfange gleichmäßig vertheilt, acht Preßkammern zur Aufnahme der zu schleifenden Holzstücke enthält, so daß wegen des ringsum gleichen Anpressens die Achse A einem einseitigen Drucke nicht ausgesetzt ist. Das An-

pressen der von oben eingelegten Holzstücke geschieht mittelst eiserner Druckplatten  $p$ , gegen welche sich die Druckstangen  $s$  legen, deren Andruck durch die Gewichte  $G$  mittelst geeigneter Hebel  $H$  erzielt wird. In jede der Kammern wird durch ein Spritzrohr ein Strahl Wasser geleitet, wodurch ein Abspülen der geschliffenen Masse bewirkt wird, die von dem unter dem Steine befindlichen Raume  $O$  aufgenommen wird, um von da aus durch Rinnen nach den Sortirungsapparaten zu fließen.

Um die schleifende Steinfläche in gehöriger Weise scharf zu erhalten, dient eine einfache Vorrichtung, welche im Wesentlichen aus einer Anzahl gezackter Stahlscheiben besteht, die auf einer gemeinsamen Spindel lose drehbar sind und gegen den rotirenden Stein gedrückt werden. Hierbei wirken diese Scheiben etwa nach Art der bekannten Rändelrädchen der Mechaniker, indem die scharfen Zähne der Scheiben Eindrücke in der Steinoberfläche und damit die gewünschte Rauigkeit hervorrufen.

Der Stein hat einen Durchmesser von 1,7 m bei 0,5 m Höhe und macht in der Minute zwischen 150 und 190 Umdrehungen. Die dabei aufzuwendende Betriebskraft beziffert sich auf 90 bis 100 Pferde und die Leistung wird zu 1000 bis 1500 kg lufttrockenen Stoffes in 24 Stunden angegeben. Nach anderen Angaben schwankt die Betriebskraft für je 100 kg trockenen Stoffes, welcher in 24 Stunden geschliffen werden kann, zwischen 4 und 9 Pferdekraft. Die Verschiedenheit der geschliffenen Holzarten erklärt diese Verschiedenheit in der Angabe des Kraftbedarfs, welcher sich übrigens auch nach dem mehr oder minder großen Andruck des Holzes gegen den Stein richtet, womit die Feinheit des Stoffes zusammenhängt (s. Zeitschrift d. Ver. deutsch. Ing. 1886, S. 403).

§. 42. **Kollergänge.** Von den bisher besprochenen Mühlen sind die sogenannten Kollmühlen oder Kollergänge in Hinsicht ihrer Einrichtung wie Wirkungsweise wesentlich verschieden. Eine solche Mühle enthält als arbeitende Werkzeuge zwei schwere cylindrische, um ihre wagerechte Axe  $B$  drehbare Steine  $L$ , Fig. 126, deren Axe eine stehende Königswelle  $A$  quer durchsetzt, so daß durch die Umdrehung der letzteren die Queraxe  $B$  und mit ihnen die Steine mit herumgeführt werden. Die Läufer  $L$  sind durch den wagerechten Bodenstein  $C$  unterstützt, auf welchem das zu zerkleinernde Material ausgebreitet ist, so daß die über das letztere fortgerollten Steine ein Zermahlen des Materials bewirken. Neben dieser zerdrückenden Wirkung der Steine tritt noch besonders ihre zerreibende Arbeit in den Vordergrund, denn die Bewegung der Läufer ist keineswegs eine rein fortrollende, wie die eines auf gerader Bahn bewegten Wagenrades ist. Hiervon überzeugt man sich leicht mittelst der Fig. 127.

Denkt man sich einen Läufer als eine Scheibe von sehr geringer Breite in dem Abstände  $CA = a$  von der Ase  $C$  der Königswelle, und stellt man sich vor, die Königswelle werde einmal herumgedreht, so wird die Scheibe

Fig. 126.

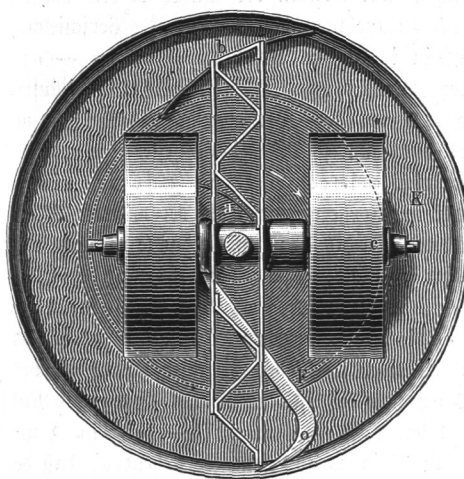
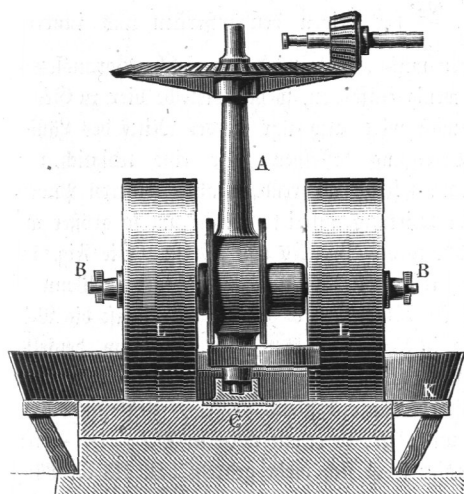
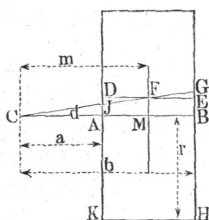


Fig. 127.



auf einem Wege gleich  $2\pi a$  herumgeführt, und dieselbe nimmt dabei eine Drehung um ihre eigene Ase in dem Winkelbetrage

$$2\pi \frac{a}{r} = \omega_1 \text{ an, wenn}$$

$r = AK$  den Halbmesser der Scheibe bedeutet. Stellt man sich jetzt vor, der Stein sei eine ebenfalls sehr dünne Scheibe im Abstände  $CB = b$  von der Mitte des Bodensteines, so wird bei einer Umdrehung der Königswelle eine Umdrehung des Läufers in dem

$$\text{Betrage } 2\pi \frac{b}{r} = \omega_2 \text{ er-$$

zielt werden müssen, vorausgesetzt immer, daß ein Gleiten zwischen den Flächen der beiden Steine nicht eintrete, die Bewegung viel-

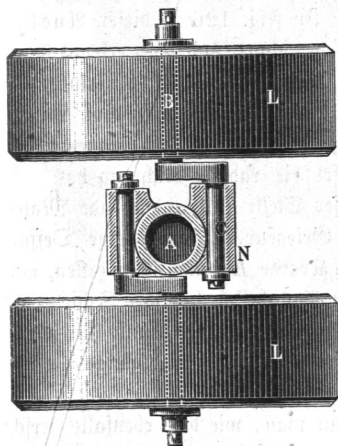
mehr eine rein rollende sei. Die Umdrehungsgeschwindigkeit eines Läufers um seine eigene Ase wird nun weder durch  $\omega_1$  noch durch  $\omega_2$  bestimmt sein, denn da man den Läufer als aus unendlich vielen sehr dünnen Scheiben zusammengesetzt denken kann, deren Abstände von der Mitte zwischen  $a$  und  $b$

gelegen sind, so wird die Umdrehungsgeschwindigkeit des Steines als das Resultat der Reibung in allen diesen Abständen einen irgendwo zwischen  $\omega_1$  und  $\omega_2$  liegenden Werth annehmen. Es kann zwar von vornherein nicht behauptet werden, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit des Steines genau den mittleren Werth  $\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$  der beiden den äußersten und innersten

Punkten zugehörigen annehmen müsse, doch wird eine solche Voraussetzung sich von der Wirklichkeit nur wenig entfernen, so daß dieselbe hier zu Grunde gelegt werden mag. Demgemäß wird also nur in der Mitte des Läufers in  $M$  eine rein wälzende Bewegung desselben, also eine lediglich zerdrückende Wirkung anzunehmen sein, während in allen anderen Punkten gleichzeitig eine zerreibende Wirkung auftritt, welche um so größer ausfallen muß, je größer der Abstand des Punktes von  $M$  ist. Die Fig. 127 giebt über die Größe dieser reibenden Wirkung Aufschluß. Wenn die Königswelle sich um den Winkel  $FCM = \alpha$  gedreht hat, so ist die Mitte des Läufers um den Betrag  $MF = m\alpha$  fortgerollt, und um denselben Weg hat der Steinumfang sich um seine Aze gedreht. Diese Drehung ist für alle Punkte des cylindrischen Läufers gleich groß. Zieht man daher durch  $F$  eine Parallele  $DE$  mit  $AB$ , so erhält man in  $DJ = (m - a)\alpha$  den Weg, um welchen der Läufer in  $A$  sich mehr gedreht hat, als die Länge  $AJ = a\alpha$  des Bogens beträgt, über welchen der Punkt  $A$  des Läufers fortgerollt wurde; d. h. man hat anzunehmen, daß eine relative Verschiebung des Läufers gegen den Bodenstein in diesem Betrage  $DJ = (m - a)\alpha$  stattgefunden hat. In derselben Weise folgt, daß der Punkt  $B$  des Läufers sich um einen gleichen Betrag  $EG = (b - m)\alpha$  weniger gedreht hat, als die wälzende Bewegung daselbst ausmacht, so daß also auch hier eine reibende Wirkung auftreten muß, und ein reines Wälzen nur in einem Punkte stattfindet, welcher im Vorhergehenden als der mittlere  $M$  angenommen wurde. Man erkennt hieraus, daß die gedachte reibende oder mahlennde Wirkung um so größer ausfällt, je breiter die Läufer gemacht werden, und je kleiner der Halbmesser des Bodensteines gewählt wird. Jedenfalls leidet die hier besprochene Wirkung an dem Uebelstande, daß die Größe der auf Abreiben wirkenden Verschiebung an den verschiedenen Stellen des Läufers sehr ungleich ist, indem diese Größe von Null in der Mitte  $M$  bis zu dem Werthe  $(m - a)\alpha = (b - m)\alpha$  in  $A$  und  $B$  sich verändert. Man erkennt übrigens aus dem Vorstehenden, daß der Kollergang gleichzeitig eine mangelnde Wirkung ausüben muß, indem der Punkt  $A$  des Läufers das Mahlgut in der Richtung  $DA$  und derjenige  $B$  in der entgegengesetzten Richtung  $EB$  zu verschieben trachtet. Hieraus erklärt sich die Anwendung des Kollerganges als Mörtermaschine.

Die Beschickung des Rollerganges ist immer eine absatzweise, indem man eine bestimmte Menge Material aufgiebt, welches bis zur genügenden Feinheit vermahlen wird, worauf die Entleerung erfolgt. Diese Art der Betreibung bietet große Nachtheile dar, indem sie gegen die Hauptregel jeder Zerkleinerung verstößt, wonach das hinreichend zerkleinerte Material möglichst schnell der weiteren Wirkung der Maschine entzogen werden soll. Die Aushülse, welche man hiergegen durch Anwendung von Sieben in der Bahn des Bodensteines vorgeschlagen hat, durch welche Siebe das bereits hinreichend zerkleinerte Material entfernt werden sollte, hat sich nicht als eine empfehlenswerthe herausgestellt, da diese Siebe sehr dem Verstopfwerden und der schnellen Zerstörung ausgesetzt sind.

Fig. 128.



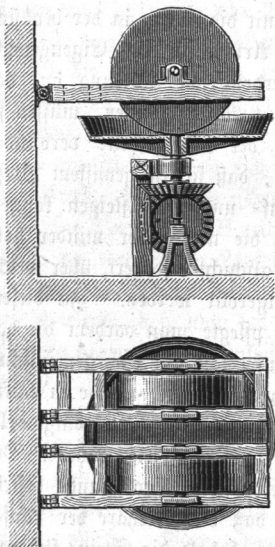
Damit die Läufer in der beabsichtigten Art durch ihr Eigengewicht eine zerdrückende Wirkung auf das Mahlgut äußern können, müssen sie so mit der Königswelle verbunden werden, daß sie in gewissem Maße frei auf- und niedersteigen können, wie es die mehr oder minder hohe Materialschicht erfordert, über welche sie fortgerollt werden. Zu diesem Behufe pflegte man vordem die beiden Läufer lose auf eine gemeinsame Querraxe zu stecken, welche in einem lothrechten Schlitz der Königswelle frei auf- und abspielen konnte. Der Mangel dieser Anordnung besteht darin, daß die Drehaxe der Läufer

hierbei nicht mehr zur Bahnfläche parallel bleibt, sobald die Steine sich ungleich viel heben, was im Allgemeinen der Fall ist. Eine Verbesserung ist daher die durch Fig. 128 dargestellte Anordnung, vermöge deren jeder Läufer mit Hilfe einer Kröpfung seiner Axe derart drehbar an ein besonderes Nabenstück *N* der Königswelle *A* angeschlossen ist, daß die Hebung des Läufers durch Drehung um die zu seiner Axe *B* parallele Drehaxe *C* erfolgt, so daß also die Berührung des Läufers mit dem Bodensteine immer in der ganzen Breite des Läufers stattfindet. Den beiden Läufern pflegt man in der Regel etwas verschiedene Abstände von der Königswelle zu geben, damit das Bereich ihrer Wirksamkeit hierdurch erweitert werde. Weil aber das Material sich im Innern des innersten und außerhalb des äußersten Bahnkreises anhäufen und dadurch der Wirkung der Läufer entzogen sein würde, so hat man für ein regelmäßiges Unterbringen des Mahlgutes unter die

Läufer zu sorgen. Hierzu wendet man selbstthätige Schaufeln an, welche, von der Königswelle mitgeschleppt, vermöge ihrer Form das Material stetig in den Raum zwischen den beiden gedachten äußersten Bahnen schieben. Es ist ersichtlich, daß von diesen beiden Schaufeln oder Scharren die innere *a*, Fig. 126, bei der durch den Pfeil angedeuteten Richtung das Material nach außen befördert, während die äußere Scharre *b* alles außen befindliche Material in das Innere des durch *c* gelegten Kreises hereinzieht.

Auch zur Entleerung des Kollerganges wendet man eine Schaufel an, welche, für gewöhnlich oberhalb des Mahlgutes hängend, eine Einwirkung auf dasselbe nicht zu äußern vermag, und welche durch Ausklinken des Hebels, an welchem sie hängt, niedergelassen wird, so daß sie auf dem Mahlgute herumgeschleppt wird. In Fig. 126 ist dieser Auslader mit *F* bezeichnet, und man erkennt aus der Figur, daß diese Schaufel vermöge ihrer Form das Material nach dem Punkte *o* hin befördert, woselbst die Tangente an die Schaufel die radiale Richtung hat. Das an dieser Stelle sich anhäufende Material findet Gelegenheit, durch eine Oeffnung in dem Kranze *K* hindurch zu fallen, welche für gewöhnlich durch einen Schieber verschlossen gehalten wird, und die nur für das Entleeren des Mahlganges geöffnet wird.

Fig. 129.



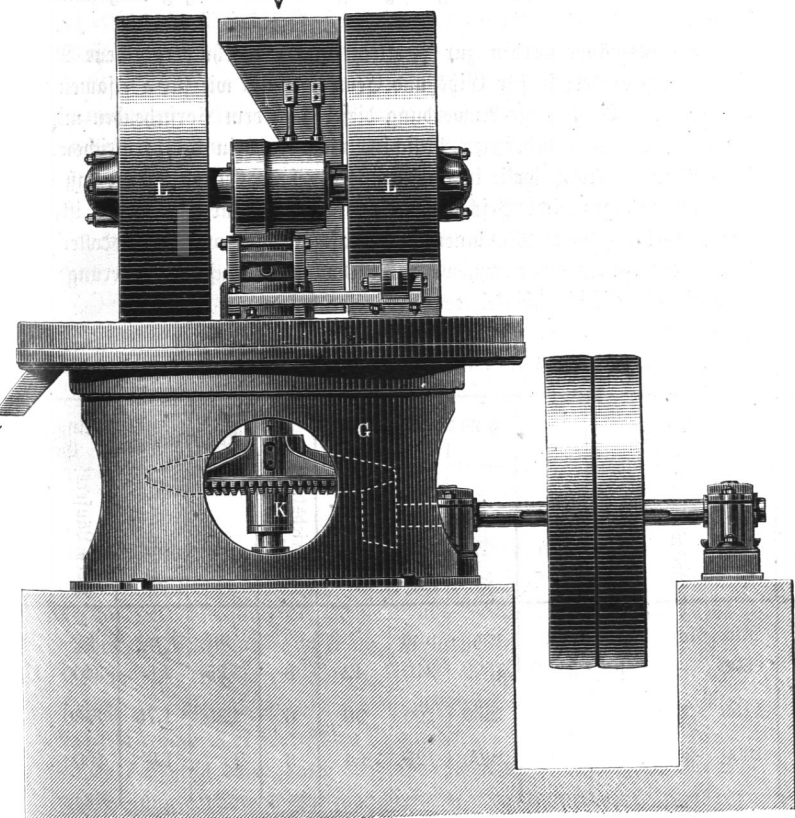
Wenn man, wie dies ebenfalls verschiedentlich ausgeführt wird, den Bodenstein anstatt der Königswelle umdreht, so werden die Axen der Läufer auf Rahmen befestigt, welche an eine feste Wand mit Hilfe von Scharnieren drehbar angeschlossen werden, so daß den Steinen die erforderliche Beweglichkeit behufs des Hebens oder Senkens belassen ist. In diesem Falle stehen natürlich die Scharren ganz fest, und man kann das Entleeren des Ganges durch eine rinnenförmige Schaufel bewirken, welche mit ihrer Mündung so tief gegen den Bodenstein herabgesenkt wird, daß durch die Bewegung des letzteren das zerkleinerte Material in diese geneigte Rinne hineingeschoben wird. Die letztgedachte Anordnung eines drehbaren Bodensteines gewährt den Vortheil, daß die Fliehkräfte wegfallen, welche bei der gewöhnlichen Ausführung mit festem Bodensteine in Folge des Umschwunges der schweren Läufer auftreten, und welche die stehende Welle erheblich beanspruchen. Aus diesem Grunde kann man diese



Welle auch nur verhältnißmäßig langsam umdrehen, man giebt ihr in der Regel nicht mehr als 10 bis höchstens 12 Umdrehungen in der Minute, die Läufer erhalten zwischen 1 und 1,6 m Durchmesser bei etwa 0,4 bis 0,5 m Breite, und dem Bodensteine giebt man einen Durchmesser von 1,6 bis 2 m;



Fig. 130.



es wurde schon bemerkt, daß ein kleiner Durchmesser des Bodensteines für die mahrende Wirkung von Vortheil ist.

Bei der Anwendung einer drehbaren Sohle wird die letztere in der Regel nicht durch einen Stein, sondern durch eine eiserne Platte gebildet, welche nach Fig. 129 mittelst ihrer Nabe nach Art eines Rades auf der Königs-  
welle befestigt wird, und auch die Läufer pflegt man zuweilen, wenn auch nicht ganz aus Eisen, so doch mit starken Kränzen aus Hartguß auszu-  
führen. Bei der Anwendung einer drehbaren Bodenplatte kann man wegen

des schon erwähnten Wegfalles der Fliehkräfte der Königswelle eine größere Geschwindigkeit geben, die man bei Mörtelmischmaschinen bis zu 30 Umdrehungen in der Minute und darüber gesteigert hat. Trotz der gedachten Vorzüge der Ausführung mit drehbarer Bodenplatte wird diese Anordnung doch weniger häufig gefunden, insbesondere scheint bei großem Durchmesser des Bodensteines der festen Lagerung desselben der Vorzug eingeräumt zu werden.

Die Kollergänge werden zur Zerkleinerung für sehr verschiedene Materialien angewendet; so für Gips und Cement ebenso wie für Delsamen und Farbstoffe. Die häufige Anwendung dieser nach dem Vorstehenden mit gewichtigen Mängeln behafteten Maschine mag wohl in der vergleichsweisen Einfachheit derselben, sowie in dem Umstande ihren Grund haben, daß diese Maschine weniger leicht Beschädigungen und Reparaturen ausgesetzt ist, als andere zarter gebaute Maschinen. Jedenfalls wird man den Kollergang nur in den Fällen anwenden, wo es überhaupt nur auf Zerkleinerung ohne Rücksicht auf Gleichmäßigkeit des Productes ankommt.

### Kollergänge zum Feinmahlen von Mineralien aller Art.

Nr.	Läufer			Stündl. Leistung	Antriebsriemenscheibe			Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf		Ungefähres Gewicht	
	Durchmesser	Breite	Umlaufzahl pro Min.		Durchmesser	Breite	Umlaufzahl pro Min.		Länge	Breite	jedes Läufers	der complet. Maschine
	mm	mm		kg	mm	mm			m	m	kg	kg
1	1500	400	10	1500	1500	210	42	8	3,25	2,5	3400	1150
2	1250	320	12	1000	1250	160	50	6	2,25	1,75	1750	750
3	1000	260	15	500	1000	125	64	3	2	1,6	1000	460

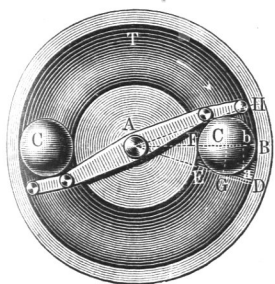
Die Kollergänge sind auf freistehendem gußeisernem Unterjak sehr solid montirt. Die kräftige Königswelle treibt vermittlest zweier Schleppkurbeln 2 Läufer, welche sich in Folge dessen unabhängig von einander parallel zur Horizontalen heben können. Es wird dadurch erhöhte Leistungsfähigkeit und gleichmäßiger Verschleiß erzielt. Ringe und Läuferbahn sind von Hartguß und können leicht ausgetauscht werden.

Außer den vorstehenden Kollergängen werden auch solche mit fester Läufer- und rotirendem Tisch, welcher dann direct mit einer Siebeinrichtung verbunden wird, gebaut.

In Fig. 130 (a. S. 201) ist ein Kollergang von C. Mehler in Aachen dargestellt, bei welchem die aus Hartguß hergestellte Läuferbahn durch das eiserne Untergerüst *G* getragen wird. Die gleichfalls mit Hartgußringen bekleideten Läufer *L* sind durch Kurbeln mit der Königswelle *K* derart verbunden, daß jedem Läufer selbständig eine gewisse Hebung und Senkung ermöglicht ist. Der Betrieb durch Regelräder und Riemen ist aus der Zeichnung ersichtlich, über die sonstigen Verhältnisse giebt die nebenstehende Tabelle Aufschluß.

**Kugelmühlen.** Für gewisse Farbstoffe, wie z. B. Indigo, wendet §. 43. man zuweilen Mühlen von der in Fig. 131 angedeuteten Form an, in

Fig. 131.



welchen schwere eiserne Kugeln *C* in einem kreisförmigen Troge *T* durch einen mit der stehenden Welle *A* fest verbundenen Arm herumgetrieben werden. Hierbei nehmen die Kugeln eine rollende Bewegung an, doch ist ihre Wirkung nicht allein eine zerdrückende, wie sie einer rein wälzenden Bewegung entspricht, denn zu einer solchen müßten die wälzenden Körper die Form von Kegeln *AHD* haben, deren Spitze in *A* gelegen ist. Wegen der hiervon abweichenden Gestalt der Walzkörper findet in

verschiedenen Abständen von der Mitte *A* eine reibende Wirkung in verschiedenem Betrage statt, über welche die Figur selbst Aufschluß giebt. Nimmt man nämlich eine Drehung der Kugeln um den durch die Mitte *A* der Mühle gerichteten Durchmesser *AB* an, so verhalten sich die bei einer solchen Drehung von einzelnen Punkten des Kugelumfanges wie *a* zurückgelegten Wege wie die Abstände dieser Punkte von der Drehaxe, also wie die zu dieser Drehaxe *AB* senkrechten Ordinaten *ab* des Kugelkreises. Der Halbkreis *BGF* giebt daher durch diese Ordinaten ein Bild von der Größe der Drehbewegung, während die fortschreitende Bewegung jedes Punktes durch die zu *AB* senkrechten Ordinaten des Trapezes *FDBE* gemessen wird. Nimmt man an, daß die Bewegung der Kugeln einem reinen Rollen auf dem mittleren Kreise durch *C* entspricht, so läßt die in der Figur radial schraffierte Fläche ein Urtheil über die an jeder Stelle stattfindende Verschiebung oder reibende Wirkung zu. Da hierbei die Kugelumfänge auch an den Treibarmen sich reiben, so wird hierdurch ein nicht unbedeutender Arbeitsverlust und eine entsprechende Abnutzung der Treibarme herbeigeführt, so daß diese Zerkleinerungsmaschinen nicht empfehlenswerth erscheinen können.

Man hat denselben Zweck unter Vermeidung der Treibarme dadurch zu

erreichen gesucht, daß man die zu zerkleinernde Masse mit den Kugeln zusammen in ein Gefäß  $G$ , Fig. 132, gebracht hat, welchem eine Drehung um eine unter dem Winkel  $ECF = \alpha$  von etwa  $30^\circ$  gegen das Loth  $FC$  geneigte Ase ertheilt wird. Der hierbei auftretende Vorgang ist folgender. Wenn im Zustande der Ruhe die eingebrachte Masse den Raum  $ABG$  mit ungefähr wagerechter Oberfläche einnimmt, so wird sie bei eintretender Drehung des Gefäßes zunächst mitgenommen und wegen der Neigung der Drehaxe in gewissem Maße erhoben. Dies dauert so lange, bis die Oberfläche der Masse eine Neigung gegen die Horizontale angenommen hat, welche mit dem Böschungswinkel  $\varrho$  der Masse übereinstimmt. Von diesem Augenblicke an findet ein stetes Herabschurren der Masse nach dem tiefsten Punkte statt, so daß durch die hierbei stattfindende vielfache Reibung der Massentheilchen an einander und an den herabrollenden Kugeln die beabsichtigte Zerkleinerung bewirkt wird. Derartige Maschinen werden auch ohne Anwendung von eisernen Kugeln, z. B. zum Poliren von Conditorwaaren, lediglich durch die Reibung der Theile an einander, benutzt, in welchem Falle dieselben eigentlich den Maschinen zur Oberflächenbearbeitung zugerechnet werden müssen.

Die der Ase zu gebende Neigung hängt zum Theil von der Beschaffenheit der Masse, d. h. von deren Böschungswinkel  $\varrho$  ab, und man kann bemerken, daß die größte Neigung, welche die Oberfläche derselben gegen den Horizont annehmen kann, sich zu  $DCB = 2\alpha$  ergibt, was der Fall sein würde, wenn die Masse aus der wagerechten Lage  $AB$  im Zustande der Ruhe durch Drehung des Kübels um  $180^\circ$  Grad bis in die Lage  $DG$  gelangen könnte, ohne daß dabei ein Herabgleiten eintreten würde. In diesem Falle wäre die beabsichtigte zerkleinernde Wirkung überhaupt gar nicht zu erreichen und man hat daher jedenfalls  $\alpha$  größer als den halben Böschungswinkel zu wählen. Wegen des fortwährenden Herabschurrens der Masse findet bei diesen Maschinen auch ein stetiges selbständiges Unterschiiren der Masse statt, während bei der vorhergehenden Maschine hierzu ein besonderes Mittel in Anwendung gebracht werden muß.

Anstatt des vorgedachten oben offenen Troges, der um eine geneigte Ase gedreht wird, wendet man bei den Kugelmühlen häufiger ein geschlossenes auf einer wagerechten Ase befestigtes Gefäß an, welches die zu zerkleinernde Masse nebst einer Anzahl eiserner Kugeln enthält. Die einfachste Ausführung dieser Art von Maschinen ist durch Fig. 133 veranschlicht. Das Gefäß  $G$  hat hier die Form eines hohlen Ringes aus Gußeisen erhalten, welcher sich aus zwei Theilen zusammengesetzt, die in der Aequatorebene mit einander durch Schrauben verbunden sind. Der eine Theil  $A$  ist mit der Nabe zur Befestigung auf der Ase und mit der Riemscheibe zum directen Antrieb versehen, während der Theil  $B$  als Verschußdeckel dient, dessen Ent-

fernung ein Füllen und Entleeren gestattet. Hiernach ist die Beschickung dieser Maschine eine periodische, indem die eingebrachte Masse während der zur hinreichenden Zerkleinerung erforderlichen Zeit in der Maschine verbleibt, bis nach ihrer Entfernung eine neue Materialmenge eingebracht werden kann. Hierin liegt ein großer Uebelstand dieser Maschine, welcher nicht nur in der Unbequemlichkeit des Betriebes, sondern vornehmlich auch darin zu erkennen ist, daß die bereits genügend zerkleinerten Materialtheilchen nicht rechtzeitig aus der Maschine entfernt werden, womit nach dem früher Angeführten eine unvortheilhafte Wirkung verbunden ist.

Um diesen Uebelstand zu beseitigen, hat man daher diese Art von Maschinen entsprechend zu verbessern gesucht, indem man den Behälter solchergestalt mit siebartigen Durchbrechungen versehen hat, daß die hinreichend zerkleinerte

Fig. 132.

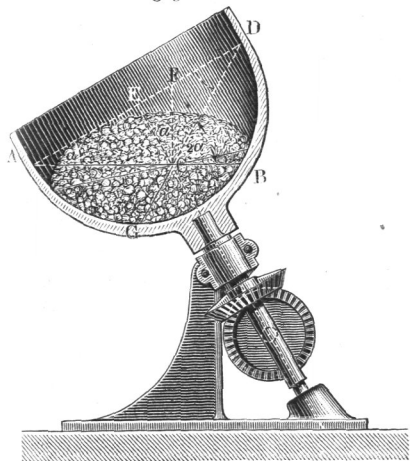
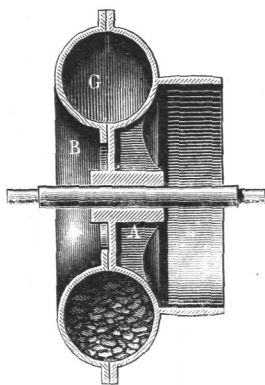


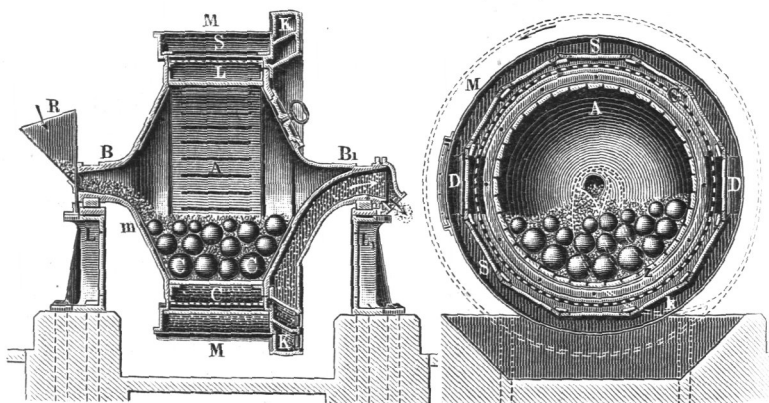
Fig. 133.



Masse durch die Oeffnungen dieser Siebe beständig und in dem Maße entweichen kann, in welchem die Zerkleinerung fortschreitet, und indem man gleichzeitig auch für eine dementsprechende ununterbrochene Zuführung neuen Mahlgutes sorgt, erhält man Maschinen mit einem stetigen Betrieb. Wollte man hierbei die Siebe, welche naturgemäß aus dünnen, der Feinheit des zu erzeugenden Pulvers entsprechenden Drähten oder Blechen hergestellt sind, unmittelbar in dem Umfange des Behälters anordnen, so würden dieselben durch die Einwirkung der fortwährend darüber gerollten Kugeln und größeren Materialstücke einer sehr schnellen Zerstörung ausgesetzt sein. Um dies zu vermeiden, hat die Maschine der Gebrüder Sachsenberg die durch Fig. 134 (a. f. S.) dargestellte Einrichtung erhalten. Der zur Aufnahme der Masse und der eisernen Kugeln dienende Behälter hat hier die Form einer in der Mitte cylindrischen, an den Stirnseiten mit kegelförmigen

Deckeln verschlossenen Trommel *A*, welche mittelst hohler Zapfen *B* und *B*<sub>1</sub> in festen Lagern *L* und *L*<sub>1</sub> ruht. Von diesen Zapfen dient der eine *B* zur ununterbrochenen Einführung des in den Kumpf *R* gegebenen Materials, während die Abführung des zerkleinerten Gutes durch den anderen Zapfen *B*<sub>1</sub> hindurch erfolgt. Zu dem Zwecke ist der Mantel der Trommel mit Schlitzen nach der Richtung der Ase versehen, durch welche das Material hindurchfallen kann, sobald es eine entsprechende Zerkleinerung erfahren hat. Dieses durch die Schlitze hindurch gefallene Material wird hierauf einer Sonderung in das genügend zerkleinerte Mehl und die größeren Stücke unterworfen, zu welchem Zwecke die Trommel mit zehn Sieben *S* umgeben ist, welche zusammen mit zwei Deckeln *D* ein regelmäßiges Zwölfeck bilden. Zur Schonung der feinen Siebe *S* befindet sich zwischen diesen und der

Fig. 134.



Trommel *A* ein gröberes Schutzsieb *C*, welches ebenso wie die Siebe *S* an der Umdrehung der Trommel Theil nimmt. Ein außerhalb der Siebe mit der Trommel ebenfalls fest verbundener Blechmantel *M* nimmt den durch die Siebmaschen gegangenen Durchfall auf, und läßt denselben in einen Ringcanal *K* gelangen, welcher äußerlich zu der den Antrieb vermittelnden Riemscheibe ausgebildet ist. Der von diesem ringförmigen Raume *K* abgehende Canal *k* leitet das durchgeseibte Mahlgut nach dem Zapfen *B*<sub>1</sub> und durch diesen hindurch aus der Maschine heraus, während der durch die Siebe zurückgehaltene Stoff durch einen ähnlichen Canal *z* in die Trommel zurückgeführt wird, um einer nochmaligen Zerkleinerung unterworfen zu werden. Der vollständige Abschluß, welcher vermöge dieser Anordnung erzielt ist, gestattet die Verarbeitung ganz trockenen Materials, ohne Verluste durch Verstäuben desselben herbeizuführen.



Diese Maschinen haben sich in der Praxis gut bewährt und sind für sehr verschiedene Stoffe, insbesondere für Erze, Kohlen, Thon und Ziegelwaaren, vorthailhaft in Anwendung gekommen. Ueber die Verhältnisse und Leistung dieser Maschinen giebt die folgende Tabelle, welche der mehrerwähnten Ar-

Ergebnisse der Sachsenberg'schen Kugelmöhlen.

Trommel- Durchm. m	Besitzer der Kugelmühle	Mahlgut	Sieb- maschinen auf 1 qem	Stündl. Leistung kg
1,40	Mansfelder Gewerkschaft . . .	Kupferstein	180	420
1,40	Mechanischer Bergwerksverein .	Bleiglanz	2 mm weit	570 — 800
0,60	Ultramarinfabrik Sophienau .	Holzkohle und Asphalt	900	20 — 25
0,60	Knochenkohlefabrik Salzwedel .	Knochenkohlenabfälle	146—1460	50 — 100
0,60	Zuckerfabrik Minsleben . . . .	Aetzalk	442	90
0,60	Kohlenstaubfabrik . . . . .	Steinkohle bezw. Holzkohle	staubfein	50 — 60
0,60	Reiser u. Schmidt, Berlin .	Koks	367	100
0,60	K. Feuerw.-Laborator. Spandau	Glas und Schwefelantimon	900—1300	6 — 15
0,80	Chamottewaarenfabrik . . . . .	Harte Ziegelbrocken	21	266
0,80	Thonwaarenfabrik Blantenberg .	" "	21	210
0,80	K. Porcellanfabr. Charlottenburg	Lufttrockener Thon	180	1000
0,80	Chem. Fabrik Billwärders . . .	Borax	235	75
0,80	Zuckerfabrik Gröningen . . . .	Gebrannter Kalk	400	150
1,20	Greppiner Werke . . . . .	Harte Ziegelbrocken	24	1000
1,20	Papst, Saarbrücken . . . . .	Chamotte und Feldspath	106	250
1,20	Geschloßfabrik Siegburg . . . .	Steinkohle	130	75
1,20	Hartmann u. Hauers, Han- nover . . . . .	Schwerspath	530	600
1,20	Godulla-Hütte . . . . .	Zinkblende	21	750
1,20	Oppelner Cementfabrik . . . .	Portl.-Cement, vorgemahlen	716	285

beit von H. Fischer entnommen wurde, Aufschluß. Die Geschwindigkeit der Trommel scheint nach dieser Quelle durch die Formel  $n = \frac{23}{\sqrt{D}}$  bis

$\frac{28}{\sqrt{D}}$  bestimmt zu sein, in welcher  $n$  die Umdrehungszahl in der Minute und  $D$  den Trommeldurchmesser in Metern bedeutet. Für die Umdrehungsgeschwindigkeit läßt sich eine obere Grenze mit Rücksicht darauf angeben,

daß bei einer zu großen Geschwindigkeit das Material durch die Fliehkraft verhindert werden würde, in der beabsichtigten Art auf der geneigten Fläche des Trommelinneren herabzugleiten. Die Centrifugalkraft eines Massentheils vom Gewichte  $G$  ist bekanntlich durch  $C = G \frac{\omega^2 D}{2g}$  ausgedrückt,

wenn  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit  $\omega = \frac{n 2\pi}{60}$  und  $g = 9,81$  m die Beschleunigung der Schwere bedeutet. Diese Centrifugalkraft nimmt einen Werth gleich dem Eigengewichte  $G$  des Massentheils an, wenn die Gleichung erfüllt ist:

$$G = G \frac{\omega^2 D}{2g} = G \frac{2n^2 \pi^2 D}{3600 g}, \text{ oder } 2n^2 \pi^2 D = 3600 g,$$

woraus die zugehörige Umdrehungszahl  $n$  zu

$$n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{g}{2D}} = \frac{42,3}{\sqrt{D}}$$

sich ergibt. Bei einer solchen Geschwindigkeit würde das Material durch die Fliehkraft fest gegen den Trommelumfang gepreßt werden, und die Wirkung der Schwere wäre aufgehoben, so daß die Maschine hierbei nicht mehr arbeiten könnte. Wie die oben angeführte Formel  $n = \frac{23 \text{ bis } 28}{\sqrt{D}}$  zeigt, ist die Umdrehungsgeschwindigkeit beträchtlich kleiner und zwar nur etwa zu  $2/3$  des berechneten Grenzwertes angenommen.

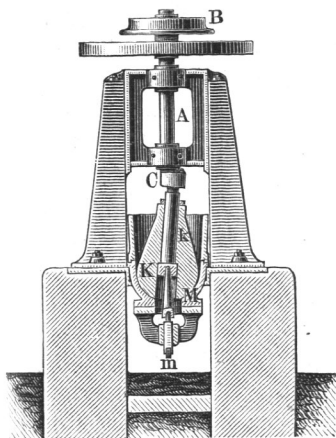
§. 44. **Mörsermühlen.** Mit diesem Namen belegt man eine Gattung von Zerkleinerungsmaschinen, bei welchen das zur Wirkung kommende Werkzeug seiner Gestalt und Wirkungsweise nach eine gewisse Ähnlichkeit mit der bekannten Reibkeule der Mörser hat. Diese Keule, deren Mittellinie unter einer geringen Neigung gegen die Axe des Behälters oder Mörfers, in welchem sie sich bewegt, angeordnet ist, erhält eine Umdrehung um die Axe des Mörfers, so daß sie sich in dem Mantel eines zu dieser Axe gehörigen Kegels bewegt, dessen halber Spitzenwinkel gleich dem gedachten Neigungswinkel der beiden Axen ist.

In Fig. 135 ist die Anordnung einer solchen Mörsermühle nach der Bauart F. Motte's <sup>1)</sup> angegeben. Die unterhalb zu einer Halbkugel ausgebildete kegelförmige Keule  $K$  bewegt sich in dem unten gleichfalls halbkugelig ausgeführten Mörser  $M$ , welcher oberhalb behufs bequemer Zuführung des Materials kegelförmig erweitert ist. Die unterhalb in einem Kugelzapfen gestützte Keule erhält ihre Bewegung durch eine Kurbel auf dem unteren Ende

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 575.

der Ase  $A$ , welche ihren Antrieb durch die Riemscheibe  $B$  bekommt. Es ist ersichtlich, wie vermöge dieser Anordnung die Ase  $k$  der Keule um die Ase  $m$  des Mörsers den oben gedachten Regelmantel beschreibt, wobei der Punkt des geringsten Abstandes zwischen Mörser und Keule während jeder Kurbeldrehung rings herum wandert. Das in den Mörser gebrachte Material wird demnach zunächst in dem oberen Theile des Mörsers einer Wirkung ausgesetzt sein, welche mit derjenigen der Maulbrecher viele Aehnlichkeit hat, indem ebenso wie bei jenen auch hier eine abwechselnde Näherung und Entfernung der arbeitenden Flächen hervorgerufen wird. Ein wesentlicher Unterschied besteht nur darin, daß hierbei fortwährend ein Druck ausgeübt wird, welcher, da er sich stets nur auf eine verhältnißmäßig kleine Fläche

Fig. 135.



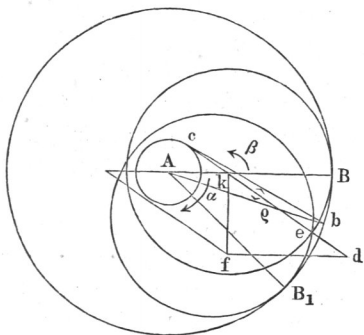
erstreckt, für die Zerkleinerung des Materials günstig sein muß. Da die durch die Wirkung dieses Druckes gebildeten Bruchstücke bei der darauf folgenden Vergrößerung des Abstandes zwischen Mörser und Keule in dem Zwischenraume zwischen diesen Theilen abwärts gleiten können, so findet so lange eine wiederholte Bearbeitung statt, bis die Theilchen die zum Durchgange durch die unten befindliche Austrittsöffnung erforderliche Feinheit erlangt haben. Bei dieser Zerkleinerung tritt hauptsächlich eine abreibende Wirkung auf, welche von der Keule vermöge ihrer eigenthümlichen Bewegung aus-

geübt wird. Die Keule nimmt nämlich neben der schon gedachten Umdrehung um die Ase  $Am$  des Mörsers gleichzeitig eine Drehung um die eigene Ase  $k$  an, so daß in gewissem Maße ein Rollen der Keule im Innern des Mörsers stattfindet. Diese Drehung der Keule wird dadurch ermöglicht, daß die Ase der Keule mit der Kurbel  $C$  nicht unwandelbar fest, sondern mittelst eines Drehzapfens in Verbindung gebracht ist.

Von dieser eigenthümlichen Bewegung kann man sich ein ungefähres Bild mittelst der Fig. 136 (a. f. S.) machen, welche einen wagerechten Durchschnitt durch die Maschine vorstellt. Denkt man sich die Stellung der Keule so, daß sie den Mörser in dem Punkte  $B$  berührt, bezw. ihm in diesem Punkte am nächsten kommt, und ertheilt man dem Kurbelarme, der unter dieser Voraussetzung die Stellung  $Ak$  hat, eine Drehung um die Mörserase  $A$  in dem Betrage  $BAB_1 = \alpha$ , im Sinne des Pfeiles  $\alpha$  also

rechts um, so rückt der Berührungspunkt zwischen Mörser und Keule von  $B$  nach  $B_1$ , um die Größe  $R\alpha = BB_1$  fort, unter  $R$  den Halbmesser  $AB$  verstanden. Wäre dabei die Keule undrehbar mit dem Kurbelarme verbunden, etwa durch einen vierkantigen Zapfen, so würde die Keule lediglich um die Ase  $A$  herumgeführt, und es würde stets derselbe Punkt der Keule mit dem Mörser in Berührung bleiben, d. h. die Keule würde auf dem inneren Umfange des Mörsers schleifen und dabei alles vor ihr befindliche Material vor sich herschieben; die beabsichtigte Wirkung würde damit also nicht erreicht. Da nun aber die Keule drehbar mit dem Kurbelarme verbunden ist, so nimmt sie bei der Umdrehung des letzteren eine Drehung um die eigene Ase an, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Denkt man sich in  $b$  irgend ein zwischen den beiden Flächen befindliches Materialstück, so muß dasselbe, wenn es

Fig. 136.



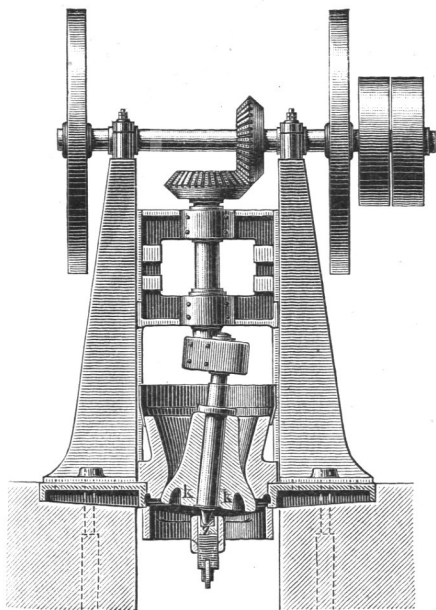
durch die Umdrehung der Kurbel von der Keule vor sich hergeschoben wird, einen Druck gegen die Mörserfläche nach der Richtung  $cb$  äußern, welche von der Normalen daselbst, also von dem Halbmesser  $Ab$  um den Reibungswinkel  $cbA = \varphi$  abweicht. Zeichnet man um  $A$  den diese Richtung berührenden Kreis, so giebt derselbe nach Art des Reibungskreises in seinen Tangenten die Richtungen der Reactionswirkungen an, in welchen die Mörserfläche wirksam sein kann. Zieht man auch noch die durch die Mitte  $k$  der Keule gehende Tangente  $kd$  an diesen Reibungskreis, so ist ersichtlich, daß die Reactionen aller zwischen dieser Tangente  $kd$  und dem Berührungspunkte  $B$  gelegenen Punkte des Mörsers eine Linksdrehung der Keule im Sinne des Pfeiles  $\beta$  anstreben. In Folge hiervon wird die Wirkung der Maschine in gewissem Sinne nach der Art von Walzwerken erfolgen, und ein Gegenstand wird mit Sicherheit zerdrückt werden, so lange derselbe zwischen  $B$  und  $kd$  gelegen ist; nur größere Gegenstände, welche jenseits der Grenzlage  $kd$  befindlich sind, werden bei der Bewegung der Keule von dieser vor ihr hergeschoben.

Hierbei ist auf den Reibungswiderstand keine Rücksicht genommen, welcher sich einer Umdrehung der Keule um ihre eigene Ase, also an dem Spurzapfen und an dem Kurbelzapfen entgegensetzt. Wollte man auch diesen Widerstand berücksichtigen, so würde man den Reibungskreis für die Ase der Keule um  $k$  zu zeichnen haben, und als die besagte Grenzlage wäre dann anstatt der Linie  $kd$  die gemeinsame Tangente an die beiden Reibungskreise

des Mörsers und der Keulenzapfen anzusehen. Die hierdurch bedingte Aenderung ist nur unbedeutend.

Um für einen etwa in  $e$  gelegenen Gegenstand die zum Zerdrücken desselben an dem Kurbelarme anzubringende Kraft zu bestimmen, hat man einfach die an dem Kurbelzapfen wirkende Kraft  $kf$  nach den Richtungen  $kd$  und  $kA$  zu zerlegen, die dabei sich ergebende Seitenkraft nach der Richtung  $kd$  muß dann die rückwirkende Festigkeit des Gegenstandes übertreffen.

Fig. 137.



Nimmt man an, daß in Folge der vorstehend besprochenen Wirkung bei der Umdrehung der Kurbel die Keule um ihre eigene Axe mit solcher Geschwindigkeit gedreht wird, daß an der betrachteten Stelle des Mörsers ein reines Wälzen der Keule in dem Mörser stattfindet, so wird an dieser Stelle eine reibende Wirkung nicht eintreten; dagegen wird an allen denjenigen anderen Stellen eine reibende Wirkung sich einstellen müssen, wo das Verhältniß der Halbmesser der in Berührung kommenden Theile ein anderes

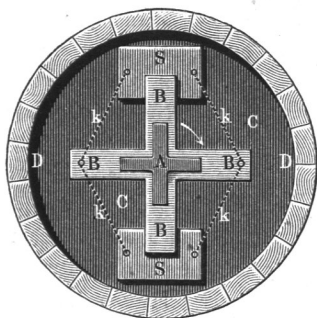
ist als an der hier betrachteten Stelle. Es geht hieraus hervor, daß die Größe der Verschiebung und damit die Größe dieser reibenden Wirkung an verschiedenen Stellen sehr verschieden sein muß, ebenso wie es bei dem Kollergange der Fall ist.

Anstatt dem Mörser eine unterhalb geschlossene Form nach der Art der in Fig. 135 gezeichneten zu geben, wobei nur ein Schlitz zur Abführung des zerkleinerten Materials angewendet zu werden pflegt, hat man auch den Mörser nach Fig. 137 unterhalb mit einer weiten Oeffnung versehen, in welche die Keule mit einem daselbst angeordneten Krage  $k$  hineinpast, der nach einer zum Spurzapfen concentrischen Kugel geformt ist. Die eigenthümliche reibende Wirkung, welche hierbei vorzugsweise in diesem unteren Theile auftritt, ist aus der Figur ersichtlich, der obere Theil der Maschine

hat hier nur die Wirkung eines Vorbrechers. Auch sonst hat man die Mörsermühlen noch in mannigfach anderer Art ausgeführt, so z. B. mit Antrieb von unten; in dieser Hinsicht möge der Hinweis auf die unten angegebenen Quellen genügen<sup>1)</sup>.

§. 45. **Schleifmühlen.** Diese Bezeichnung ist hier für einige Zerkleinerungsmaschinen gewählt, welche ein Zerreiben der Stoffe etwa in der Art bewirken, wie dasselbe durch das Schleifen derselben zwischen zwei Steinen geschehen kann, von denen der eine bewegliche über dem anderen festliegenden verschoben wird. Hierhin sind zunächst die sogenannten Schleppmühlen zu rechnen, wie dieselben zum Mahlen der Glasurmasse in Porcellanfabriken sowie auch zum Feinmahlen von Erzen Verwendung finden. Der Hauptsache nach besteht eine solche Schleppmühle aus einem festliegenden cylindrischen Bodensteine, in dessen Mitte eine stehende Welle aufgestellt ist, welche eine langsame Drehung erhält, vermöge deren sie mittelst entsprechend auf ihr angebrachter Arme mehrere auf dem Bodensteine liegende Steine mit sich fortzuschleppt. In Fig. 138 ist der Grundriß einer solchen Maschine<sup>2)</sup> angedeutet, deren Wirkungsweise an sich klar ist. Die Steine *S* werden durch die Ketten *k* von dem auf der Welle *A* befestigten Kreuze *B* auf der Platte *C* bewegt, welche in dem hölzernen Behälter *D* festliegt. Die Masse wird hierin mit Wasser in Gestalt eines Breies bis zur genügenden Feinheit vermahlen, worauf die Entleerung erfolgt. Diese absetzende Wirkungsweise, mit welcher der Nachtheil verbunden ist, daß die feingemahlenen Theile nicht in dem Maße ihrer Entstehung aus der Maschine rechtzeitig entfernt werden, dürfte einer der Hauptgründe sein, weswegen diese Maschinen heute nur noch selten angewendet werden.

Fig. 138.



Als eine Verbesserung der Schleppmühlen kann die von Pollard herrührende Maschine, Fig. 139, angesehen werden. Hier ist über dem in dem Troge *T* festliegenden Bodensteine *B* ein cylindrischer Läuferstein *L* befindlich, welcher eine doppelte Drehbewegung erhält, indem er nämlich zu gleicher Zeit um seine eigene Ase *A* und um die Ase des Bodensteines *B* gedreht wird. Zu diesem Ende ist das Halslager *H* der Läuferaxe in einem

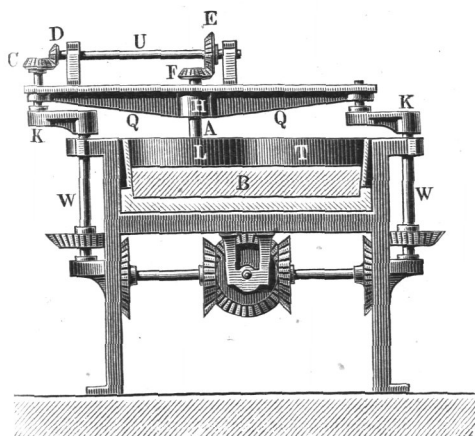
<sup>1)</sup> Dingl. Journ. 1880, Bd. 235, S. 260. D. R.-P. Nr. 14450.

<sup>2)</sup> K ü h l m a n n, Allgem. Maschinenlehre.



Querträger  $Q$  angebracht, dessen Enden die Warzen von zwei Kurbeln  $K$  lose drehbar umschließen, die auf zwei stehenden Wellen  $W$  festsetzen. Wenn diese beiden Kurbeln, die genau gleiche Länge und Richtung haben, durch das aus der Figur ersichtliche Räderwerk mit gleicher Geschwindigkeit in einerlei Richtung umgedreht werden, so bewegt sich jeder Punkt des Querträgers  $Q$  und also auch die Läuferaxe in einem Kreise, dessen Halbmesser gleich dem Kurbelarme ist, und dessen Mittelpunkt mit der Mitte des Bodensteines zusammenfällt. Das auf der Warze der einen Kurbel  $K$  undrehbar befestigte conische Getriebe  $C$  veranlaßt bei dieser Bewegung, bei welcher der Querträger seine Richtung im Raume unveränderlich beibehält, eine Umdrehung der wagerechten Uebertragungswelle  $U$ , welche durch die Regelräder  $D$ ,  $E$  und  $F$  die Umdrehung auf den Läufer  $L$  überträgt, und zwar macht derselbe während jeder Kurbelumdrehung eine Anzahl

Fig. 139.



gleich  $\frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F}$  Umdrehun-

gen, wenn unter  $C$ ,  $D$ ,  $E$  und  $F$  die Durchmesser oder die Zähnezahlen der gleich bezeichneten Regelräder verstanden werden. In Folge dieser doppelten Drehbewegung des Läufers beschreiben dessen einzelne Punkte gewisse cycloidenförmige Linien, wobei die

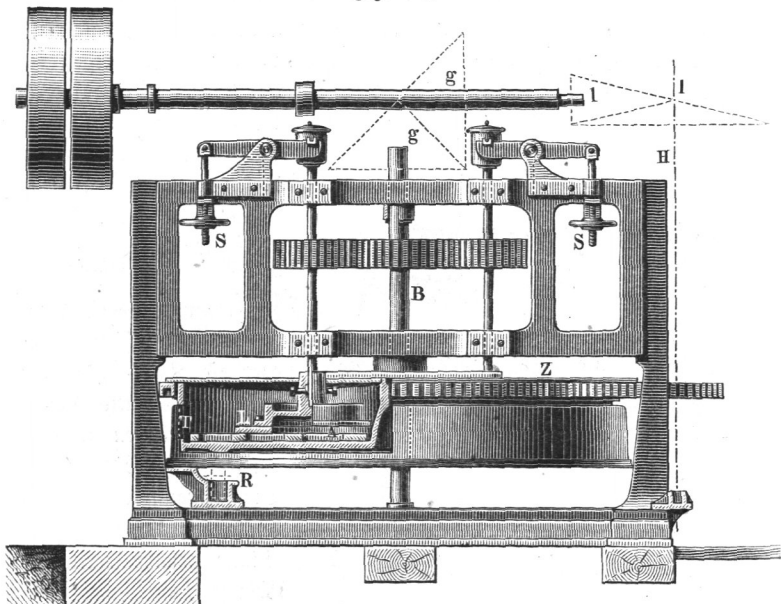
Oberfläche des Läufers sowohl wie des Bodensteines einer so gleichmäßigen Beanspruchung ausgesetzt sind, daß diese Flächen ihre ebene Form dauernd beibehalten. Aus diesem Grunde pflegt man den zum Geradeschleifen der Glastafeln in Spiegelfabriken dienenden Maschinen gewöhnlich eine Einrichtung zu geben, welche eine ganz ähnliche Wirkung bezweckt.

Eine hierhergehörige Maschine ist die Maßmühle von Dingem<sup>1)</sup>, Fig. 140 (a. f. S.), welche zum Feinmahlen von Erzen dient. Auch hier ist eine kreisförmige, dem Bodensteine der vorigen Maschine entsprechende Platte  $A$  wagerecht angeordnet, doch steht diese Platte nicht fest, sondern sie erhält eine sehr langsame Umdrehung durch einen Zahnkranz  $Z$ , in welchen ein

<sup>1)</sup> Engineering. Novbr. 1874, p. 379. Oesterr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen, 1878, S. 233, 436; 1879, S. 623.

Getriebe der stehenden Hülfswelle *H* eingreift. Von der Königswelle *B* erfolgt der Betrieb der vier Läuferseiben *L*, welche auf der Bodenplatte *A* mit einer durch die Schrauben *S* zu regelnden Pressung lasten. Diese Läufer sind, ebenso wie die Bodenplatte, aus Gußeisen hergestellt, und man hat die arbeitenden Flächen mit hervorragenden Kanten versehen, welche eine mehr abscherende Wirkung hervorrufen sollen, und worüber im nächsten Paragraphen näher gesprochen werden soll. Die Maschine arbeitet ununter-

Fig. 140.



brochen, indem die Zuführung des breiartigen Materials aus einem feststehenden Kumpfe durch Rinnen in das Innere der Läufer bewirkt wird, während die hinreichend zerkleinerte Masse durch die Maschen eines am Umfange der Bodenplatte angebrachten Siebes *T* entweichen kann. Die Bodenplatte, durch welche die stehende Welle *B* lose hindurchtritt, ruht auf Unterstützungsrollen *R*, und erhält eine langsame Drehung von zwei bis drei Umdrehungen in der Minute, welche nur dazu dient, alle Punkte der Platte möglichst gleichmäßig zur Wirkung zu bringen. Die Läufer dagegen werden mit der großen Geschwindigkeit von 200 Umdrehungen in der Minute umgedreht, was deswegen unbedenklich ist, weil die Läuferachsen hierbei ihren Ort beibehalten, also ein Herumschwenken derselben um die Ase *B* nicht stattfindet.

**Glockenmühlen.** Bei diesen Zerkleinerungsmaschinen verwendet man §. 46. einen kegelförmigen oder conoidischen Läufer, welcher in einem passenden Hohlkegel von glockenförmiger Gestalt sich dreht und wobei die Zerkleinerung in der Regel nicht durch die Rauigkeit der Flächen, wie bei den bisher betrachteten Steinmühlen, sondern durch hervorstehende Rippen oder Schneiden bewirkt wird, die sowohl auf der Außenfläche des Läufers, wie auch in dem Innern des Hohlkegels angebracht sind. Demgemäß dienen diese Maschinen nicht sowohl zur Erzielung eines eigentlichen Mehles von staubförmiger Beschaffenheit, sondern sie erzeugen mehr oder minder große Stückchen, deren Größe natürlich von der Feinheit der angewandten Riffelung abhängig ist. Die gedachten Riffeln wirken, so lange sie genügend scharf sind, und dicht an einander vorübergehen, wie in Fig. 141 I, rein abscherend, indem ein zwischen die mit einander arbeitenden Kanten *a* und *b* gelangendes Materialstück *S* in zwei Theile zerlegt wird, wobei die Schubfestigkeit des Stoffes zu überwinden ist. Da jedoch die Kanten nach kurzer

Fig. 141.

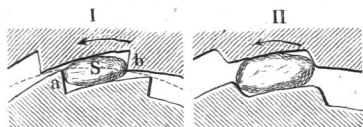
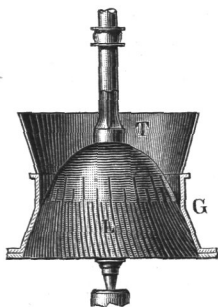


Fig. 142.



Arbeitszeit sich in gewissem Grade abstumpfen und auch ein bestimmter Zwischenraum sich einstellt, so wird diese rein scherende Wirkung nur vorübergehend nach erneuerter Schärfung und Zusammenstellung stattfinden können, und die Zerkleinerung wird hauptsächlich durch eine mehr quetschende Wirkung der Rippen veranlaßt werden, wie sie durch die Betrachtung der Fig. 141 II deutlich wird.

Der kegelförmige Läufer *L* wird bei diesen Mühlen, Fig. 142, mit dem dünneren Ende nach oben gefehrt, so daß das aus dem Trichter *T* herabfallende Material vermöge seines Gewichtes durch die Maschine geführt wird. Zur gleichmäßigen Vertheilung rundet man den Läufer oberhalb in entsprechender Weise ab und ordnet in dem oberen Theile desselben größere Zwischenweiten zwischen den Riffeln, sowie zwischen ihm und der Glocke *G* an, um größere Stücke bequem einführen zu können und vermöge der nach unten hin feiner werdenden Riffelung eine allmählig fortschreitende Zerkleinerung zu erzielen. Da hierbei das zerkleinerte Material sich vermöge seines Eigengewichtes in einfachster Art von der Stelle seiner Zerkleinerung entfernt, um nach anderen Stellen zu gelangen, welche eine

weitergehende Zertheilung bewirken, so muß man hierin einen besonderen Vortheil für die Wirksamkeit dieser Maschinen erkennen.

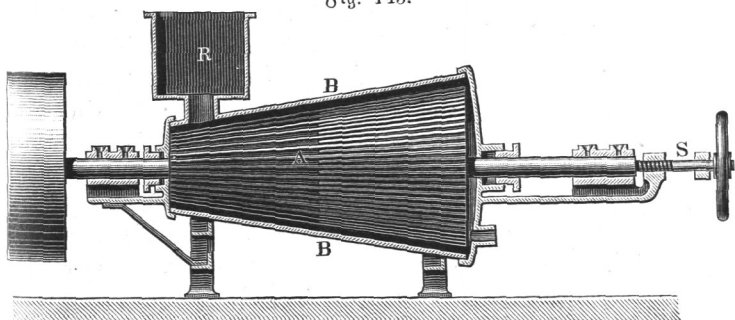
Der Läufer wie die Glocke sind meistens aus Gußeisen gefertigt; zuweilen, und besonders bei kleinen Maschinen dieser Art, wie z. B. bei den bekannten Kaffeemühlen, macht man diese Theile auch wohl ganz aus Stahl oder versieht sie mit Stahlringen, welche nach dem Schärfen gehärtet werden. Der mit allmäliger Abnutzung der Riffeln zwischen den Mahlf lächen entstehende Zwischenraum kann wegen der Kegelform immer durch eine geringe Verschiebung des Läufers in seiner Axenrichtung beseitigt werden, zu welchem Zwecke bei allen diesen Maschinen eine Vorrichtung, meistens eine Stellschraube, vorhanden ist, welche die Verstellung erreichen läßt. Wenn dabei die Anordnung so getroffen ist, daß der Läufer unterhalb um einen gewissen Betrag aus der Glocke hervorragt, so bildet sich durch die Abnutzung an den Riffeln leicht ein Ansatz, welcher die Verschiebung verhindert, indem die hervorragenden Theile an der Abnutzung nicht theilhaftig werden; aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, den Läufer nach unten hin nicht aus der Glocke hervorragen zu lassen, da ein solcher Ansatz weniger nachtheilig ist, wenn er sich an den Riffeln der Glocke bildet. Die Riffeln pflegt man meistens gegen den Axenschnitt etwas geneigt in Gestalt steiler Schraubenlinien auszuführen, wodurch man erreicht, daß eine Schneide des Läufers mit einer solchen der Glocke immer nur in einem Punkte zur Wirkung kommt, so zwar, daß dieser Angriffspunkt allmählig entlang der Schneide fortschreitet, und man hat die Umdrehung des Läufers in solcher Richtung vorzunehmen, daß dieses Fortschreiten von oben nach unten erfolgt, um den Durchgang des Mahlgutes durch die Maschine zu befördern.

Derartige Mühlen finden Verwendung zum Zerkleinern sehr verschiedener Stoffe, wie Gips, Farbstoffe, Lohe, Kaffee, Gewürze u. s. w. Auch wendet man sie für die Graupenfabrikation zum Zerbrechen der Gerstenkörner an, für welche Verwendung auch wohl der Regel mit dem dünnen Ende nach unten gelegt wird. Die Geschwindigkeit des Läufers richtet sich nach den zu zerkleinernden Stoffen und nach der Größe des Läufers; eine Reißmaschine für die Graupenfabrikation, wie sie in Wiebe's Mählmühlen beschrieben ist, macht in der Minute 80 Umdrehungen bei einem Läufer, dessen Durchmesser oben 0,275 und unten 0,145 m beträgt.

Man hat auch wohl die Ase des Kegels wagemrecht angeordnet, doch kann diese Einrichtung im Allgemeinen eine vortheilhafte nicht genannt werden, denn wenn auch die Lagerung der Ase eine bequemere sein mag, so geht doch der Vortheil der stehenden Anordnung ganz verloren, welcher darin besteht, daß die Materialien durch ihr Eigengewicht zwischen den Mahlf lächen hindurch bewegt werden. Auch dürfte die Abnutzung der Mahlf lächen bei der liegenden Ausführung weniger gleichmäßig ausfallen als bei

der stehenden. Es sollen daher die liegenden Glockenmühlen nicht näher besprochen werden; doch möge hier einer verwandten Einrichtung gedacht werden, wie sie als sogenannte Stoffmühle in Papierfabriken zur Verarbeitung des Papierzeuges in Anwendung gebracht ist. Diese von Jordan und Eustice<sup>1)</sup> in Connecticut herrührende Stoffmühle enthält als arbeitendes Werkzeug ebenfalls einen abgestumpften Kegels, welcher wagenrecht in einem gleichfalls kegelförmigen Gehäuse gelagert ist, und mit 200 bis 300 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. Die Trommel A, Fig. 143, ist äußerlich mit einer Anzahl hervorstehender Stahlschienen besetzt, welche in Ruthen eingeschoben sind, die in den gußeisernen Kegel nach der Richtung von Kegelseiten eingehobelt wurden. Ebenso ist das Innere des Gehäuses B mit Stahlschienen ausgekleidet, welche jedoch geringe Rei-

Fig. 143.

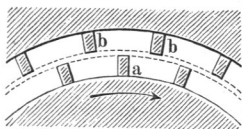


gung gegen die Richtung der Seiten erhalten haben. Zwischen diesen Schienen wird der zuvor schon auf Halbzeugholländern (s. §. 48) vorge-mahlene Stoff zu derjenigen Feinheit weiter verarbeitet, die das zur Papierbereitung dienende Ganzzeug haben muß. Das Material tritt als breiartiges Halbzeug durch den Kumpf R in das Gehäuse am engeren Ende desselben ein, und wird durch die Wirkung der Fliehkraft nach dem weiten Ende befördert, woselbst es nach gehöriger Verfeinerung durch in dem Deckel des Gehäuses angebrachte Abzugsöffnungen aus der Maschine austritt. Auf dem Wege durch das Gehäuse ist der Stoff der vielfachen Wirkung der besagten Stahlschienen ausgesetzt, welche den Zweck haben, zwar eine Verfeinerung der zugeführten Lumpenmasse zu bewirken, so jedoch, daß dabei die Fasern möglichst in ihrer Länge erhalten bleiben, um eine genügende Festigkeit des daraus zu erzeugenden Papiers zu erzielen. Den Vorgang, durch welchen dies erreicht wird, kann man sich mit Hilfe der Fig. 144 (a. f. S.) verdeutlichen. Hierin stellt a eine Schiene der Trommel und b, b stellen

<sup>1)</sup> Karl Hofmann, Papierfabrikation.

Schienen des Gehäuses vor. Würden diese Schienen dicht an einander vorübergehen, so würde ein zwischen dieselben gelangender Garnfaden zerschnitten werden, und der Stoff würde zu einem feingemahlenen Gemenge von staubförmigen Faserstückchen zerkleinert werden, er würde, wie man sich ausdrückt, todgemahlen werden. Wenn dagegen zwischen den Schienen der Trommel und des Gehäuses ein sehr kleiner Zwischenraum vorhanden ist, welcher nicht weit genug ist, um dem Faden den freien Durchgang zu gestatten, so wird die bewegte Schiene über den durch die festen Schienen zurückgehaltenen Faden hinwegstreifen und dabei die einzelnen Fasern ab-

Fig. 144.



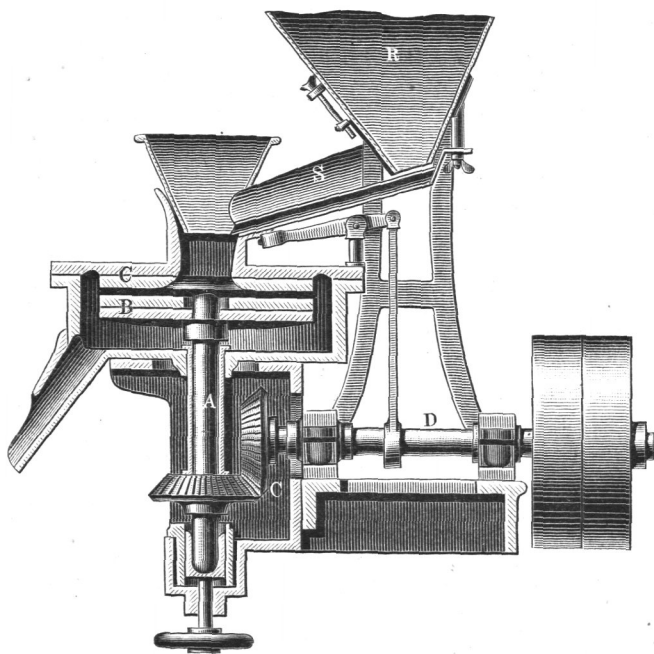
schaben, sobald die Richtung des Fadenstückchens in die Bewegungsrichtung hineinfällt. Wenn dagegen der Faden quer, d. h. in der Richtung der Schienen, eingeht, so wird die Bewegung der Schiene eine Zertheilung des Fadens durch Spaltung desselben anstreben. Es wird zwar in dem einen wie in dem anderen Falle ein theilweises Zerreißen der Fasern nicht zu vermeiden sein, jedenfalls aber wird das erzeugte Material aus längeren Fasertheilen bestehen, als wenn ein dichtes Austreifen der Schienen an einander stattfände. Man erkennt hieraus, wie die genaue Innehaltung eines bestimmten Abstandes zwischen den Schienen für die Beschaffenheit des gemahlenen Stoffes von der größten Bedeutung ist. Bei der Maschine, Fig. 143, wird dieser Abstand durch die Verschieblichkeit der Trommel in ihrer Axenrichtung erzielt, zu welchem Zwecke gegen das freie Ende der Trommel eine Schraube S drückt, welche eine sehr genaue Einstellung ermöglicht. Diese Schraube ist mit der Axe der Trommel nicht fest verbunden, sondern dient nur dazu, die Trommel bis zu gewissem Maße in das Gehäuse hineinzudrücken, während der den Schienen dargebotene Widerstand wegen der Kegelform der Trommel die letztere nach dem weiten Ende des Gehäuses, also gegen die Schraube preßt.

In Folge der schnellen Umdrehung und wegen der kegelförmigen Gestalt der Trommel wird der am engen Ende eingeführte Stoff in lebhafter Strömung dem weiten Ende zugeführt und kann durch eine Oeffnung in dem Deckel des Gehäuses entweichen. Solcher Oeffnungen sind in dem Deckel drei angebracht, und zwar eine unten, eine oben und eine dritte in der Höhe der Axe. Hierdurch hat man in gewissem Grade eine Regelung der Ausflußmenge in der Hand, indem die Ausflußgeschwindigkeit um so geringer ausfällt, der Stoff also um so länger in der Maschine verbleibt und um so feiner vermahlen wird, je höher die zum Austritt benutzte Oeffnung gelegen ist. Die Trommel einer solchen Stoffmühle hat 1,24 m Länge, bei Durchmessern von 0,30 und 0,65 m und erfordert bei 200 bis 300 Umdrehungen in der Minute zum Betriebe 15 bis 30 Pferdekraft.



**Scheibenmühlen.** Mühlen mit eisernen ebenen Mahlscheiben §. 47. anstatt der Steine hat man vielfach angewendet, ohne daß durch dieselben der gleiche Zweck wie durch Mühlsteine erreicht werden konnte. Indem nämlich die auf diesen Scheiben in etwa derselben Art wie die Hausschläge der Steine angeordneten scharfen Rippen oder Kanten nur die bei den Glockenmühlen erläuterte mehr oder minder vollkommen scherende Wirkung zu äußern vermögen, so werden diese Mühlen aus Getreide niemals eigentliches Mehl erzeugen können, da nach dem darüber Angeführten hierzu eine abrei-

Fig. 145.



bende Wirkung erfordert wird, durch welche nur die Oberfläche der Körner angegriffen wird. Für Getreide haben daher alle diese Mühlen immer nur als sogenannte Schrotmühlen Anwendung finden können, bei denen es sich nur um die Zerkleinerung der Körner überhaupt handelt, ohne daß dabei eine Trennung der verschiedenen Korntheile, insbesondere der Schalen von den inneren Stärketheilchen, beabsichtigt wird. Auch für Farbstoffe haben solche Scheibenmühlen Anwendung gefunden, eben so wie man sie vielfach als sogenannte Stoffmühlen in Papierfabriken in Gebrauch genommen hat. Hier wirken die Mahlsflächen in ähnlicher Art, wie dies bei Selegen-

heit der im vorigen Paragraph besprochenen Stoffmühle von Jordan und Cusice angegeben worden ist.

Eine Schrotmühle mit eisernen Mahlscheiben<sup>1)</sup> zeigt Fig. 145 (a. v. S.). Man erkennt daraus, daß diese Maschine eine gewisse Aehnlichkeit mit einem

Fig. 146.

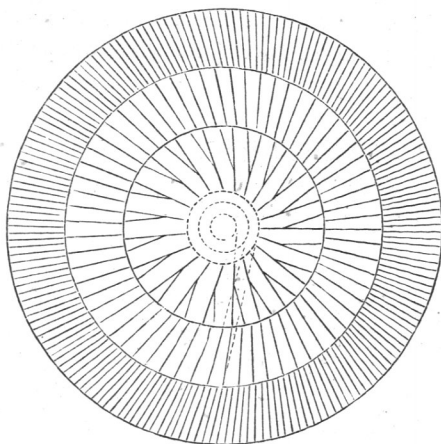
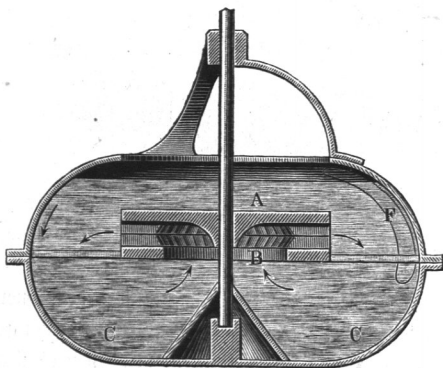


Fig. 147.



unterläufigen Mahlgange hat, bei welchem der bewegte Unterstein durch die auf der stehenden Welle A befestigte eiserne Mahlscheibe B ersetzt ist, während der obere feste Stein durch den Deckel des gußeisernen Behälters C gebildet wird, der nach Art des Steinrandes die Mahlscheiben umschließt. Auch die Zuführung des Getreides durch den Rüttelschuh S aus dem darüber angebrachten Rumpfe R ist in der bei den gewöhnlichen Mahlgängen üblichen Weise bewirkt; die Bewegungsübertragung durch die Regelräder C von der Vorlegelegswelle D aus bedarf einer Erklärung nicht.

Jede der beiden gußeisernen Mahlscheiben ist auf der arbeitenden Mahlsfläche mit drei stählernen Ringen versehen, die durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt sind und eingehobelte Furchen erhalten haben, um die schnei-

<sup>1)</sup> Wiebe, Mahlmühlen.

ebenso wie die Entfernung der Furchen nach außen hin abnimmt, entsprechend der Wirkungsweise, wonach die Furchen im Innern mehr das Einstreifen des Gutes zu besorgen haben und das eigentliche Feinschroten in dem äußeren Theile erfolgt. Nach den Angaben von Wiebe soll eine derartige Maschine mit Scheiben von 12" Durchmesser mit einer Betriebskraft von zwei Pferden stündlich 5 bis 5,5 Scheffel = 275 bis 300 Liter Hafer, Gerste oder Bohnen schroten. Das baldige Abstumpfen und umständliche Schärfen sind Nachtheile dieser Art von Maschinen.

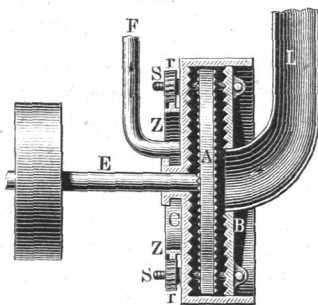
Ebene Mahlscheiben mit Schneiden wendet man auch zum Stoffmahlen in Papierfabriken vielfach an. Die Fig. 147 zeigt die Stoffmühle von Hichings und Gould<sup>1)</sup>. Hier dreht sich die obere der beiden Mahlscheiben *A*, welche mit der stehenden Axe fest verbunden ist, während die untere Scheibe *B* in dem Behälter *C* fest liegt. Durch die Umdrehung der Scheibe wird der Stoff nach außen befördert, und neuer Stoff steigt fortwährend selbständig durch die mittlere Oeffnung der unteren Scheibe empor, um zwischen die Mahlflächen zu gelangen. Dieses Ansteigen des Stoffes zu befördern, ist der Boden des runden Gehäuses in entsprechender Form hergestellt, auch sind die Leisten *F* im oberen Gehäusetheile angebracht, um den Stoff an einer kreisförmigen Bewegung zu hindern. Die Schneiden der oberen Scheibe sind radial gestellt, dagegen diejenigen der festen Scheibe excentrisch gerichtet sind, um eine Scherenwirkung in einem Punkte zu erzielen, so zwar, daß der Kreuzungspunkt bei der Drehung der oberen Mahlscheibe von außen nach innen fortschreitet. Hierdurch wird in gewissem Maße dem durch die Fliehkraft erzeugten Bestreben der Masse, nach außen sich zu bewegen, entgegengewirkt, so daß ein zu schneller Stoffumlauf hierdurch verhindert wird, wie er sich bei den ersten Anordnungen von Gould zeigte, bei denen die Messer von innen nach außen ausstreiften wie die Hausflüge der Mühlsteine. Die bewegte Mahlscheibe hat bei einem Durchmesser von etwa 1,5 m 36 starke Stahlmesser, während in der unteren festen Scheibe 360 Stahlschienen angebracht sind. Die Welle erhält in der Minute 75 Umdrehungen und es werden dabei nach den Angaben von Hofmann in 24 Stunden 2000 bis 3000 kg Ganzzeug vermahlen, wozu mindestens 50 Pferdekraft erfordert werden.

Die Stoffmühlen von Ringsland und von Thode sind ebenfalls mit ebenen Stahlscheiben versehen, doch ist hierbei die Axe wagerecht gelagert. Aus der Fig. 148 (a. f. S.), welche eine solche Stoffmühle in dem senkrechten Durchschnitte darstellt, ist ersichtlich, daß hierbei die bewegte Scheibe *A*, welche auf beiden Seiten mit Stahlschienen versehen ist, zwischen zwei festen Scheiben *B* und *C* befindlich ist, die ebenfalls Stahlschienen tragen.

<sup>1)</sup> Karl Hofmann, Papierfabrikation.

Von diesen beiden Scheiben ist diejenige *C* ganz fest mit dem Gehäuse der Maschine verbunden, während die andere *B* einer Verstellung in der Richtung der Ase befähigt ist, um hierdurch den Zwischenraum im Innern des Gehäuses verändern zu können, wie es für ein mehr oder minder starkes Angreifen des Materials erforderlich ist. Zu dieser Verstellung von *B* dienen vier Schraubenspindeln *S*, welche mit der Scheibe *B* undrehbar verbunden sind und ihre Muttern in vier Zahnrädchen *r* finden, deren gemeinsame Umdrehung durch das in sie eingreifende größere Zahnrad *Z* bewirkt wird. Die Stahlschienen sind auf allen Flächen in der Art angeordnet, wie die Hauschläge bei der geradlinigen Felderschärfe der gewöhnlichen Mühlsteine. Die Zuführung des auf den sogenannten Halbzeugholländern (s. den folgenden Paragraph) vorgearbeiteten Stoffes erfolgt aus einem höher stehenden Behälter durch die Zuführungsröhre *L* in der Mitte der Maschine, so

Fig. 148.

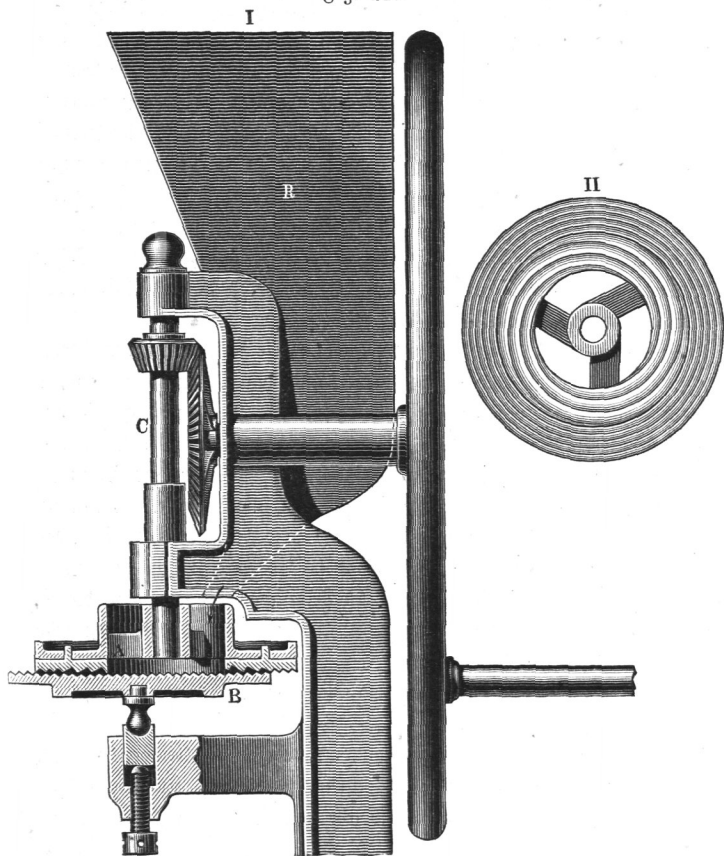


daß der Stoff durch die Fliehkraft nach dem äußeren Umfange getrieben wird und eine weitere Zerkleinerung zwischen den Scheiben *A* und *B* stattfindet. Der Abfluß des genügend zerkleinerten Materials dagegen geschieht durch das auf der anderen Seite angebrachte Rohr *F*. Da dasselbe nicht am äußeren Umfange, sondern näher der Mitte angebracht ist, so muß die Fliehkraft dem Austritte hinderlich sein, und man erhält die beab-

sichtigte Hindurchführung der Masse dadurch, daß die Einmündung des Stoffes in *L* etwas höher gelegen ist, als die Ausmündung des Rohres *F*, so daß ein bestimmter Ueberdruck der Masse deren Bewegung durch die Maschine in der gewünschten Weise veranlaßt. In eigenthümlicher und zweckmäßiger Weise ist bei dieser Maschine für eine möglichst gleichmäßige Zerkleinerung dadurch gesorgt, daß die Ase *E* sich in ihren Lagern ein wenig verschieben läßt. In Folge hiervon wird diese Ase mit der auf ihr befestigten Scheibe *A* sich der festen Scheibe *C* selbständig nähern, sobald auf der anderen Seite zwischen *A* und *B* durch daselbst etwa eintretende gröbere Theile ein größerer Widerstand sich einstellt. Durch diese Verschiebung wird der Austritt durch *F* erschwert, der Durchgang des Stoffes also verlangsamt, während gleichzeitig zwischen *A* und *B* wegen der daselbst stattfindenden größeren Pressung ein kräftigerer Angriff der Masse erfolgt. Ebenso bewirkt in dieser Maschine die Fliehkraft eine schnelle Fortführung des hinreichend zerkleinerten, also leicht beweglichen Stoffes, während dicke und schwere Faserbündel kräftiger nach außen gedrängt werden, so daß dieselben

länger in der Maschine verbleiben, bis auch sie hinreichend fein gemahlen sind. Diese Eigenschaften zeichnen diese Maschine vortheilhaft vor denjenigen aus, in denen eine bestimmte Menge Stoff während einer gewissen Zeit bearbeitet wird, ohne daß den schon genügend zerkleinerten Materialien die Gelegenheit zum Entweichen geboten wird, und es erklärt sich hieraus die

Fig. 149.



größere Gleichmäßigkeit des auf dieser Maschine erzeugten Stoffes gegenüber dem in Holländern erzielten. Die Scheiben haben gewöhnlich 75 cm Durchmesser, die Ase macht 200 bis 250 Umdrehungen in der Minute und die Maschine beansprucht zu ihrem Betriebe 15 bis 25 Pferde.

Zu den hier betrachteten Zerkleinerungsmaschinen, welche mit geriffelten eisernen Mahlscheiben arbeiten, gehört auch die nach ihrem Erfinder

Bogardus benannte Mühle, Fig. 149 (a. v. S.). Hier sind zwei horizontale Scheiben über einander gelagert, von denen die obere *A* von der stehenden Welle *C*, auf welcher sie befestigt ist, ihre Umdrehung erhält, während die untere *B* durch die zwischen beiden Scheiben auftretenden Widerstände mitgenommen wird. Die einander zugekehrten Flächen der beiden Scheiben sind mit Stahlplatten versehen, die durch geeignete Riffelung die erforderlichen Schneiden erhalten haben. Diese Riffeln sind bei beiden Scheiben nach concentrischen Kreisen ausgeführt, und nur der innere Theil der oberen Scheibe trägt die aus Fig. II ersichtlichen spiralförmigen Furchen, welche zur Einführung und Vorarbeitung des Mahlgutes zu dienen haben. Da die untere Scheibe excentrisch zu der oberen gelagert ist, so durchkreuzen sich die Furchen der beiden Scheiben in einer großen Zahl von Punkten. Die Zuführung des Mahlgutes erfolgt aus dem Kumpfe *K* durch die mittlere Durchbrechung der oberen Scheibe, während die Abfuhr außen nach einem die Scheiben umgebenden Blechgefäße stattfindet. Die untere Scheibe ist auf einem Kugelsapfen gelagert, um ihr ein entsprechendes Anschmiegen an die obere zu ermöglichen.

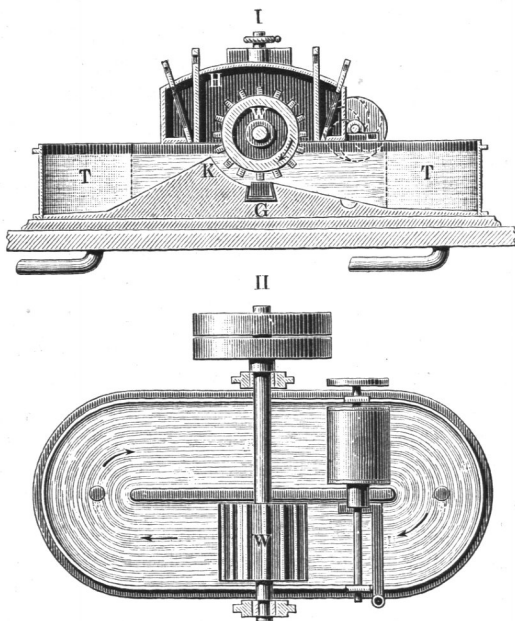
Für die eigentliche Mehلبereitung haben diese Maschinen den Erwartungen nicht entsprochen, welche man anfänglich von ihnen gehegt hat, insbesondere ergaben die von Bogardus für diese Verwendung angewandten Scheiben mit eingesezten Stahlmessern nicht eigentliches Mehl, sondern, wie zu erwarten war, nur ein zerstückeltes Getreide, welches eine Trennung der Schalen von den inneren Stärketheilen nicht ermöglichte. Man hat daher diese Maschinen nur zum Zerkleinern von Farbstoffen, Gips, Kohlen, Salzen und ähnlichen Stoffen verwenden können. Auch zum Verreiben flüssiger Farben sind sie in Anwendung gekommen, indem hier die Zuführung durch die zu dem Ende hohl gebildete Axe geschieht, in deren Höhlung man zur besseren Abwärtsbewegung der Farbe wohl eine an der Drehung nicht Theil nehmende Schnecke anzubringen pflegt.

§. 48. **Holländer.** Zu den Maschinen, welche eine Zerkleinerung durch einzelne an einander vorübergeführte Schienen bewirken, sind auch die sogenannten **Holländer** zu rechnen, welche zur Darstellung des zur Papierbereitung dienenden Stoffes aus den Lumpen gebraucht werden. Diese Maschinen unterscheidet man gewöhnlich in die **Halbzeug-** und in die **Ganzzeug-Holländer**, und zwar dienen die ersteren zur Vorarbeitung, d. h. zur Auflösung der Zeugseken in die Fäden, während die Ganzzeug-Holländer zum Feinmahlen, d. h. zur weiteren Zertheilung der Fäden in die Fasern, gebraucht werden. Gleichzeitig mit dieser Zertheilung wird auch eine Reinigung der Masse durch ein Waschen derselben vorgenommen, welches in dem von der Sonderung handelnden Abschnitte besprochen wird, so daß es



sich hier nur um die für die Zerkleinerung geltenden Beziehungen handelt. Bei dieser Zerkleinerung hat man, wie bereits früher angegeben wurde, darauf besonders zu achten, daß die Fasern thunlichst ihre Länge beibehalten, um ein Papier von möglichst großer Festigkeit zu erzielen. Aus diesem Grunde ist so viel als thunlich eine schneidende Wirkung der Schienen zu vermeiden, und mehr eine schabende Wirkung derselben anzustreben, wie ebenfalls vorstehend mit Bezug auf die Fig. 144 angeführt worden ist. Zur Erzeugung des Ganzzuges aus dem Halbzeuge hat man in unserer

Fig. 150.



Zeit vielfach die in den vorhergehenden Paragraphen besprochenen Stoffmühlen in Verwendung genommen, während für die Halbzeugbereitung aus den Haden die Holländer noch allgemein in Anwendung sind.

Das arbeitende Werkzeug eines Holländers ist eine wagerecht liegende Walze *W*, Fig. 150, welche auf ihrem ganzen Umfange mit hervorragenden Stahlschienen nach der Richtung der Ase versehen ist, und welche bei ihrer schnellen Umdrehung diese Schienen an den gleichartigen festen Schienen des sogenannten Grundwerkes *G* vorüberführt. Dieses Grundwerk ist in dem Boden eines Troges *T* angebracht, welcher zur Aufnahme der zu zerkleinernden Haden dient, die mit so viel Wasser eingetragen werden, daß die ganze Masse als ein mehr oder minder dickflüssiger Brei betrachtet wer-

den kann. Die Schienen des Grundwerkes erstrecken sich immer nur über einen kleinen Theil des Walzenumfangs, und es findet auch keine eigentliche Verührung der beiderseitigen Schienen statt, weil mit einer solchen die zu vermeidende schneidende Wirkung verbunden sein würde. Es ist vielmehr zwischen den Schienen des Grundwerkes und der Trommel immer ein kleiner Zwischenraum vorhanden, welcher mehr oder minder weit bemessen werden kann, je nachdem eine mehr oder minder kräftige Zerkleinerung beabsichtigt wird. Zu diesem Zwecke ist die Trommel mit einer Hebevorrichtung versehen, welche jederzeit den gewünschten Abstand zwischen den Schienen erreichen läßt und insbesondere ein Niederlassen der Trommel gestattet, wie es nach Maßgabe der allmählig eintretenden Abnutzung der Schienen erfordert wird. Neuerdings sind auch solche Anordnungen angegeben worden, welche anstatt der Walze das Grundwerk zu heben gestatten, doch ist deren Anwendung bisher nur eine vereinzelt geblieben.

Die zwischen den Schienen der Walze und des Grundwerkes befindliche Masse wird von den hervorstehenden Walzenschienen erfaßt und hinterhalb bei *K* über den Kropf, d. h. eine daselbst angebrachte Erhöhung des Trogebodens, geschleudert, indem die Schienen der Walze hierbei vermöge ihrer großen Geschwindigkeit wie die Schaufeln einer Kreiselpumpe wirken. Hinterhalb des Kropfes fällt die durch die über die Trommel gestülpte Haube *H* am Verspritzen verhinderte Masse in den Trog zurück, während vor der Trommel neue Masse zwischen die Schienen tritt. Diese Wirkung geht ununterbrochen vor sich, indem zu diesem Behufe der Trog die aus dem Grundrisse II ersichtliche Gestalt eines längeren, in der Mitte durch eine Scheidewand getheilten Behälters erhalten hat, welcher eine stetige Bewegung der Masse in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung ermöglicht. Das Auftreten dieser Bewegung der Masse setzt voraus, daß die letztere unmittelbar hinter dem Kropfe sich um eine gewisse Höhe über die Oberfläche der ruhenden Masse erhebt, welche um so beträchtlicher ausfällt, je dicker die Masse ist und je größere Widerstände sich ihrer Bewegung entgegensetzen. Demgemäß pflegt man wohl die Wand des Troges am Kropfe am höchsten zu halten und nach dem anderen Ende hin allmählig abfallen zu lassen.

Aus dieser hier erläuterten Wirkungsweise geht zunächst hervor, daß der von der Trommel zu überwindende Widerstand nicht nur durch die zum Zerkleinern der Masse erforderliche Arbeit, sondern in erheblichem Maße auch durch die dieser Masse fortdauernd zu ertheilende Beschleunigung hervorgerufen wird. Die zu dieser Beschleunigung aufzuwendende Arbeit läßt sich etwa wie folgt beurtheilen. Ist  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel, deren äußerer Durchmesser  $d$  und deren Breite  $b$  sein mag, so wird bei einem Hervorragen der Schienen um  $a$  und bei einer Gesamtstärke aller im Umfange angebrachten Schienen gleich  $s$  in jeder Secunde

eine Masse von dem Volumen  $V = vab \frac{\pi d - s}{\pi d}$  von der Trommel befördert. Da diese Masse, für welche man die gleiche Dichte  $\gamma$  wie für Wasser annehmen kann, die Geschwindigkeit  $v$  entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe  $\frac{v^2}{2g}$  erhält, so bestimmt sich die erwähnte Arbeit in jeder Secunde zu  $A = \frac{v^3}{2g} ab \frac{\pi d - s}{\pi d} \gamma$ . Nimmt man z. B. für einen mäßig großen Holländer  $d = 0,6 \text{ m}$ ,  $b = 0,6 \text{ m}$ ,  $a = 0,03 \text{ m}$ ;  $s = 48 \cdot 10 = 480 \text{ mm} = 0,48 \text{ m}$  und entsprechend einer Umdrehungszahl von 200 in der Minute  $v = 0,6 \cdot 3,14 \frac{200}{60} = 6,283 \text{ m}$ , so ergibt sich für denselben die zur Beschleunigung der Masse allein und ohne Rücksicht auf die Zerkleinerungsarbeit und die schädlichen Widerstände erforderliche Arbeit in jeder Secunde:

$$U = \frac{6,283^3}{2 \cdot 9,81} 0,03 \cdot 0,6 \frac{3,14 \cdot 0,6 - 0,48}{3,14 \cdot 0,6} 1000 = 169,5 \text{ mkg} \\ = 2,26 \text{ Pferdekraft.}$$

Diese verhältnißmäßig große Arbeit wird nur zum kleinsten Theile für den Umlauf der Masse verwendet, denn da der Querschnitt des Troges überall viel größer ist, als derjenige zwischen der Trommel und dem Grundwerke, so findet auch unmittelbar hinter dem Kropfe eine entsprechende Geschwindigkeitsverminderung statt, in Folge deren nur ein kleiner Theil der aufgewendeten Arbeit zur Bewegung der Masse verfügbar bleibt. Hieraus erklären sich die hin und wieder aufgetauchten Bestrebungen, die gedachte Bewegung der Masse nicht durch die Trommel selbst, sondern durch ein besonderes langsam bewegtes Schöpfrädchen zu erzeugen, und das Grundwerk nebst der Trommel möglichst hoch zu legen.

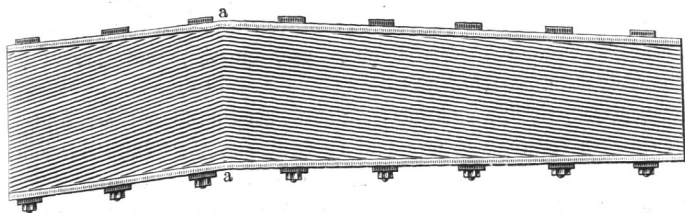
Bei der gedachten Bewegung der Masse durch den Zwischenraum zwischen Grundwerk und Walze wird es unvermeidlich sein, daß viele Fasern sich der Wirkung der Schienen gänzlich entziehen, indem sie in den Hohlräumen zwischen den Schienen der Trommel Aufnahme finden, und es ist daher ein oftmaliges Angreifen erforderlich, zu welchem Zwecke die eingetragene Masse während längerer Zeit, meistens während einiger Stunden, in dem Bottich freisen muß. Um eine kräftigere Wirkung zu erzielen, pflegt man wohl die Schienen des Grundwerkes in geringem Grade schräg gegen die der Walze anzuordnen, um hierdurch eine bessere Schnittwirkung zu erreichen und die Arbeit zu beschleunigen, doch muß in demselben Maße das erhaltene Zeug auch kürzer ausfallen, so daß man immer nur eine geringe Neigung der Schienen gegen die Axe anwenden darf.

Die hier gedachte postenweise Verarbeitung einer bestimmten Stoffmenge während längerer Zeit leidet an dem grundsätzlichen Mangel einer jeden solchen postenweisen Verarbeitung, daß die bereits genügend zerkleinerten Theile nicht rechtzeitig aus der Maschine entfernt werden und daher leicht einem übermäßig starken wiederholten Angriffe ausgesetzt sind, während andere Theile nicht gehörig der Zerkleinerung unterworfen werden. Schon aus diesem Grunde muß eine merkliche Ungleichförmigkeit des erzeugten Stoffes folgen, außerdem treten bei den Holländern noch verschiedene Umstände der Erzielung eines gleichmäßigen Stoffes hindernd entgegen. Nimmt man an, daß die einzelnen in dem Behälter schwimmenden Massentheilchen sich im Allgemeinen in mit den Seitenwänden parallelen Linien bewegen, wie in der Figur durch die Schraffirung angedeutet ist, so erkennt man, daß die einem vollen Umlaufe entsprechenden Wege für die einzelnen Theilchen verschieden lang ausfallen, und daß dieselben um so größer sind, je mehr das betreffende Theilchen von der Mitte des Troges entfernt bleibt. Es werden daher unter der Voraussetzung einer überall gleichen Umlaufgeschwindigkeit die einzelnen Stofftheilchen um so häufiger zwischen den Schienen hindurchtreten, je näher sie der Mitte des Troges sich bewegen. Andererseits ist auch die Arbeit der Schienen nicht an allen Stellen derselben die gleiche, die Erfahrung lehrt, daß die Wirkung von innen nach außen zunimmt, wie man an der nach außen hin größeren Abnutzung der Schienen erkennt. Insbesondere muß dies der Fall bei allen denjenigen Holländern sein, bei denen zum Heben und Senken der Walze nur das eine der Walze zunächst gelegene Lager mit einer Heblade versehen ist, während das andere Lager fest liegt. Bei dieser Anordnung, welche allerdings bei allen besseren Ausführungen durch die Anbringung von Hebladen auf beiden Seiten behufs paralleler Hebung und Senkung ersetzt ist, wird der Stoff in den nach außen gelegenen Theilen kräftiger bearbeitet als in den nach innen gelegenen. Da nun, wie bemerkt wurde, der Stoff um so häufiger der Bearbeitung unterworfen ist, je mehr derselbe der Mitte genähert ist, so findet hiernach die Zerkleinerung im Holländer in der Weise statt, daß die mehr nach innen befindlichen Theile einer häufigeren aber weniger kräftigen Bearbeitung unterworfen werden, während umgekehrt die Bearbeitung um so seltener, aber dafür um so kräftiger stattfindet, je weiter die Theilchen nach außen befindlich sind. Wenn auch in Folge dieses Verhaltens eine gewisse Ausgleichung in Betreff der Malarbeit erzielt wird, so muß doch der erzeugte Stoff in Hinsicht seiner Faserlänge sehr verschieden ausfallen, indem das Material in den inneren Theilen des Holländers vermöge der schonenderen Behandlung eine größere Faserlänge behalten wird, als in den nach außen gelegenen Theilen, wo die kräftigere Einwirkung die Erzeugung eines kurzen Stoffes

zur Folge haben muß. Man erkennt hieraus, von welcher Wichtigkeit ein fleißiges Umrühren der Masse für die Gleichförmigkeit des erzeugten Stoffes ist.

Wenn man, wie oben angegeben, die Schienen des Grundwerkes nicht parallel der Trommelaxe, sondern gegen dieselbe unter einer gewissen Neigung anordnet, so pflegt man dieselben so zu legen, daß vermöge ihrer schrägen Richtung der Stoff von innen nach außen gedrängt wird, um hierdurch ebenfalls eine gewisse Ausgleichung in der Häufigkeit des Durchganges zwischen den Schienen innen und außen zu erlangen. Auch hat man den Schienen des Grundwerkes vielfach die geknickte Gestalt gegeben, wodurch die sogenannten Ellbogengrundwerke entstehen. Die Schienen sind hierbei nach einem stumpfen Winkel geknickt und so eingesetzt, daß der in der Mitte befindliche Scheitel der ankommenden Masse entgegensteht, so daß hierdurch die Masse von der Mitte des Grundwerkes nach beiden Seiten hingetrieben wird. Ein eigenthümliches Grundwerk ist das von

Fig. 151.



Rugent und Coghlan<sup>1)</sup> gebrauchte, in Fig. 151 zur Darstellung gebrachte. Hier sind die Schienen ebenfalls wie bei den vorgedachten Ellbogengrundwerken nach einem stumpfen Winkel ausgeführt, dessen Scheitel in der Bewegungsrichtung vorsteht, jedoch liegt dieser Scheitel *a* hier näher dem äußeren Ende der Schienen. Außerdem nimmt die Anzahl der Schienen oder die Breite der wirkenden Fläche von innen nach außen hin zu, um so eine gewisse Ausgleichung der außen weniger häufig auftretenden Wirkung zu erhalten. Auch hat man die Schienen des Grundwerkes zickzackförmig mit abwechselnd ein- und ausspringenden Winkeln ausgeführt, wodurch zwar eine sehr lebhafte Schneidwirkung und daher eine große Leistungsfähigkeit erzielt wird, doch wird darunter die Güte des Zeugens leiden müssen. Bei solchen Schienen hat sich gezeigt, daß die der Bewegung der Walzenschienen entgegengerichteten Ecken dieser Zickzackschienen Rillen in die Walzenschienen einschleifen, so daß man, um diesem Uebelstande zu begegnen, genöthigt gewesen ist, der Walze durch ein zu diesem Zwecke an-

<sup>1)</sup> C. Hofmann, Handbuch der Papierfabrikation.

geordnetes kleines Kurbelgetriebe eine langsam hin- und hergehende Bewegung zu ertheilen.

Das Heben und Senken der Walze geschah bei den älteren und geschieht auch jetzt noch vielfach bei den in Gebrauch befindlichen Holländern durch die einseitige Bewegung nur des einen Axenlagers, das zu dem Zwecke auf einen einarmigen Hebel gelegt ist, dessen freies Ende durch eine Schraube bewegt werden kann. Wegen der Neigung, welche hierbei die Ase der Walze gegen den Horizont annimmt, sind die Schalen des anderen von der Walze abgewandten Lagers in geringem Maße drehbar zu machen. Diese Einrichtung einer einseitigen Hebung und Senkung der Ase leidet an dem großen Uebelstande, daß die verschiedenen Punkte der Walze in dem Verhältnisse ihrer Entfernung von dem festen Lager verschieden verstellt werden, was nicht nur eine einseitige Abnutzung der Schienen, sondern auch einen ungleichen Abstand der Walze von den Schienen des Grundwerkes und damit eine ungleiche Zerkleinerung des Stoffes zur Folge hat. Aus diesem Grunde hat man daher die Hebevorrichtung meistens dahin verbessert, daß man beide Lager der Ase um gleiche Beträge hebt und senkt, zu welchem Ende beiderseits Schraubenspindeln angeordnet werden, deren gleichzeitige und übereinstimmende Bewegung durch eine ober- oder unterhalb des Troges angebrachte Querwelle bewirkt wird.

In neuerer Zeit sind auch die Holländer, abweichend von der beschriebenen bisherigen Anordnung, so gebaut worden, daß die Walze eine aufrecht stehende Lage erhalten hat, und um dieselbe herum eine größere Anzahl (sechs bis acht) Grundwerke gestellt sind; die praktische Brauchbarkeit dieser Anordnungen muß aber noch bewiesen werden<sup>1)</sup>.

Die Größe der Holländer ist sehr verschieden. Während man in Amerika den größeren Holländern von 200 bis 500 kg Inhalt des trocknen gedachten Stoffes den Vorzug giebt, sind in Deutschland vielfach kleinere Holländer in Gebrauch, deren Fassung in der Regel zwischen 50 und 150 kg gelegen ist. Demgemäß sind auch die Durchmesser der Walzen verschieden, etwa zwischen 0,6 und 1,2 m, und es schwanken die Umdrehungszahlen zwischen 120 und 200 in der Minute, so daß die größeren Umdrehungszahlen den kleineren Durchmessern angehören und umgekehrt. Der Kraftverbrauch schwankt dem entsprechend sehr bedeutend; die folgende Tabelle<sup>2)</sup> kann als ungefährender Anhalt dienen:

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 3538; D. R.-P. Nr. 4772.

<sup>2)</sup> Fijcher in Zeitschr. d. Ber. deutsch. Ing. 1886.



Stoffgehalt des Holländers	Arbeitsbedarf	Durchmesser der Walze
kg	Pfdfr.	m
115	16,25	0,75
180	21,30	0,85
225	24,35	0,90
360	30,45	1,05
455	34,50	1,15

In Betreff des Stoffinhaltes giebt Fischer nach der Papierzeitung 1884, S. 773 an, daß man für 1 cbm Raum des Ganzzeugholländers 48 kg trockenes Papier rechnen solle und daß die folgende Tabelle einen ungefähren Anhalt bieten könne:

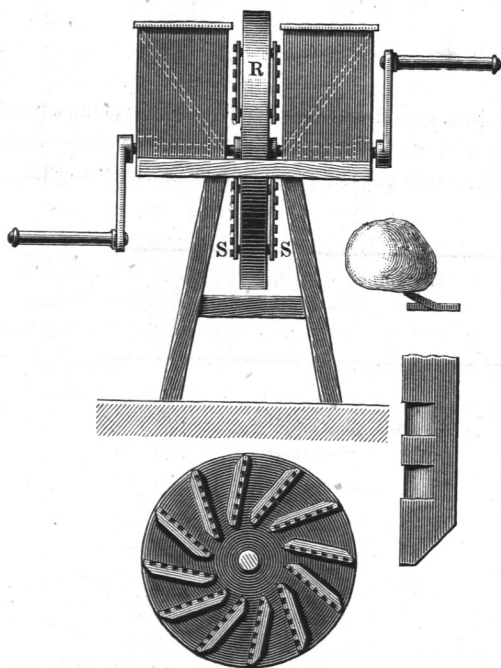
Länge	Breite	Tiefe	Papier- inhalt
des Holländers			
m	m	m	kg
3,0	1,5	0,60	100
3,6	1,8	0,60	150
4,2	2,1	0,60	200
4,8	2,4	0,60	250
5,4	2,7	0,75	375
6,0	3,0	0,75	475

**Reiben.** Mit diesem Namen bezeichnet man gewisse Zerkleinerungs- §. 49. maschinen, welche aus Wurzelsfrüchten, insbesondere aus Kartoffeln und Rüben, eine breiartige Masse erzeugen. Der Name rührt daher, daß die Wirkungsweise dieser Maschinen an diejenige der einfachen, als Reibeisen bekannten Küchengeräthe erinnert, obwohl die betreffende Zerkleinerung nicht eigentlich durch ein Zerreiben erfolgt, vielmehr sich besser mit der Wirkung der bekannten Raspeln vergleichen läßt, wie sie zur Bearbeitung von Holz und Horn gebraucht werden. Daher dürften diese Maschinen nach H. Fischer eher den Namen Raspelmühlen verdienen.

Die Zerkleinerung erfolgt nämlich in diesen Maschinen durch die schnelle Umdrehung gewisser Flächen, die mit vielen scharfen Zähnen nach Art der

Raspeln besetzt sind, und gegen welche die zu zerkleinernden Früchte gepreßt werden. Diese hervorstehenden Zähne dringen in Folge des Druckes in den zu zerkleinernden Stoff ein und schieben bei ihrer Bewegung entsprechende kleine Späne von dem festgehaltenen Körper ab, etwa in derselben Art, wie bei dem Schleifen des Holzes zu Papierzeug die Körnchen des Schleifsteines die Holztheilchen abschieben. Die Wirkung der Zähne ist also nicht eine schneidende wie bei den Messern, sondern eine schabende, durch welche

Fig. 152.



die Schubfestigkeit des Stoffes zu überwinden ist. Die besagten Zähne selbst können in verschiedener Weise hergestellt sein, entweder durch Aufhauen der in Anwendung kommenden Stahlschienen oder Stahlscheiben, wie dies bei den erwähnten Raspeln geschieht, oder durch Verbindung vieler Sägeblätter. Die letztgedachte Anordnung war insbesondere bei den Reibe-  
reihen allgemein in Gebrauch, welche man früher in den Zuckerfabriken anwandte, während

man aufgethauene Reibebleche zur Zerkleinerung der Kartoffeln behufs Herstellung von Stärke und zur Bereitung des Viehfutters gebraucht. Ein Unterschied ist ferner zu bemerken in Hinsicht der Form der arbeitenden Flächen. Für die Landwirthschaft ordnet man wohl die Zähne auf ebenen Scheiben an, wie die Fig. 152 erkennen läßt, welche eine Wurzelreibe von Busche und Varter<sup>1)</sup> vergegenwärtigt. Das durch Handkurbeln von Arbeitern gedrehte Schwungrad *R* trägt auf jeder Seite eine eiserne Scheibe *S*, welche mit 12 Stahlschienen besetzt ist, die durch Aufhauen mit den erfor-

<sup>1)</sup> Hammer, Die landw. Ger. u. Masch. Englands.

derlichen Zähnen versehen wurden. Demgemäß findet die Arbeit auch auf beiden Seiten statt, und es erfolgt die Zuführung der Wurzeln auf jeder Seite aus einem Kumpfe, auf dessen geneigter Bodenfläche das Herabgleiten stattfindet. Selbstredend kann diese Maschine wegen der mäßigen Geschwindigkeit der Scheiben nur eine geringe Menge zerkleinern.

Für größere Leistungen bringt man die arbeitenden Zähne in der Regel auf dem Umfange einer Walze an, welche auf einer liegenden Welle befestigt, sehr schnell, und zwar mit 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. Bei den Kartoffelreiben der Stärkfabriken sind diese Walzen mit aufgehauenen Stahlschienen dicht besetzt, und die Kartoffeln, welche aus einem Kumpfe herabfallen, werden durch ihr Eigengewicht gegen die Walze gepreßt. Die in Zuckerfabriken gebräuchlichen Reiben dagegen erhalten auf der ebenfalls liegend angeordneten Trommel eine größere Anzahl von Sägeblättern, welche in der Ärenrichtung angebracht und von einander durch Zwischenlagen von Holz getrennt sind, so daß nur die Zähne aus dem Walzenumfange herausragen. Bei diesen Maschinen geschieht das Andrücken der Rüben durch Stößer oder Kolben, welche vermöge der ihnen durch Kurbeln oder Daumen ertheilten hin- und hergehenden Bewegung die aus einem Kumpfe niederfallenden Wurzeln gegen die Reibwalze pressen.

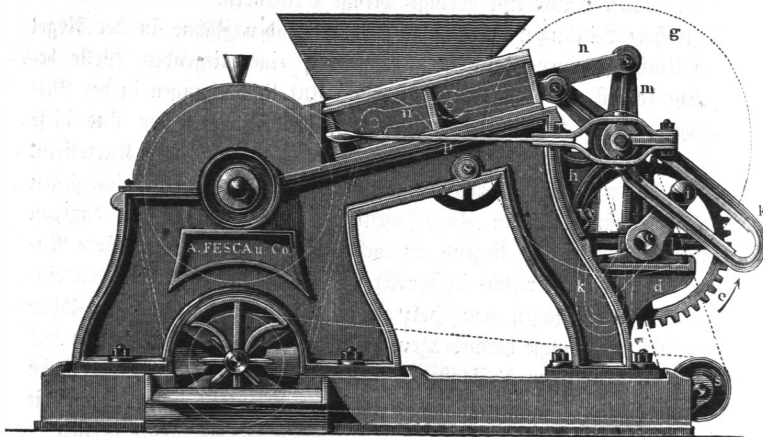
In Fig. 153 und 154 (a. f. S.) ist eine solche, dem Werke von Otto<sup>1)</sup> entnommene Reibe für Zuckerrüben aus der Fabrik von Fesca dargestellt. Gegen die mit zwei Besätzen von Sägeblättern *aa* versehene Walze *A* werden die aus dem Kumpfe zufallenden Rüben durch die beiden Stößer *n* angepreßt, welche ihre Bewegung von den beiden entgegengesetzt gestellten Kurbeln einer Welle *c* durch Vermittelung der Hebel *mk* erhalten. Da hierbei die Reibtrommel nur während des Vorganges der Stößer zur Wirkung kommt, so hat man zur Vergrößerung der Leistung und besseren Ausnutzung der Maschine die Anordnung so getroffen, daß der Rückgang der Stößer mit größerer Geschwindigkeit erfolgt, als der Vorwärtsgang. Das hierzu unter Verwendung der geschlizten Hebel *k* angewandte Getriebe ist aus Th. III, 1 als das der oscillirenden Kurbelschleife bekannt. Der Betrieb der Kurbelwelle *c* erfolgt von der Ase der Riemscheibe *g* aus durch ein in das auf *c* sitzende größere Zahnrad *e* eingreifendes Getriebe, von demselben Ase erhält die Vorgelegswelle *s* durch einen Riemen ihre Bewegung, um durch einen zweiten auf die Scheibe *r* gehenden Riemen die Nührwelle *q* in Umdrehung zu setzen, deren Nührarme in Folge ihrer Schneckenstellung den gelieferten Brei seitlich aus der Maschine herausbefördern.

Dieser Art des Anpressens durch abwechselnd wirkende Stößer hastet der

<sup>1)</sup> Lehrbuch der rationellen Praxis der landwirthschaftlichen Gewerbe von Dr. Fr. Jul. Otto. 1860 bis 1862.

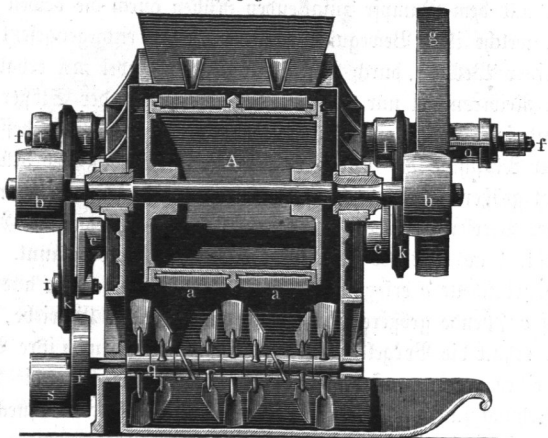
Uebelstand an, daß die Trommel zeitweise, nämlich während des Rückganges der Stößer, außer Wirksamkeit kommt. Um diesen Mangel zu beseitigen, hat man daher einen stetigen Andruck der Rüben in verschiedener Weise zu

Fig. 153.



erreichen gesucht. Am einfachsten ist dies von Robert dadurch erzielt, daß die Rüben durch einen hohen Kumpf zur Trommel geführt werden, so

Fig. 154.

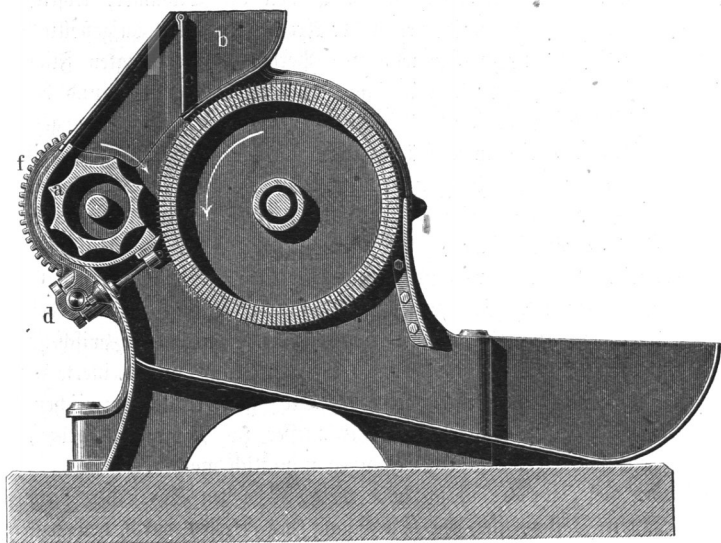


daß ihr Eigengewicht den erforderlichen Druck erzeugt. Dagegen wendet Klusemann eine mit Niffeln oder Aushöhungen versehene Speisewalze *a*, Fig. 155, an, durch deren langsame Drehung die aus dem Kumpfe herniederfallenden Rüben ununterbrochen gegen die Reibtrommel gedrückt wer-

den. Man ersieht aus der Figur, wie die unter der Speisewalze befindliche Schiene durch Schrauben genau gegen die Reibtrommel gestellt werden kann, damit der Zwischenraum zwischen ihr und der Reibtrommel möglichst klein und in der ganzen Breite von gleicher Größe sei, wie es zur guten Arbeit der Reibe unbedingt erforderlich ist. Daß zur Erreichung desselben Zweckes nicht nur eine genaue Cylinderform der Reibtrommel, sondern auch eine sehr sichere Lagerung der schnell umlaufenden Ase unerläßlich ist, ergibt sich von selbst.

Die erzeugte Masse, welche wegen der in ihr enthaltenen Flüssigkeit, sowie wegen des meistens noch zugeführten Wassers als ein leicht beweglicher

Fig. 155.



Brei auftritt, sammelt sich in dem die Reibtrommel umgebenden Kasten an, wobei die durch die schnelle Umdrehung hervorgerufene Fliehkraft wesentlich dahin wirkt, die von den Zähnen mitgerissenen Massentheilechen nach außen zu treiben. Der Durchmesser einer solchen Sägeblattwalze beträgt etwa 0,6 m und ihre Länge 0,36 bis 0,42 m. Man läßt die Walze 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute machen und pflegt auf eine Pferdekraft täglich 10 000 bis 12 500 kg Rüben zu rechnen.

Da die Sägezähne sich durch den Gebrauch ein wenig zurückzubiegen pflegen, wodurch ihre Wirkungsfähigkeit wesentlich beeinträchtigt wird, so hat man wohl die Anordnung so getroffen, daß die Ase der Trommel auf beiden Seiten mit Riemscheiben versehen ist, um eine Wendung derselben

vornehmen zu können, so daß die nun nach vorn gebogenen Zähne eine vortheilhaftere Wirkung ausüben. Wenn man andererseits vorgeschlagen hat, die Sägeblätter in gegen die Axe geneigter Lage auf der Trommel zu befestigen, um die Zähne möglichst mit einer Kante anstatt mit der vollen Breite zur Wirkung zu bringen, so dürfte der hiermit erlangte Vortheil bei der geringen Widerstandsfähigkeit des verarbeiteten Stoffes wohl kaum die Nachtheile der erschwerten Herstellung der Trommel aufwiegen.

Von den vorstehend besprochenen Reiben ist die von K e l b e<sup>1)</sup> angegebene wesentlich verschieden. Bei dieser Anordnung ist die hohle Reibwalze aufrecht stehend und undrehbar befestigt; die Sägezähne stehen nach innen vor, die aus einem Kumpfe niederfallenden Rüben gelangen durch eine Oeffnung in der Mitte der oberen Stirn in das Innere der Trommel, woselbst sie durch eine mit Flügeln versehene, in der Axe der Trommel aufgestellte Welle in schnelle Umdrehung versetzt werden. Vermöge der erzeugten Fliehkraft werden die Rüben gegen den Umfang der Trommel gepreßt und bei der schnellen Bewegung an den nach innen vorstehenden Sägezähnen abgeschabt. Die zwischen den einzelnen Sägeblättern im Trommelumfange belassenen schlitzenförmigen Durchbrechungen gestatten dabei dem Brei den Durchgang nach außen, wo er durch ein Rohr abgeführt werden kann. Als ein besonderer Vortheil dieser Bauart wird hervorgehoben, daß die Leistung eine größere sein soll, weil der ganze Umfang der Trommel wirksam gemacht ist, und daß der erzeugte Brei von gleichmäßigerer Feinheit ist, als bei den Reiben der vorstehend besprochenen Art, bei denen durch den Zwischenraum zwischen den Sägezähnen und der festen Platte leicht unzerkleinerte Stückchen der Wurzeln mitgerissen werden. Die Zwischenräume zwischen den Sägen werden bei 26 cm Trommeldurchmesser zu 1,5 mm angegeben, die Flügelwelle soll dabei 800 Umdrehungen minutlich machen.

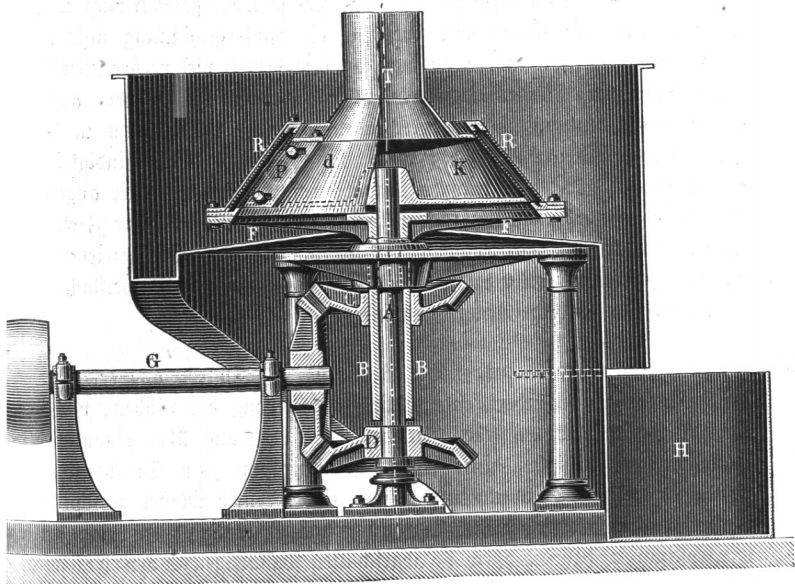
Da bei dieser K e l b e'schen Reibe die zwischen den Sägen der Trommel angebrachten Schlitz für den Durchgang des Breies durch den letzteren leicht verstopft werden, so hat T h i e m e<sup>2)</sup> die Reibe dahin abgeändert, daß auch der Reibetrommel eine Drehung ertheilt wird, und zwar in der zu der Drehung der Rüben entgegengesetzten Richtung, um durch die folchergestalt auf den Brei wirksame Fliehkraft ein besseres Entfernen desselben herbeizuführen. Die Schlitz fallen hierbei ganz fort, indem die Reibetrommel die Form eines oben und unten offenen Kegelmantels *K*, Fig. 156, erhalten hat, durch dessen obere Oeffnung die Rüben zugeführt werden, während die abgeschabten Theilchen durch die Wirkung der Fliehkraft an der inneren Kegelfläche entlang nach unten aus der Trommel heraus in den Sammel-

<sup>1)</sup> Dingler, März 1867, S. 351. <sup>2)</sup> Polytechn. Centralbl. 1870, S. 147; Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1871, S. 263.



kasten getrieben werden. Die kegelförmige Reibetrommel *R* ist mittelst einiger Arme auf der Röhre *B* befestigt, welche durch das Regelrad *C* von der Betriebswelle *G* in Umdrehung gesetzt wird. Ein anderes Regelrad *D* vermittelt die entgegengesetzte Umdrehung der diese Röhre durchsetzenden stehenden Welle *A*, deren oberes Ende den Zuführtrichter *T* trägt, welcher sonach an der Umdrehung der Welle *A* theilnimmt. Dieser Zuführtrichter geht im Innern der Reibetrommel in einen trapezförmigen Kasten *K* über, welcher unten und in der ganzen Breite geschlossen, dagegen an den Stirnenden, wo er an die Reibetrommel herantritt, offen ist, um die von oben durch den

Fig. 156.



Trichter zugeführten Wurzeln der Einwirkung der Sägezähne auszusetzen. An jeder dieser beiden Durchgangsöffnungen des besagten Kastens ist die rückwärts gelegene Kante mit einer verstellbaren Schiebepatte *P* versehen, welche möglichst dicht an die Reibetrommel herangestellt werden kann, um das Hindurchtreten noch unzerkleinerter Wurzelstückchen zu verhindern. Das Entweichen des gebildeten Breies geschieht, wie schon bemerkt, entlang der inneren Kegelfläche nach dem nach außen abfallenden Boden *F* und in den Sammelbehälter *H*.

Für die Wirkung der Zähne ist hier natürlich die gegensätzliche Bewegung, d. h. die Summe der Bewegungen der Trommel und der Kastenmündungen maßgebend, so daß man jeden dieser Theile nur halb so schnell

zu drehen braucht, als die Trommel der Reibe'schen Reibe. Dagegen muß die weniger einfache Einrichtung dieser Maschine als ein Nachtheil erscheinen, insbesondere wird die Nothwendigkeit, die beiden Aren *A* und *B* nach entgegengesetzten Richtungen umdrehen zu müssen, mancherlei Uebelstände im Gefolge haben, denn, wenn man auch die für den vorliegenden Zweck unvortheilhaften Regelräder durch Riemen wird ersetzen können, so bleibt doch der Nachtheil bestehen, daß die hohle Welle *B* des Reibkegels in einer großen Ringsfläche unterstützt werden muß, womit eine bei schneller Umdrehung erhebliche Reibung verbunden ist.

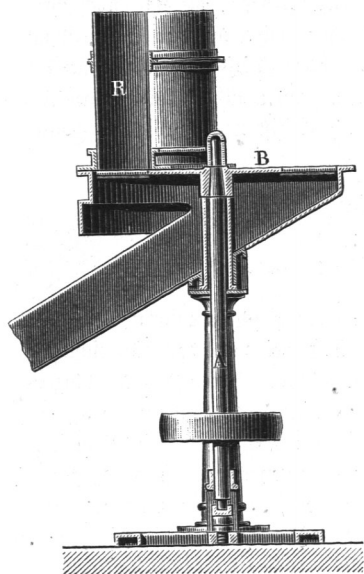
Die sonst noch an derartigen Maschinen vorgenommenen Abänderungen sollen nicht näher besprochen werden, was um so mehr gerechtfertigt erscheinen dürfte, als die Rübenreibe heute für die Zuckergewinnung nicht mehr die Bedeutung hat wie früher, da man bei dem derzeit viel verbreiteten Auslaugungsverfahren die Rüben nicht mehr in Brei verwandelt, sondern auf den im nächsten Paragraphen zu besprechenden Schnitzelmaschinen in kleine Stücke von bestimmter Form schneidet. In Betreff der Geschwindigkeit der Reibmaschinen möge nur noch die Angabe von *H. Fischer* hier angeführt werden, wonach man die Umfangsgeschwindigkeit der Rapseln zur Zerkleinerung von Kartoffeln oder dergl. bis zu 55 m in der Secunde getrieben hat, und zum Zerreiben von 1 kg Kartoffeln an denselben eine Rapselfläche von 17 bis 38 qm vorbeigeführt werden muß.

§. 50. **Schnitzelmaschinen.** Die Bereitung des Zuckers aus den Rüben durch Auslaugen erfordert eine solche Zerkleinerung der Rüben, vermöge deren kleinere Stücke entstehen, die bei ihrer Lagerung über einander der auslaugenden Flüssigkeit hinreichende Zwischenräume zum Durchtritte gestatten. Zu diesem Zwecke werden die Rüben durch Messer zerschnitten, welche zwar von verschiedener Anordnung und Bewegung sind, aber darin übereinstimmen, daß die durch sie abgeschälten spanartigen Schnitzel durch Oeffnungen hindurchtreten, welche unmittelbar hinterhalb der Messer angebracht sind, etwa so wie dies bei dem bekannten Gurkenhobel der Küchen der Fall ist. Die Zerkleinerung ist thatsächlich ein Hobeln, insofern es sich hierbei um die Erzeugung von Stücken einer ganz bestimmten Gestalt und nicht um eine Zerkleinerung überhaupt in Bruchstücke von ganz beliebiger Form handelt. Demnach würden diese Maschinen eigentlich der im folgenden Capitel zu behandelnden Gruppe von Maschinen zur Zertheilung beizuzählen sein, doch mögen sie hier im Anschlusse an die Reiben wegen des verwandten Zweckes besprochen werden.

Bei allen diesen Maschinen wird die Wirkung des Messers durch drehende Bewegung erzielt, doch kann man dabei einen Unterschied machen, je nachdem diese Drehung den Messern oder den Rüben ertheilt wird. Die erstere

Anordnung bewegter Messer ist die gebräuchlichere; dabei müssen die Rüben selbst möglichst festgehalten werden, wenn man auf die Erzielung von Schnitzeln einer bestimmten Form rechnen will. Es genügt zu diesem Zwecke nicht, wie bei den vorgedachten Reiben, daß man die Rüben nur mit einem bestimmten Drucke gegen die Messer presse, sondern man muß für eine thunlichst sichere Lage sorgen und namentlich jedes Tanzen der Rüben zu vermeiden suchen, wie ein solches vermöge der Gestalt der Rüben sich leicht einstellt und besonders beobachtet wird, wenn das Messer an verschiedenen Punkten der Rübe mit verschiedener Geschwindigkeit sich vorüber bewegt. Dies ist namentlich der Fall bei denjenigen Maschinen, bei denen die Messer

Fig. 157.



auf einer ebenen Scheibe angebracht sind, weniger findet es statt, wenn die Messer in einem Kegelmantel angeordnet werden, während Maschinen mit cylindrischen Messertrommeln in allen Punkten gleiche Geschwindigkeit der Messer zeigen. Zum Festhalten der Rüben wird ein festes Gegenmesser verwendet, welches möglichst nahe an die vorbeistreichenden Messer gestellt wird, um auch den kleinsten Rübenstücken noch eine Stütze zu bieten. In Betreff der Ausführung sind die Maschinen sehr verschieden, je nachdem die Messer an einer ebenen Scheibe, einem Kegelmantel oder an einer cylindrischen Walze angebracht werden, und je nachdem die Axe der Messer liegend oder stehend aufgestellt wird.

Eine Schnitzelmaschine mit wagerecht gestellter Messerscheibe ist die durch Fig. 157 ange deutete Maschine von Wannick in Brünn<sup>1)</sup>. Die auf der stehenden Welle A befestigte Scheibe B trägt eine Anzahl von radial gestellten Messern mit den hinter denselben befindlichen Schlitzn, durch welche die Schnitzel hindurchtreten, so wie sie bei der Umdrehung der Scheibe durch die Messer von den Rüben abgeschält werden, die in den über der Scheibe festen Kumpf R eingebracht werden. Der Andruck erfolgt hier durch das

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 8958.

Eigengewicht der Rüben, und man muß, um die feste Lage derselben möglichst zu sichern, den Rumpf immer voll halten.

Ähnlich der in Fig. 152 dargestellten Wurzelreibe ist die Maschine von Beyer<sup>1)</sup> zur Erzeugung von Seifenspänen eingerichtet. Dieselbe ist mit zwei ebenen Messerscheiben auf derselben liegenden Welle versehen, so daß auf jeder Seite das Abtrennen von Spänen von den Seifentriegeln erfolgen kann, die auf die geneigten Zuführinnen gelegt werden. Jede Messerscheibe trägt hierbei sechs Messer, von denen die Schneiden abwechselnd gerade und zickzackförmig gestaltet sind. In Folge dieser Messeranordnung schneidet immer ein gezahntes Messer eine Anzahl von Streifchen aus dem Seifentriegel heraus, so daß an dem Ende des letzteren hervorragende Rippen entstehen, welche durch das hierauf folgende gerade Messer abgeschält werden. Eine derartige Anordnung von zweierlei Messern, die sich durch ihre Form oder Stellung von einander unterscheiden, wird bei den Schnitzelmaschinen häufig gefunden, und man bezeichnet diese Messer als solche mit halbem Schnitt. Von der Wirkung derselben kann man sich mittelst der Fig. 158 eine deutliche Anschauung verschaffen. Es ist nämlich vielfach gebräuchlich,

Fig. 158.

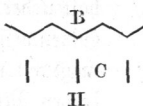
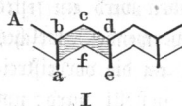
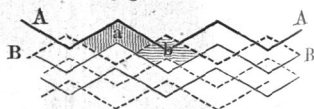


Fig. 159.



den Schneiden der Schnitzelmaschinen die Dachrippenform, A Fig. I, zu geben, um durch diese Schneiden Schnitzel von der Querschnittsgestalt *abcdef* zu erhalten, wie eine solche für den Zweck des Auslaugens vortheilhaft ist. Da nun die Darstellung nicht nur, sondern vorzugsweise die dauernd gute Erhaltung solcher gerippten Schneiden mit Schwierigkeiten verbunden ist, so kann man jedes dieser Messer ersetzen durch zwei andere B und C, und es ist klar, daß das Messer C zum Vorarbeiten dienen wird, indem dasselbe nur ein Einschneiden der Rüben durch die scharfen Rippen bewirkt, worauf das folgende Messer B vermöge seiner Zickzackform ein Abschälen der Schnitzel vornimmt. Die beiden Messer B und C in Fig. II wirken daher zusammen nur so viel wie das einzige Messer A in Fig. I.

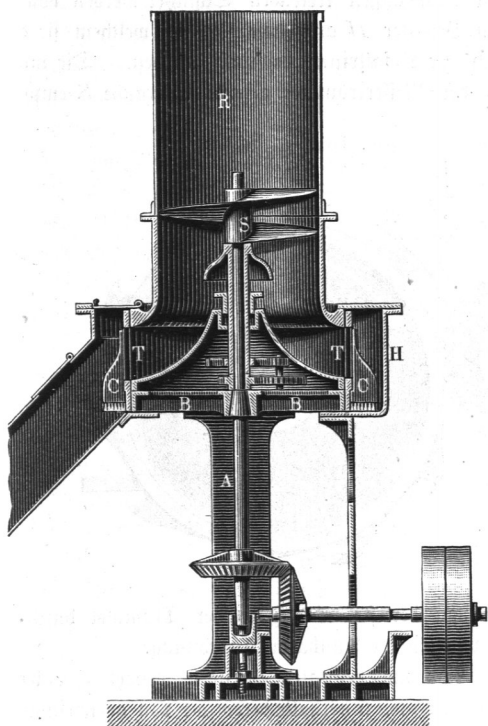
Daß man auch bei übereinstimmender Form der Schneiden durch entsprechende Stellung derselben gegen einander dasselbe erreichen kann, wird aus Fig. 159 deutlich. Hier sind zwei zickzackförmige Messer A und B von gleicher Form verwendet, welche gegen einander um die halbe Theilung versetzt sind. Es ist klar, wie durch die auf einander folgenden Wirkungen dieser Messer Schnitzel von der durch die Schraffirung ersichtlich gemachten

<sup>1)</sup> Dingler 1881, Bd. 239, S. 463.

Form erzeugt werden, und zwar werden die Schnitzel *a* durch das Messer *A* und die Schnitzel *b* durch dasjenige *B* abgeschält.

Wie schon oben bemerkt wurde, haben die Scheibenmaschinen den Uebelstand, daß die verschiedenen Punkte des Messers verschiedene Geschwindigkeit haben. Dies zu vermeiden, hat man die Messer in dem Umfange einer geraden Trommel angebracht. Wenn hierbei die Schneiden an dem äußeren

Fig. 160.



Umfange der Trommel befindlich sind, die gebildeten Schnitzel also nach dem Inneren der Trommel abgeführt werden müssen, so setzt sich dieser Abführung die Fliehkraft hindernd entgegen, welche in dem Schnitzel rege gemacht wird, sobald dasselbe nach geschehener Abtrennung in den hinter dem Messer befindlichen Schlitze getreten ist und an der Umdrehung der Trommel theilnimmt. Aus diesem Grunde müssen diejenigen Maschinen besser erscheinen, welche die Messer in dem Innern der Trommel enthalten, weil bei ihnen die erwähnte Fliehkraft eine Beförderung der Abführung

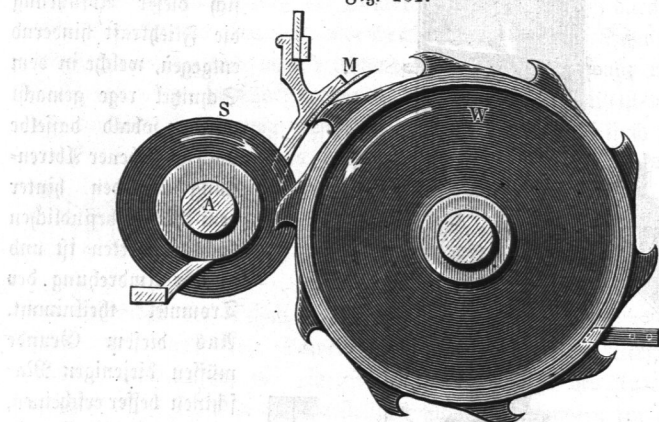
bewirkt. Bei einer Maschine von Wannieck<sup>1)</sup> ist die Axe der Messertrommel liegend angeordnet und die Rüben gelangen aus einem seitlich angebrachten Kumpfe in das Innere der Trommel, woselbst sie in dem unteren Theile derselben der Wirkung der Messer ausgesetzt sind.

Dagegen findet bei der Maschine von Rasmus<sup>2)</sup>, Fig. 160, das Schneiden auf dem ganzen Umfange der Messertrommel statt, welche hier auf der stehenden Welle *A* durch das Armkreuz *B* befestigt ist. Die aus

1) D. R.-P. Nr. 8393. 2) D. R.-P. Nr. 21784.

dem feststehenden Kumpfe *R* herabfallenden Rüben werden durch den kegelförmigen Boden nach außen gegen die Messer der Trommel *T* geführt, und zwar dient die Schraube *S* zur Vergrößerung des durch das Eigengewicht der Rüben ausgeübten Druckes. Damit hierbei die im Inneren befindlichen Rüben an der Umdrehung verhindert sind, ist der Boden mit vier radialen festen Rippen versehen, an denen verstellbare Gegenmesser angebracht sind, die bis nahe an die Messertrommel herangerückt werden können. Die durch die Schlitze der Trommel nach außen tretenden Schnitzel werden von dem die Trommel umgebenden Behälter *H* aufgenommen, in welchem sie durch kreisförmige Bürsten *C* nach der Abfallrinne befördert werden. Die mittelfst einer Röhre auf die Ase der Messertrommel gesetzte Schraube *S* empfängt

Fig. 161.



ihre langsame Bewegung von der stehenden Ase der Trommel durch ein doppeltes Rädervorgelege von leicht erkennbarer Anordnung.

Gegenüber dieser Maschine mit bewegten Messern wendet Barbet<sup>1)</sup> eine feststehende Messertrommel an, innerhalb deren die von oben einfallenden Rüben durch einen mit entsprechenden Flügeln versehenen Boden in schnelle kreisförmige Bewegung gesetzt werden. Die gebildeten Schnitzel schieben sich durch die hinter den Messern im Trommelumfange enthaltenen Schlitze nach außen, um nach dem Abfallrohre zu gelangen. Die tägliche Leistungsfähigkeit dieser Maschine wird in der angeführten Quelle zu 360 000 bis 400 000 kg Rüben angegeben. Diese Bauart ist mit demselben Uebelstande behaftet, wie die ähnlich arbeitende Reibe, Fig. 156, daß die an der Drehung beteiligten Rüben im Allgemeinen nicht so vertheilt sein werden,

<sup>1)</sup> Dingl. pol. Journ. 1885, 255, 473.

daß ihr Schwerpunkt in der Aze gelegen ist, und es müssen daher die Nachtheile sich einstellen, welche mit der schnellen Umdrehung einer einseitig beschwerten Trommel verbunden sind. Andererseits gewährt die Anordnung fester Messer den Vortheil, daß die Wirkung jedes einzelnen Messers sich jederzeit beobachten und ein etwaiger Mangel sich leicht beseitigen läßt.

In einer von der bisher besprochenen abweichenden Art wirkt die zum Zerkleinern der Sichorienwurzeln bestimmte Maschine von Wiskert<sup>1)</sup>, in welcher zwei verschiedene Schneidvorrichtungen zur Wirkung gebracht werden. Die von oben niederfallenden Wurzeln werden hierbei von den Haken einer sich langsam drehenden Walze *W*, Fig. 161, erfaßt und an dem feststehenden Messer *M* vorbeibewegt, und die solcherart abgeschälten Stücke alsdann von den schneller kreisenden Schneidscheiben *S* auf einer Welle *A* in würfelförmige Stücke zerschnitten.

**Holzzerkleinerungsmaschinen.** Zur Zerkleinerung von Farb- §. 51.  
und Gerbhölzern wendet man meistens Maschinen an, welche in ähnlicher Art wirken, wie die vorbesprochenen Schnitzelmaschinen, nur kommt es hierbei im Allgemeinen nicht sowohl auf eine bestimmte Form der erzeugten Späne, als vielmehr nur auf eine hinreichend weit gehende Zerkleinerung des Holzes an. Die Wirkung ist auch hier wesentlich die des gewöhnlichen Tischlerhobels, also eine eigentlich schneidende, bei welcher das zwischen die Holztheile sich eindringende scharfe Messer eine Trennung erzielt, indem die Festigkeit des Holzes in der zur Trennungsfuge senkrechten Richtung überwunden wird. Es ist also hier die Spaltfestigkeit, d. h. die Zugfestigkeit, in der angegebenen Richtung zu überwinden. Dieser Wirkung entsprechend ist der Schneidwinkel der Messer ähnlich wie bei den besagten Hobelzisen der Tischler im Allgemeinen ein spitzer von 40 bis 50 Grad, und die eine Fläche des die Schneide bildenden Reiles weicht nur sehr wenig von der Bewegungsrichtung des Messers ab. Nur bei sehr harten Hölzern ist die Wirkung hiervon abweichend eine schabende, indem hier die Schneidwinkel der Messer viel größer, zuweilen bis nahe an 90 Grad groß gemacht werden. Die Spannbildung erfolgt daher in diesem Falle durch die Ueberwindung der Schubfestigkeit des Holzes in der Richtung der Trennungsfläche.

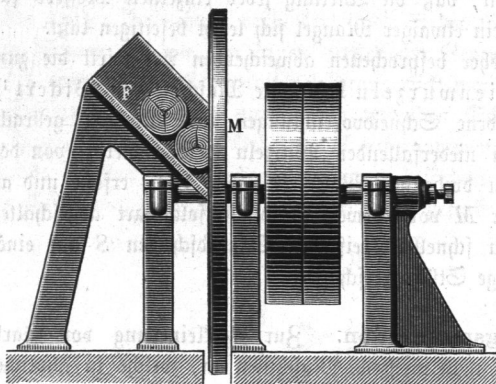
Auch bei diesen Maschinen erhalten die Messer, wie bei den vorstehend besprochenen Schnitzelmaschinen, zur eigentlichen Zerkleinerung immer eine kreisende Bewegung, und nur ausnahmsweise wendet man auch die hin- und hergehende Bewegung eines Messers zur Abtrennung von Spänen an, die dann weiter durch kreisende Messer zerkleinert werden. Feste Gegenmesser,

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 27 653.



wie sie bei den Rübenschnitzelmaschinen nöthig sind, können hier entbehrt werden, und es ist nur eine entsprechende Vorschiebung der zu zerkleinernden

Fig. 162.

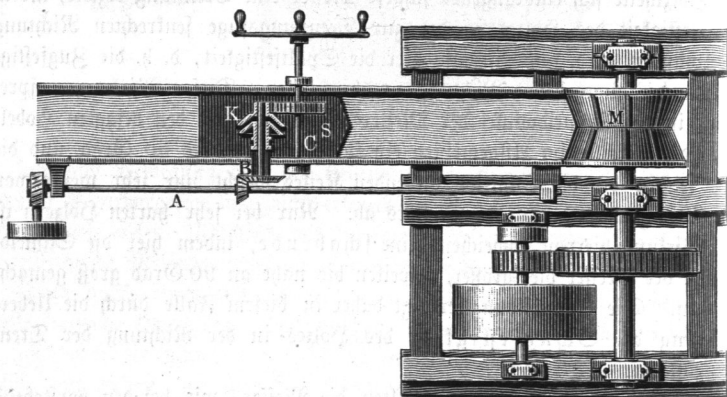


Hölzer anzuordnen, sei es, daß diese einfach aus freier Hand oder durch einen besonderen Vorschiebeapparat bewirkt wird.

Eine einfache Holzzerkleinerungsmaschine <sup>1)</sup> mit einer auf liegender Welle befestigten ebenen Messerscheibe stellt die Fig. 162 vor. Das zu zerkleinernde Holz wird in dem schrägen Führungsstück *F* an

derjenigen Seite gegen die Messerscheibe *M* geführt, an welcher die Schneiden sich abwärts bewegen. Die Schneidscheibe ist mit zwei geraden Messern oder Hobeleisen in der Richtung eines Durchmessers versehen,

Fig. 163.



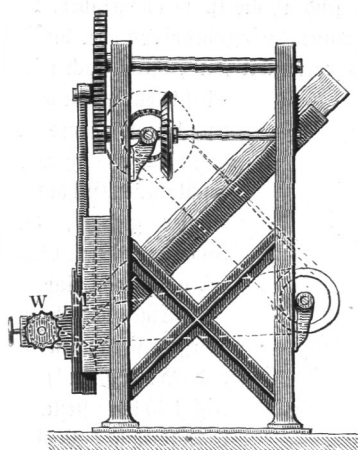
und es befinden sich vor diesen Messern die aus dem vorigen Paragraphen bekannten Schlitz zum Hindurchlassen der abgetrennten Theile. In dem zu den Messern senkrechten Durchmesser sind einzelne scharfe Spizen an-

<sup>1)</sup> Pratt. Masch.-Constructeur 1880, S. 169.

gebracht, welche die Fasern des Holzes quer durchschneiden, ehe die durchschnittenen Stücke von den Messern abgeschält werden, und zwar sind diese Spitzen durch Schrauben nach Erfordern mehr oder minder weit heraus zu stellen.

Die Maschine von Ricard<sup>1)</sup> enthält als das arbeitende Werkzeug einen Messerkopf von der Form zweier abgestumpfter, mit den kleinen Grundflächen zusammenhängender Regel *M*, Fig. 163. Das durch den Schlitten *S* den Messern entgegengeführte Holz wird daher an seinem Stirnende durch die schrägen in den Regelseiten angebrachten Messer bearbeitet. Der Vorschub des Holzes geschieht selbstthätig durch Vermittelung der beiden Zwischenwellen *A* und *B*, von welcher letzteren die Vorschiebwellen *C* mit Hilfe der

Fig. 164.



Reibungskuppelung *K* bewegt wird. Wegen der Kegelform des Messerkopfes ist es nur nöthig, das Holz in der Richtung seiner Länge vorzuschieben, ein seitliches Ausweichen wird durch die Gestalt der Messer verhindert. In ähnlicher Art sind vielfach die Holzzerkleinerungsmaschinen mit kegelförmigen oder cylindrischen Messerköpfen versehen, deren Messer, wie schon bemerkt, bei der Verarbeitung harter Hölzer meistens für eine schädende Wirkung geschliffen und angestellt werden.

Zur Bereitung der sogenannten Cellulose für die Papier-

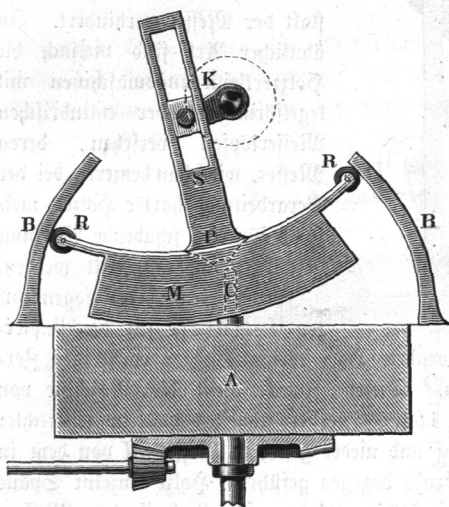
erzeugung muß das dazu verwendete Holz ebenfalls einer vorherigen Zerkleinerung unterworfen werden. Diesem Zwecke dient die Maschine von Müller u. Sohn<sup>2)</sup>, Fig. 164. Hierbei schneidet das in senkrechter Richtung durch eine Kurbel auf und nieder geführte Messer *M* von dem in schräger Richtung (unter 45 Grad) dagegen geführten Holze einzelne Späne ab, welche auf der gekrümmten Fläche *F* einer schnell kreisenden Messerwalze *W* zugehen, um von derselben in Splitter verwandelt zu werden. Das Messer *M* macht in der Minute etwa 20 Schnitte, wogegen der Messerwalze *W* eine Geschwindigkeit von 1200 Umgängen in der Minute gegeben wird. Der Vorschub des Holzes ist veränderlich gemacht und wird so bemessen, daß die Späne etwa 8 bis 12 mm dick ausfallen.

<sup>1)</sup> Dingl. pol. Journ. 1884, 253, 267.    <sup>2)</sup> Ebend. 1875, 215, 399.

Eine Schneidwirkung durch Messer, wie sie bei den Maschinen dieses und des vorhergehenden Paragraphen stattfindet, kommt in ähnlicher Art auch bei den Häckselmaschinen und einigen anderen zu ähnlichen Zwecken dienenden Maschinen, z. B. bei den Hadernschneidern der Papierfabriken, vor; da es sich hierbei aber nicht sowohl nur um eine weitgehende Zerkleinerung in formloses Gut, als vielmehr um die Herstellung von Stücken bestimmter Länge handelt, so werden diese Maschinen besser in dem folgenden Capitel zu besprechen sein, welches von den Maschinen zur Zertheilung der Stoffe handelt; woselbst auch der Einfluß näher erörtert werden soll, welchen die Form und Anstellung der Schneiden auf die Schneidwirkung ausübt.

§. 52. **Hackmaschinen.** Die zur Zerkleinerung des Fleisches behufs der Wurstbereitung dienenden Maschinen sind theilweise so ausgeführt, daß in ihnen die wälzende Bewegung des bekannten Wiegemessers oder die niederfallende Bewegung des Hackmessers verwendet wird, theils auch wird das

Fig. 165.



Fleisch durch eine mit Stiften besetzte Trommel bei deren Umdrehung in einem geschlossenen Gehäuse gegen Messer geführt, die im Inneren dieses Gehäuses fest angebracht sind.

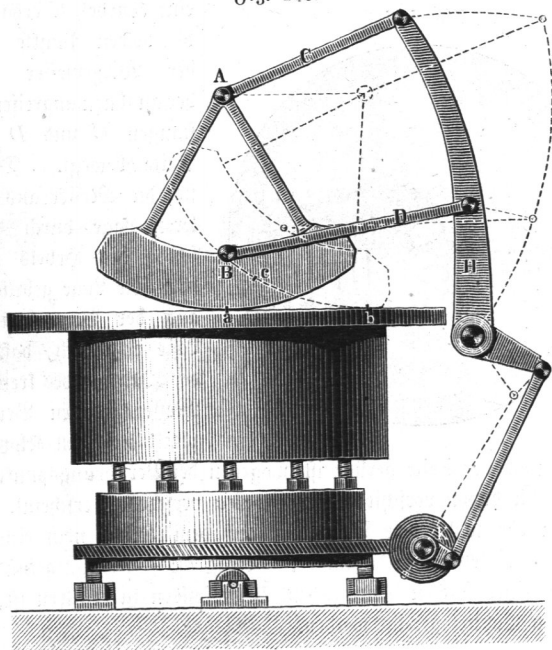
Eine Maschine mit Wiegemessern von Dahl und Humpert<sup>1)</sup> ist in Fig. 165 dargestellt. Sechs bogenförmige Messer *M* sind parallel mit einander befestigt und erhalten ihre übereinstimmende schwingende Bewegung von der Kurbel *K* aus, deren Kurbelzapfen ein in der Schleife der Stange *S* befindliches

Gleitstück ergreift. Hierbei wälzen sich die Messer auf der wagerechten oberen Fläche des Klotzes *A* ab, so daß sie das auf diesem Klotze befindliche Fleisch durchschneiden. Die Führung erhalten die Messer durch zwei Führungsrollen *R*, welche sich gegen die Bahnen *B* stemmen. Diese Bahnen sind, wie sich aus der Betrachtung der stattfindenden Bewegung ergibt, als

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 86.

die Aequidistanten auszuführen, welche um den Rollenhalbmesser von denjenigen verkürzten Cycloiden absteigen, die der Rollenmittelpunkt bei dem Abwälzen der Messer auf der Ebene des Kloses beschreibt. Der Klotz selbst erhält eine langsame Drehung um seine Ase, und zwar wird ihm diese Bewegung ruckweise durch ein Schaltrad ertheilt, welches bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle *K* von dieser aus um einen Zahn weiter gedreht wird. Damit diese Drehung leicht und ohne ein Umbiegen der Schneiden vor sich gehe, wird sie immer in einem Augenblicke vorgenommen, in welchem die

Fig. 166.

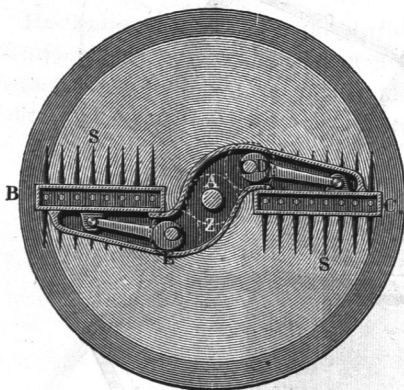


Messer in geringem Maße von dem Klose abgehoben sind. Zu diesem Zwecke ist ein Bolzen *C* in der Mitte des Kloses vorhanden, auf dessen Kopf sich die Messer mittelst einer Pfanne *P* aufsetzen, sobald die Messer in die mittlere Stellung kommen. Durch diese Drehung des Kloses kommen nach einander möglichst alle Theile der Masse unter die Messer, auch kann man durch feststehende Streichbleche von geeigneter Form für die zur gleichmäßigen Durcharbeitung erforderliche Wendung des Fleisches sorgen. Die Wirkung dieser Maschine ist natürlich eine absehbare, so daß immer eine bestimmte Menge Fleisch aufgegeben wird, welches bis zur genügenden Zerkleinerung bearbeitet wird. Die Unterstützung des Blockes geschieht durch

einen Zapfen in der Mitte und mehrere Laufrollen in der Nähe des Umfanges.

Man hat auch die Wiegemesser so bewegt, daß sie außer ihrer wälzenden Bewegung auf dem Klotz noch eine ziehende oder geradlinig fortschreitende ihrer Schneide empfangen, um hierdurch dieselbe Wirkung zu erzielen, welche man bei dem Durchschneiden eines Korkes oder Stüchchens Gummi vermöge des Durchziehens der Messerschneide erreicht. Eine zu diesem Zwecke angewandte Aufhängung der Messer<sup>1)</sup> zeigt Fig. 166 (a. v. S.). Durch die schwingende Bewegung des Winkelhebels *H*, welche derselbe durch

Fig. 167.



eine Kurbel *K* erhält, werden die beiden Punkte *A* und *B* der Wiegemesser vermittelt der an ihnen angreifenden Zugstangen *C* und *D* nach der Seite bewegt. Denkt man sich die Messer aus der mittleren Lage durch den Ausschlag des Hebels *H* in die punktirte Lage gebracht, so ist aus der Verzeichnung dieser Lage ersichtlich, daß vermöge der Wälzung des kreisförmigen Messers dessen Berührungspunkt auf dem Klotz um die

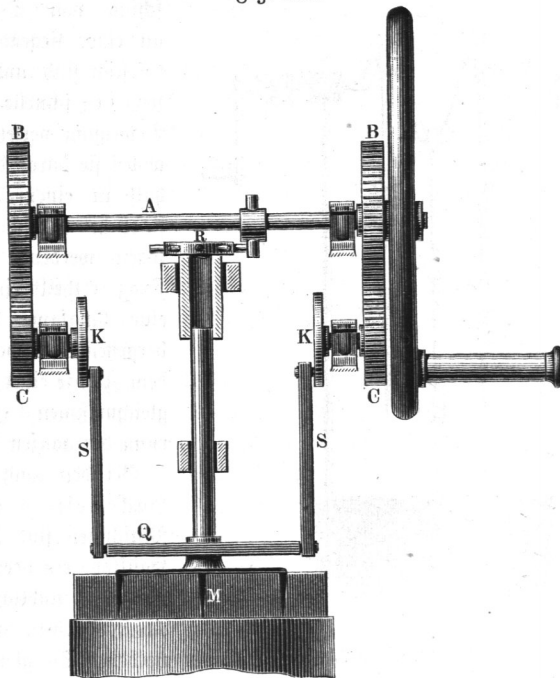
Größe *ab* nach der Seite gerückt ist, wogegen der Berührungspunkt auf dem Messer um die davon verschiedene Größe *bc* verschoben erscheint. Es hat daher neben der wälzenden Bewegung auf dem Klotz noch eine ziehende Bewegung der Messerschneide um den Betrag *ab — bc* stattgefunden. Wie der Einfluß eines solchen Durchziehens bei Messern zu erklären ist, wird in dem nächsten Capittel gezeigt werden.

Anstatt der Wiegemesser hat man auch bei derartigen Maschinen scharfrandige Scheiben in Anwendung gebracht, welche drehbar, auf wagerechte Axen gesteckt, über die Fläche des Klotzes gerollt werden. Eine solche Maschine<sup>2)</sup> ist durch Fig. 167 versinnlicht. Die über dem unbeweglichen Klotz senkrecht gelagerte Welle *A* trägt zwei Arme *B* und *C*, von denen jeder acht Schneidscheiben *S* aufnimmt, die in Gabellagern drehbar angebracht und durch Federn mit einem bestimmten Drucke auf den Klotz niedergepreßt werden. Diese Scheiben müssen sich daher bei der Umdrehung der mittleren Ase *A* ähnlich wie die Steine eines Kollerganges auf der Oberfläche des Klotzes abwälzen.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 2658. <sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 3566.

In Folge dieser wälzenden Bewegung ist die Wirkung der Scheiben übereinstimmend mit derjenigen der Wiegemeßer in Fig. 165 und nicht zu verwechseln mit der von schnell kreisenden Schneidscheiben, welche wie bei der Holzerkleinerungsmaschine in Fig. 164 gegen festgehaltene Arbeitsstücke wirken. Um eine möglichst gleichförmige Bearbeitung der auf dem Klotze ausgebreiteten Masse zu erzielen, sind die Scheiben in solchen Entfernungen von der Mitte angebracht, daß die Scheiben der einen Seite sich in Bahnen abwälzen, welche zwischen den Bahnen der anderseitigen Scheiben mitten

Fig. 168.

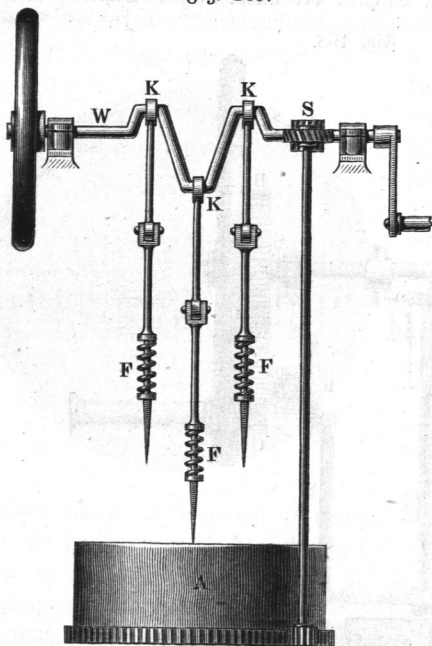


einander liegen, und außerdem werden sämtliche Scheiben mit ihren Gabeln einer wiederkehrenden Hin- und Herbewegung nach der Längsrichtung der Arme unterworfen. Diese schwingende Bewegung erhalten die Scheibenträger durch zwei Excenter auf den Axen *D* und *E*, denen eine drehende Bewegung von einem an dem Gestell undrehbar befestigten Zahnrade *Z* mitgetheilt wird, an welchem sich die mit den Axen der Excenter verbundenen Zahnräder bei der Umdrehung der Arme abwälzen. Ein mit seinen Zinken zwischen die Scheiben eintretender Ramm sorgt für ein Abstreifen der an den Scheiben haftenden Fleisctheile.

Anstatt vieler Scheiben neben einander hat man wohl auch ein einziges Messer auf jedem Arme angebracht, welchem die Gestalt einer Schraubenfläche mit mehreren Windungen gegeben ist <sup>1)</sup>; die Wirkungsweise erleidet dadurch keine Aenderung.

Von diesen Kreisscheiben, sowie von den Biegemessern, welche nur in rollender Bewegung über das Fleisch geführt werden, sind ihrer Wirkung

Fig. 169.



nach wesentlich die sichelförmigen Messer verschieden, welche bei der Maschine von Darenne <sup>2)</sup> an einer liegenden Welle befestigt sind und mit dieser in schnelle kreisende Bewegung versetzt werden, wobei sie durch das unterhalb in einem Troge befindliche Fleisch durchgezogen werden. Diesem Troge erteilt eine Kurbel eine langsame hin- und hergehende Bewegung zu dem Zwecke einer möglichst gleichmäßigen Zerkleinerung der ganzen Masse.

Bei den nach Art des Hackmessers wirkenden Maschinen sind über dem Hautloze ein oder mehrere Messer befindlich, welche durch Kurbeln oder sonst

geeignete Vorrichtungen auf- und niedergeschoben werden. Die gleichförmige Durcharbeitung der ganzen Masse wird ebenfalls durch eine langsame Umdrehung entweder des Klotzes oder der die Messer tragenden Stange erzielt. Diese letztere Einrichtung zeigt die Maschine <sup>3)</sup>, Fig. 168 (a. v. S.). Das aus mehreren kreuzweise zu einander stehenden Schneiden zusammengefestete Messer *M* erhält hierbei durch die beiderseits angebrachten Kurbeln *K* eine auf- und absteigende Bewegung von der Triebwelle *A* aus, die mit zwei Zahnrädern *B* die auf den Kurbelwellen sitzenden Getriebe *C* umdreht.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 9974. <sup>2)</sup> Dingl. pol. Journ 1870, 196, 299. <sup>3)</sup> D. R.-P. Nr. 7232.



Die Kurbelstangen *S* greifen dabei nicht an dem Messer unmittelbar, sondern an einem Querstück *Q* an, in dessen Mitte die Stange des Messers lose drehbar aufgehängt ist. Zufolge dieser Einrichtung kann das Messer leicht gedreht werden, was durch ein Stiftenrad *R* geschieht, gegen dessen Stifte entsprechende Daumen der Triebwelle *A* anstoßen, und in dessen Nabe die Messerstange mit einem vierkantigen Ansätze oder mittelst Feder und Nuth eintritt. Die Drehung des Messers wird man natürlich in der erhobenen Stellung desselben vornehmen.

Von diesen Maschinen unterscheidet sich die Fig. 169 angedeutete <sup>1)</sup> hauptsächlich dadurch, daß hier die Versetzung durch eine langsame Drehung des Blockes *A* bewirkt wird. Zur Bewegung der hier vorhandenen drei Messer ist die Triebwelle *W* mit drei Kröpfen *K* versehen, deren Schubstangen die Messer mittelst zwischengeschalteter Federn *F* ergreifen. Die Federn veranlassen bei genügender Anspannung immer ein Durchschneiden der Messer bis auf den Klotz, auch wenn derselbe sich abgenutzt hat, ohne daß die Pressung in den Kurbelstangen eine übermäßig große werden kann. Da die Umdrehung des Klotzes behufs der Versetzung hier durch eine Schraube *S* auf der Triebwelle also stetig erfolgt, so ist zu vermuthen, daß die Abnutzung des Klotzes eine erhebliche und die Umdrehung desselben eine erschwerte sein wird, weil die Drehung auch stattfindet, während die Messer auf dem Klotze stehen.

Von den sonstigen Abänderungen der eigentlichen Hackmaschinen möge nur noch diejenige erwähnt werden, bei welcher das Messer durch sein Eigengewicht zur Wirkung kommt, indem dasselbe von der Betriebswelle durch Daumen nach der Art der Stampfer gehoben wird, um dann sich selbst überlassen zu werden. Bei der in dieser Art wirkenden Maschine von *Sondermann* und *Stier* <sup>2)</sup> wird bei dem Heben des Messerträgers eine oberhalb desselben angebrachte Schraubenfeder zusammengedrückt, um durch ihre nachherige Ausdehnung die Fallgeschwindigkeit zu erhöhen. Der Block steht dabei fest, und zur Versetzung wird dem Messer bei jedesmaligem Aufsteigen eine geringe Drehung ertheilt.

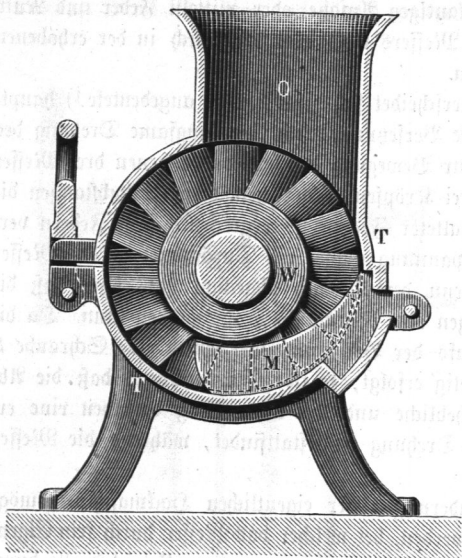
Ein Hauptübelstand aller dieser und anderer Hackmaschinen mit auf- und niedergehenden Hackmessern besteht in der schnellen Abnutzung des Klotzes, mit welcher eine entsprechende Verunreinigung des Fleisches durch Holzsplitter verbunden ist. Maschinen mit wiegenden Messern zeigen diesen Uebelstand nicht oder doch nur in geringerem Grade.

Schließlich möge noch der wohl unter dem Namen der Fleischmahlmühlen bekannt gewordenen kleinen Maschinen gedacht werden, wie sie sich für geringere Leistungen, namentlich als Küchengeräthe, vielfach Ein-

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 10752. <sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 89.

gang verschafft haben. Diese Maschinen bestehen der Hauptsache nach aus einer eisernen Trommel *T*, Fig. 170, deren Innenfläche mit einer größeren Anzahl fester Messer *M* versehen ist. Im Inneren dieser Trommel dreht sich die Walze *W*, welche auf der Außenfläche einzelne Stifte trägt, die bei

Fig. 170.



der Umdrehung zwischen den gedachten festen Messern der Trommel hindurchtreten. Es ist ersichtlich, wie das durch den Trichter *O* eingebrachte Fleisch bei der Umdrehung der Walze *W* von deren Stiften mitgenommen und an den festen Messern zerschnitten wird. Zum Zwecke der Entleerung und bequemen Reinigung ist das Gehäuse in der Mitte getheilt, und der obere Theil als Deckel mit Gelenken an den unteren geschlossen. Die Einfachheit dieser Maschinen ist wohl ihr hauptsächlichster Vorzug, welchem sie ihre

weite Verbreitung verdanken, denn die Art ihrer Wirksamkeit läßt Vieles zu wünschen übrig. Denn abgesehen davon, daß sie wie alle Hackmaschinen postenweise arbeiten, setzen sie auch das Fleisch nicht einem reinen Zerschneiden wie die Wiegemeßer, sondern sie üben dabei vornehmlich die quetschende Wirkung aus, welche wegen des damit verbundenen Auspressens der Säfte für bessere Fleischwaaren, insbesondere für solche, die längere Zeit aufbewahrt werden sollen, möglichst zu vermeiden ist. Auch ist für eine entsprechende Mengung behufs Erzielung einer gleichmäßig zerkleinerten Masse in diesen Maschinen gar keine Vorkehrung getroffen.

Ueber die Fleischzerkleinerungsmaschinen kann die Arbeit von W. Sterken in den Verhandlungen des Ver. z. Bef. d. Gewerbl. 1881, S. 19 nachgelesen werden.