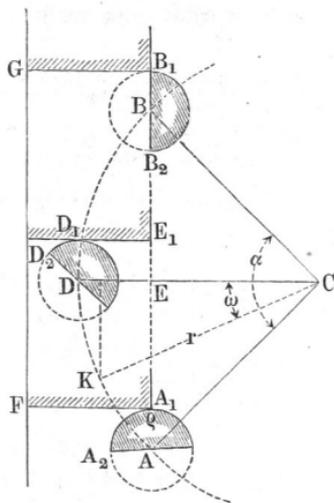


Mit Rücksicht auf die Abnutzung des Bodschuhes soll man nach Rittinger immer einen Unterhub geben, der aber bei kleinem Anhubshalbmesser auf den möglichst geringen Betrag zu beschränken ist, um die Länge der Hebelatte nicht unnötig zu vergrößern und wofür bei einem Halbmesser $r = 0,3$ etwa eine Größe $h_0 = 0,075$ m genügt.

Cylindrische Hebedaugen. Die evolventenförmigen Daumen §. 7.

leidet an dem Uebelstande, daß dem Stampfer jedesmal in seiner Ruhelage plötzlich die Anhubsgeschwindigkeit c ertheilt werden muß, womit nothwendig eine Stoßwirkung verbunden ist, die um so größer ausfällt, je größer die Geschwindigkeit gewählt wird. Diese Stoßwirkung führt nicht nur zu Arbeitsverlusten, sondern auch zu einer namhaften Abnutzung der in Berührung kommenden Theile, insbesondere der Hebelatte, welche bei dem Evolventendaumen immer nur in der äußersten Kante angegriffen wird. Hieraus erklärt es sich denn auch, warum man bei dieser Daumenform die Anhubsgeschwindigkeit nur klein (0,3 bis 0,5 m) annehmen darf, womit wieder eine geringe Anzahl von Schlägen in der Minute verbunden ist.

Fig. 12.



Um diesen Uebelstand zu beseitigen, hat man die Bewegung des Stampfers auch durch einen Kurbelarm AC , Fig. 12, vorgenommen, dessen Warze AA_1 gegen die senkrecht zur Stampferbewegung gestellte Hebelatte A_1F wirkt. Es ist ersichtlich, daß diese Einrichtung in ihrer Wirkung mit der aus Th. III, 1 bekannten Schleifenkurbel übereinstimmt, für welche man die Länge der Lenkerstange als unendlich groß zu denken hat. Bezeichnet man hier mit v die Geschwindigkeit der gleichförmigen

Drehung in dem Mittelpunkte A des Kurbelzapfens, so drückt sich für jede beliebige, um den Winkel $DCk = \omega$ von der wagerechten Lage abweichende Kurbelstellung CK die Geschwindigkeit, welche der Hebelatte ertheilt wird, durch $v \cos \omega$ aus. Diese Geschwindigkeit erreicht ihren größten Werth gleich v in der wagerechten Mittelstellung der Kurbel, wofür $\omega = 0$ ist, während der Anfangs- und Endlage der Hebelatte die Hubgeschwindigkeit

$v \cos \frac{\alpha}{2}$ zugehört, wenn wieder α den Winkel der Daumenwelle bedeutet, innerhalb dessen die Hebung erfolgt. Der Halbmesser $AA_1 = \rho$ des Kurbelzapfens ist für diese Bewegung ohne Einfluß. Damit der Stampfer

auss 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 $A_1 A_2 = 2 D_1 D_2 = \rho \alpha$ in demselben Sinne fort, woraus man erkennt, daß unterhalb der wagerechten Linie CD eine gleitende Bewegung zwischen dem Zapfen und der Hebelatte im Betrage

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

und oberhalb der Mitte eine solche um

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

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

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

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

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

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:

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

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

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

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

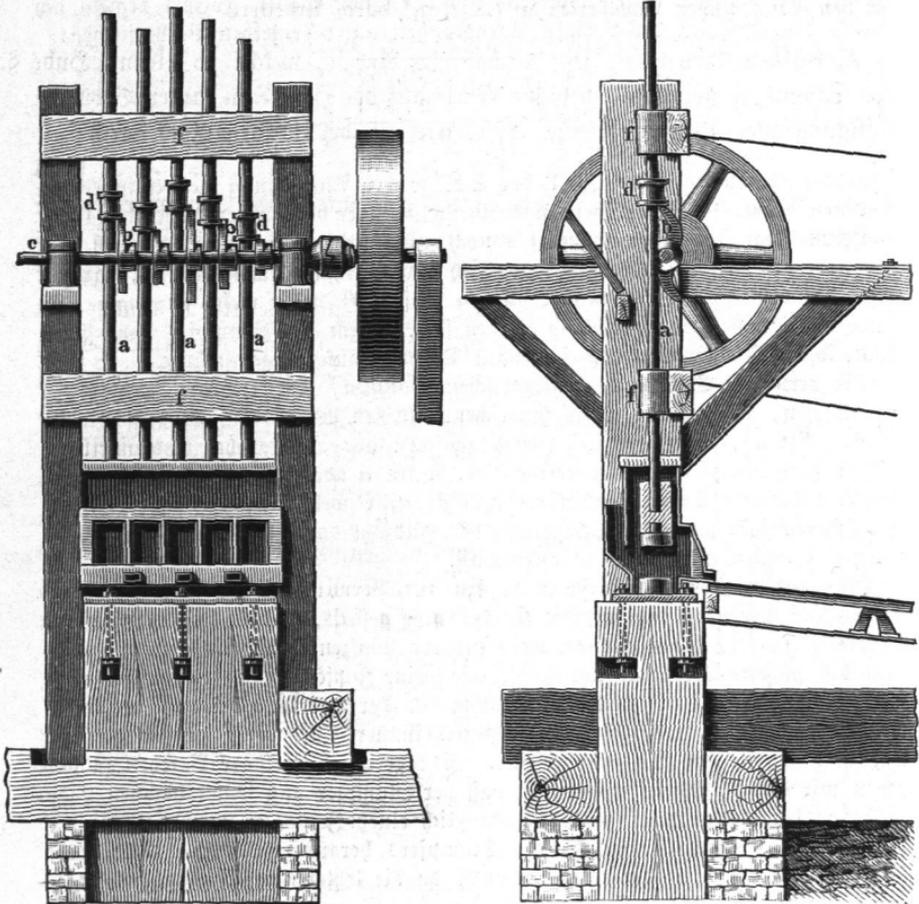
In anderer Art hat man die gleitende Reibung des Daumens an der Hebelatte bei den sogenannten californischen Stampfwerken vermieden, dadurch nämlich, daß man die Stempel selbst cylindrisch ausführt und ihnen um die eigene Ase diejenige Drehung gestattet, welche ihnen durch die Einwirkung des Hebedaumens mitgetheilt wird. Ein derartiges Stampfwerk¹⁾, wie solche nament-

¹⁾ Uithans, 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 Evolventenäugen *b* der zweihebigen 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 Stempelage 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.

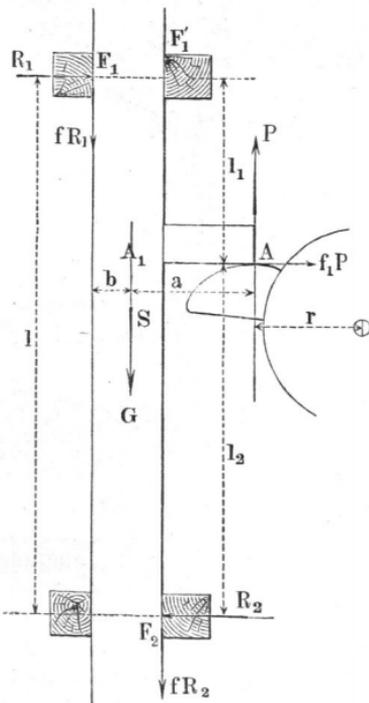
Bei derartigen Stampfern ist dafür zu sorgen, daß immer genügend Material auf der Pochsohle unter den Stempeln sich befindet, weil sonst der Stempel bei zu tiefem Niederfallen mit seiner Anhubscheibe auf die Nabe des Daumens schlägt, womit leicht Brüche verbunden sein können. Das Unterschüren geschieht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

Fig. 14.



zuwendende mechanische Arbeit größer als jene reine Hebearbeit, 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:

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