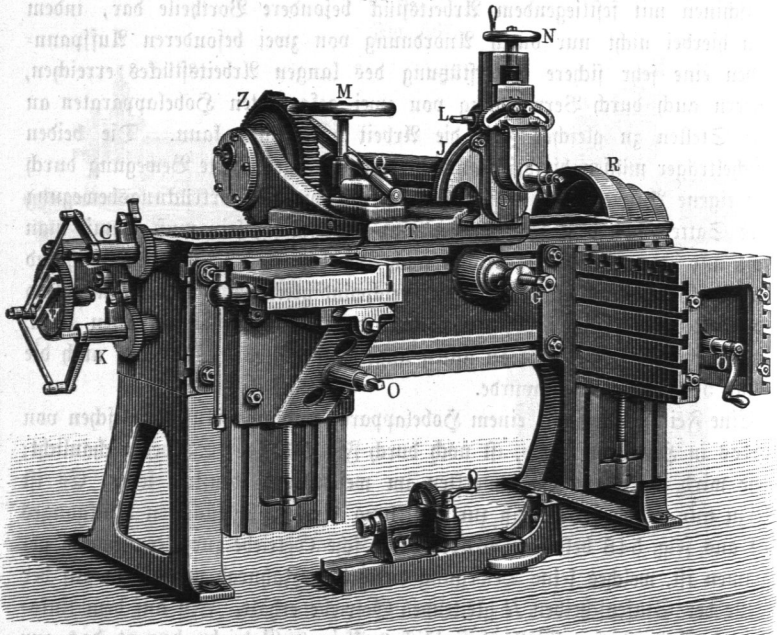


Dorns veranlaßt. Die Verticalverschiebung des Stichels geschieht aus freier Hand mittelst des Handrades *N*, und vermöge des gezahnten Sectors *J* läßt sich gleichfalls durch die Hand mittelst der Schraube ohne Ende *L* die Schrägstellung des Verticalschlittens genau in dem gewünschten Betrage herstellen. Die Hebung und Senkung jedes der beiden, auch der Länge nach verschieblichen Tische, von denen der linksseitige einen Parallelschraubstoc trägt, während der rechte auf drei Seiten zum Aufspannen eingerichtet ist, kann bequem mittelst der Handkurbel *O* geschehen, indem durch ein im Inneren des Tisches angebrachtes kleines Kegeelräderpaar die Mutter der an

Fig. 562.

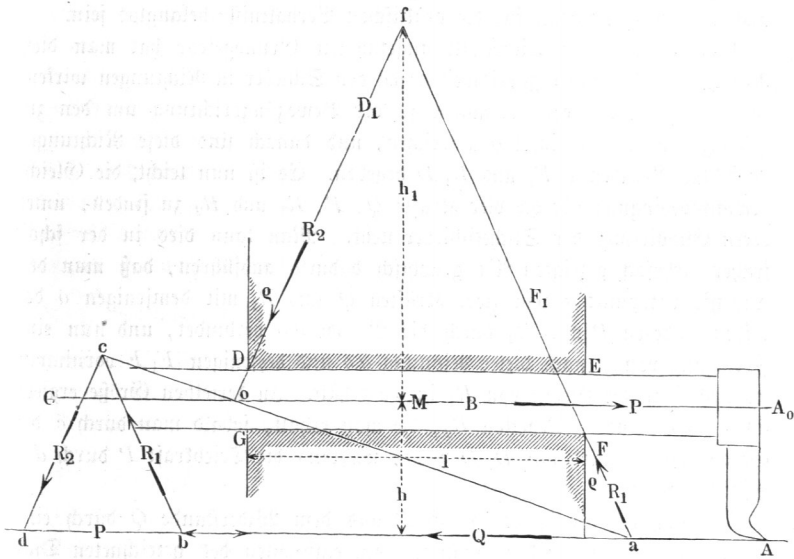


der Drehung verhinderten Schraubenspindel umgedreht wird. Zur schnellen Bewegung des Sattels *T* dient eine im Inneren des Gestelles an dessen hinterer Wange angegoßene Zahnstange, in die ein Getriebe eingreift, dessen Bewegung mittelst des Handrades *M* vorgenommen werden kann, nachdem man zuvor durch Bewegung des kleinen Ausrückhebels *Q* eine Trennung der zweitheiligen Mutter für die Spindel der Längsbewegung bewirkt hat, wodurch der Sattel von der Schraube *C* ganz abgelöst werden kann.

158. **Bewegungsverhältnisse.** Um über die auf die Barre des Stichels wirkenden Kräfte ein Urtheil zu gewinnen, sei in Fig. 563 der Stichel an

seiner Schneide bei A einem Widerstande ausgesetzt, welcher durch Q bezeichnet und in der Figur nach einem beliebigen Maßstabe für die Kräfte durch die Strecke ab dargestellt sein möge. Wenn nun der Stichel Schlitten in dem Punkte B durch die Lenkstange des Kurbelgetriebes ergriffen wird, so wirkt diese Stange zwar im Allgemeinen in einer gegen die Bewegungsrichtung des Stichels etwas geneigten Richtung, doch fällt in den Todtlagen der Kurbel die Richtung der Schubstange mit derjenigen der Stichelbewegung zusammen, und da in der einen Todtlage der Schlitten am weitesten aus seinen Führungen herausgeschoben ist, dies also der ungünstigsten Beanspruchung der Barre entspricht, so möge die Richtung der von der Schub-

Fig. 563.



stange auf die Barre ausgeübten Kraft P parallel zu Q und in die Gerade CB fallend angenommen werden.

Unter dem Einflusse der beiden Kräfte P und Q erhält die den Stichel tragende Barre oder der Schlitten das Bestreben zu einer Rechtsdrehung, welchem Bestreben durch die von der festen Führung auf die Barre ausgeübten Reaktionen oder Druckkräfte entgegengewirkt werden muß. Wenn die Führung in dem Prisma $DEFG$ stattfindet, so wird in Folge einer sehr kleinen Drehung die untere Führungsbahn mit einer Kraft R_1 gegen den Schlitten wirken, die man annähernd in dem Endpunkte F angreifend denken kann, während ebenso die obere Bahn durch eine in dem hinteren

Endpunkte D angreifende und abwärts gerichtete Kraft R_2 ersetzt gedacht werden kann. In Wirklichkeit werden diese Kräfte, die als die Resultanten aus allen von den Führungsbahnen auf die Barre ausgeübten Reactionen anzusehen sind, zwar nicht genau in den Endpunkten angreifen, vielmehr werden die Angriffspunkte von diesen Enden um gewisse, von der Nachgiebigkeit des Materials abhängige Größen entfernt bleiben, doch wird dieser Abstand immer nur gering sein, und man kann, falls man Bedenken trägt, ihn zu vernachlässigen, die Angriffspunkte G und D der Führungsreactionen um eine für angemessen erachtete Größe von etwa einem oder einigen Centimetern von den Enden der Führungsprismen entfernt annehmen; eine rechnerische Feststellung der Angriffspunkte würde nur unter genauer Kenntniß der Elasticitätsverhältnisse möglich sein und wäre kaum auszuführen, auch in ihrem Resultate für die praktischen Verhältnisse belanglos sein.

Nach einem schon wiederholt angeführten Grundgesetze hat man diese Reactionen der Führungsprismen gegen den Schieber in Richtungen wirkend zu denken, die von den Normalen zu der Bewegungsrichtung um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ abweichen, und danach sind diese Richtungen durch die Geraden FF_1 und D_1D gegeben. Es ist nun leicht, die Gleichgewichtsbedingung für die vier Kräfte Q , P , R_1 und R_2 zu finden, unter deren Einwirkung der Stichelschieber steht. Man kann dies in der schon früher mehrfach gezeigten Art graphisch dadurch ausführen, daß man den Durchschnittspunkt a von zwei Kräften Q und R_1 mit demjenigen o der beiden anderen P und R_2 durch die Gerade ao verbindet, und nun eine Zerlegung von Q nach dieser Richtung ao und derjenigen F_1F vornimmt, wodurch man die Größe von R_1 in bc erhält. In derselben Größe ergibt sich auch die andere Reaction R_2 , die man erhält, sobald man durch c die Gerade cd parallel mit D_1D zieht, während die Triebkraft P durch da gefunden wird.

Um auch die Größe der Kraft P aus dem Widerstande Q durch eine Formel zu bestimmen, kann man sich am einfachsten des gezeichneten Diagramms bedienen. Verlängert man nämlich die beiden Druckkräfte R_1 und R_2 der Führungen bis zu ihrem Durchschnittspunkte f , so muß für diesen Punkt Gleichheit der statischen Momente von P und Q bestehen, und man hat daher $Ph_1 = Q(h + h_1)$, unter h den senkrechten Abstand der Stichelschneide A und unter h_1 die Entfernung des Durchschnittspunktes f von der Richtung der Triebkraft P verstanden. Dieser letztere Abstand h_1 bestimmt sich aus der horizontalen Entfernung l der Angriffspunkte D und F der Führungsreactionen, wenn die Kraft P mitten zwischen DE und FG angreifend angenommen wird, durch

$$h_1 = \frac{l}{2} \cotg \varrho = \frac{l}{2 \operatorname{tg} \varrho'}$$

so daß mit diesem Werthe von h_1 die Kraft P sich ergibt zu

$$P = Q \frac{h + h_1}{h_1} = Q \frac{2h \operatorname{tg} \varrho + l}{l} = Q + 2Q \frac{h \operatorname{tg} \varrho}{l}.$$

Jede der beiden gleichen Führungsreactionen dagegen folgt, wenn o als Mittelpunkt der statischen Momente angenommen wird, aus: $Qh = Rl \cos \varrho$ zu

$$R_1 = R_2 = Q \frac{h}{l \cos \varrho}.$$

Man sieht aus dem obigen Ausdrücke für P , daß die zur Bewegung des Stichels erforderliche Kraft um so größer ausfällt, je kleiner h und je größer l ist. Hieraus erklärt sich die Forderung einer möglichst langen Schlittenführung und einer thunlichst geringen freien Länge des Stichels, auch ist die letztere Größe von hervorragender Bedeutung für die Genauigkeit der zu erzielenden Arbeit der Maschine, wie sich aus der folgenden Betrachtung ergibt.

Abgesehen davon, daß die Stichelbarre unter dem Einfluß der an der Stichelschneide einseitig auf sie wirkenden Kraft Q einer Durchbiegung oder Federung ausgesetzt ist, deren Betrag mit der freien Länge des Stichels zunimmt, muß durch die auf die Führungen entfallenden Drucke R_1 und R_2 nothwendig eine gewisse, wenn auch nur kleine Zusammendrückung des Materials hervorgerufen werden, in Folge deren die Ase der Stichelbarre sich gegen ihre ursprüngliche Lage um den kleinen Winkel γ neigt, der durch $\gamma = \frac{2\delta}{l}$ bestimmt ist, wenn δ die geringe Zusammendrückung in D und

in F bedeutet. In Folge dieser kleinen Neigung bewegt sich die Stichelspitze in einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt in der Mitte M zwischen D und F anzunehmen ist, und hierdurch erfährt die Schneide des Stichels eine Senkung im Betrage $\sigma = MA_0 \cdot \gamma = MA_0 \frac{2\delta}{l}$, die also um so größer ausfällt, je länger MA_0 und je kürzer l ist. Es ergibt sich also auch mit Rücksicht auf eine möglichst genaue Arbeit des Hobelns die Nothwendigkeit thunlichst langer Führungen, und man erkennt aus der vorstehenden Betrachtung, warum der Schub des Stichels bei allen Feilmaschinen nur eine mäßige Größe haben darf.

In Betreff der Geschwindigkeit dieser Maschine kann Folgendes bemerkt werden. Wenn der größte Ausschub des Stichels durch s_1 gegeben ist, so folgt die Zeit eines solchen Ausschubes zu $t = \frac{s_1}{v}$, worin v die nach §. 147 zu bestimmende Geschwindigkeit während des Hobelns bedeutet. Wenn dabei ein gewöhnliches Kurbelgetriebe zur Verwendung kommt, bei welchem der Rückgang mit derselben Geschwindigkeit erfolgt, wie der Vorwärtsgang, so ist diese Zeit t für eine halbe Kurbelumdrehung anzu-

nehmen, und daher folgt die Umdrehungszahl der Kurbelwelle in der Minute zu $n = \frac{60 v}{2 s_1}$.

Für den Fall jedoch, daß der Rückgang ein beschleunigter ist, gilt die oben gefundene Zeit $t = \frac{s_1}{v}$ für eine Drehung der Kurbel um den dem Vorgange entsprechenden Winkel, so daß, wenn dieser Winkel durch α bezeichnet wird, die Zeit einer ganzen Kurbelumdrehung zu

$$t_1 = \frac{2\pi}{\alpha} t = \frac{2\pi}{\alpha} \frac{s_1}{v}$$

sich ergibt, woraus die in jeder Minute anzuordnende Umdrehungszahl zu

$$n = \frac{\alpha}{2\pi} \frac{60 v}{s_1}$$

folgt. Diese dem größten Ausschube s_1 des Stichels zugehörige Umdrehungszahl der Kurbel ist zu erreichen bei dem langsamsten Gange der Betriebscheibe, also, wenn der Riemen über den größten Lauf der an der Hobelmaschine und über den kleinsten Lauf der auf dem Deckenvorgelege befindlichen Stufenscheibe geführt wird. Bezeichnet man hierbei die Umdrehungszahl der Stufenscheibe durch n_1 , so ergibt sich das Umsetzungsverhältniß für die zwischen der Antriebswelle und der Kurbelaxe befindlichen

Zahnräder zu $\frac{n}{n_1}$.

Es ist leicht zu ersehen, daß bei Benutzung der übrigen Läufe der Stufenscheiben, wofür die Umdrehungszahlen der Stufenscheibe durch $n_2, n_3, n_4 \dots$ bezeichnet werden mögen, die passende Größe des Stichelausschubes sich zu bezw.

$$s_2 = \frac{n_1}{n_2} s_1; \quad s_3 = \frac{n_1}{n_3} s_1; \quad s_4 = \frac{n_1}{n_4} s_1 \dots$$

ergiebt. Es ist auch ersichtlich, daß wegen der Anwendung des Kurbelgetriebes die Geschwindigkeit des Stichels hierbei nicht gleichmäßig die zu Grunde gelegte Größe von v haben kann, daß vielmehr dieser Werth nur als der mittlere während jedes Ausschubes anzusehen ist, da die wirkliche Geschwindigkeit von Null in den Todtlagen der Kurbel bis zu einem dem Werth von v entsprechend übersteigenden Betrage sich erhebt.

Beispiel. Beträgt der größte Ausschub des Stichels bei einer vorliegenden Feilmaschine $s_1 = 0,3$ m und soll die mittlere Arbeitsgeschwindigkeit gleich $0,120$ m angenommen werden, so muß die Kurbelwelle, wenn der Rückgang nicht beschleunigt ist, in jeder Minute $n = \frac{60 \cdot 0,12}{2 \cdot 0,3} = 12$ Umdrehungen machen. Wenn dagegen bei der Verwendung einer oscillirenden Kurbelschleife nach Fig. 547 oder des

Whitworth'schen Getriebes nach Fig. 548 der Vorschub eine Kurbelumdrehung um $\alpha = 240^\circ$ erfordert, daher die mittleren Geschwindigkeiten bei dem Vorschube und Rückgange sich wie 2:1 verhalten, so darf der Kurbelwelle eine Umdrehungszahl von $n = \frac{240}{360} \frac{60 \cdot 0,12}{0,3} = 16$ gegeben werden, die daher in dem

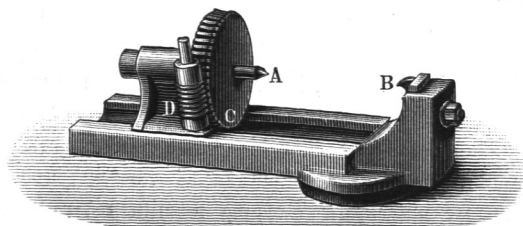
Verhältniß 4:3 größer ist als im ersteren Falle. Macht die Stufenscheibe der Feilmaschine bei dem langsamsten Gange 50 Umdrehungen in der Minute, so hat man zwei Zahnräder im Verhältniß 12:50 oder 16:50 anzuordnen. Gesezt nun, die Durchmesser der drei Läufe der beiderseits gleichen Stufenscheiben wären zu 200, 300 und 400 mm gewählt worden, so ergibt sich zunächst für das Decken-vorgelege eine Umdrehungszahl von $z = 50 \cdot \frac{400}{200} = 100$.

Daraus folgt weiter die mittlere Geschwindigkeit der Stufenscheibe an der Feilmaschine zu ebenfalls 100 Umdrehungen, während sie für den schnellsten Gang zu 200 Umdrehungen sich berechnet. Es würden daher diese beiden Geschwindigkeiten passend für einen Ausschub des Stichelz von 0,15 m und bezw. 0,075 m zu wählen sein. Es ist aus der ganzen Darstellung übrigens ersichtlich, daß man die in §. 147 als passend angegebenen Geschwindigkeiten in allen Fällen der Praxis nur als annähernd festzuhaltende Werthe anzusehen hat.

Rundhobelapparate. Zum Hobeln runder Gegenstände verwendet man außer der im §. 157 angegebenen Einrichtung noch verschiedene Apparate, von denen hier einige angeführt werden sollen. §. 159.

In Fig. 564 ist eine Vorrichtung dargestellt, welche, auf dem Tische der Hobelmaschine befestigt, die Aufnahme des zu bearbeitenden Gegenstandes

Fig. 564.



zwischen den beiden Spitzen A und B gestattet, so daß durch das Schneckenrad C und die eingreifende Schraube ohne Ende D dem Arbeitsstücke jede beliebige Drehung um die gerade Verbindungslinie der beiden Spitzen mitgetheilt werden kann. In Folge dieser Anordnung ist es möglich, mittelst der gewöhnlichen Tischhobelmaschine eine cylindrische Fläche herzustellen, oder auch in einer solchen einzelne axiale Rillen oder Furchen zu erzeugen, wie dies beispielsweise bei der Herstellung der geriffelten Streckcylinder von Spinnmaschinen geschieht. In diesem Falle kann auch die Umdrehung des Arbeitsstückes vor jedem Schnitte selbständig mittelst eines Schaltrades erfolgen, das bei dem Wechsel der Tischbewegung durch einen Anstoßknaggen