

scheibe *G* an einer Platte *H* befindlich ist, welche sich in senkrechten Führungen verschieben läßt, und zwar erhält sie eine Verschiebung mittelst einer Schraubenspindel *J*, in deren Gewindegänge einige an der Platte *H* befindliche entsprechend gestaltete Zähne eingreifen. Da diese Schraubenspindel ihre Umdrehung von dem Fußtritte *T* aus unter Vermittelung eines Zahnrechsens und einiger Stirnräder erhält, so ist hiernach ersichtlich, wie man mittelst dieses Fußtrittes den Hub des Stemmeisens beliebig groß machen kann. Wenn man einen Druck auf den Tritt nicht ausübt, so wird durch die Wirkung des Gegengewichtes *Q* die Schnecke *J* so gedreht, daß die Platte ihre höchste Stellung einnimmt, für welche sie centrisch zur Triebaxe *D* steht, so daß in diesem Falle das Stemmeisen stillsteht, auch wenn die Triebaxe in Bewegung verbleibt. Durch Niedertreten des Fußtrittes wird der Hub des Stemmeisens in dem Maße vergrößert, in welchem die Neigung des Trittes erfolgt, und es muß dieser zur Erzielung eines gleichbleibenden Hubes daher in bestimmter Lage festgehalten werden. Dabei würde es für den die Maschine Bedienenden sehr lästig sein, wenn durch den Betrieb des Stemmeisens Stöße auf den Fuß des Arbeiters übertragen würden. Dies ist bei der hier gewählten Anordnung in Folge der Anwendung der Schnecke *J* vermieden, denn es ist nach dem über die Reibung und über den Reibungswinkel Bekannten ersichtlich, daß ein von dem Kurbelzapfen auf die Führungsscheibe *G* und die Platte *H* ausgeübter Druck, wenn er von den Zähnen der Platte *H* auf die Gewindegänge der Schnecke übertragen wird, ein Bestreben, diese Schnecke umzudrehen, nicht haben kann, sobald die Neigung dieser Schnecke gegen den zu ihrer Axe senkrechten Querschnitt den zugehörigen Reibungswinkel nicht übersteigt; eine Bedingung, der man leicht genügen kann. Als ein Uebelstand dieses Getriebes wird es angesehen werden müssen, daß bei der Umdrehung des den Kurbelzapfen tragenden Schieberstückes *E* dasselbe mit seinen Führungsbacken *F* den großen Umfang der Führungsscheibe *G* gleitend umkreist, womit ein beträchtlicher Reibungswiderstand verbunden sein wird.

§. 163. **Kraftbedarf der Hobelmaschinen.** Um den zum Betriebe der Hobelmaschinen erforderlichen Kraftbedarf zu ermitteln, sind von Hartig ausgedehnte Versuche¹⁾ angestellt worden, und zwar an vier Hobelmaschinen, drei Shapingmaschinen, drei Ruthstoßmaschinen, einer Mutterhobelmaschine, einer Holzabziehmaschine (Schälmaschine) und einer Stemmmaschine für Holz. Nach diesen Versuchen, die eingehend an der unten angegebenen Stelle angeführt sind, kann man den ganzen, zum Betriebe erforderlichen Kraftbedarf durch eine Formel $N = N_0 + \varepsilon G$ Pflr. darstellen, worin N_0

¹⁾ E. Hartig, Mittheilungen d. k. sächsl. polyt. Schule zu Dresden, 1873.

die für den Leergang nöthige Betriebskraft vorstellt, während unter G das in einer Stunde in Späne verwandelte Gewicht des Eisens bedeutet. Bei den Maschinen zur Bearbeitung des Holzes empfiehlt es sich mehr, anstatt des Spangewichtes das Volumen V des in Späne verwandelten Holzes der Bestimmung zu Grunde zu legen, und bei der nach Art des gewöhnlichen Handhobels arbeitenden Holzschälmaschine kann man in den Fällen, wo die abgeschälten Späne als das eigentliche Arbeitsproduct anzusehen sind, die Betriebskraft auch von der Größe F der stündlichen Schnittfläche abhängig machen, wie dies bei den Scheren und Sägen angegeben wurde.

In Betreff der Größe der beim Leergange aufzuwendenden Arbeit ergab sich natürlich eine große Verschiedenheit nicht nur nach der Größe der untersuchten Maschinen und dem Gewicht der bewegten Maschinentheile, sondern namentlich auch nach der verschiedenartigen Construction. Insbesondere zeigte sich die Art des zur Bewegung des Tisches oder des Stößels angewandten Getriebes von großem Einfluß auf den Betrag des Leergangswiderstandes. Bei den Maschinen mit beschleunigtem Rücklauf erwies sich der Widerstand während des Rücklaufes immer erheblich größer, als derjenige bei dem Vorwärtsgange, und zwar zeigte sich dieser Widerstand im allgemeinen um so größer, je mehr die Rücklaufgeschwindigkeit diejenige des Vorwärtsganges übertraf.

Bei den durch Zahnstangen vermittelt einer Umsteuervorrichtung bewegten Hobelmaschinen ergab sich während der Umsteuerungen an beiden Enden eine sehr bedeutende Steigerung des Widerstandes, noch über denjenigen Widerstand hinaus, dem die Maschine während des Arbeitens ausgesetzt war. Beispielsweise entsprach der Widerstand des Leerganges bei einer untersuchten langen Grubenhobelmaschine einer Betriebsarbeit von:

0,73	Pftr.	während	der	Zeit	t_1	des	Vorwärtsganges,
1,22	"	"	"	"	t_2	"	schnelleren Rücklaufes,
4,03	"	"	"	"	t_0	"	der Umsteuerungen.

Man erhält daher einen Durchschnittswerth für den mittleren Widerstand des Leerganges durch den Ausdruck:

$$N_0 = \frac{0,73 t_1 + 1,22 t_2 + 4,03 t_0}{t_1 + t_2 + t_0}.$$

Da in diesem Ausdrucke nur die Zeit t_0 der Umsteuerungen einen constanten Werth hat, wogegen die Zeiten t_1 und t_2 von der Länge L des Ausschubes abhängig sind, indem sich $t_1 = \frac{L}{v_1}$ und $t_2 = \frac{L}{v_2}$ setzen läßt, wenn v_1 und v_2 die Geschwindigkeiten für den Vorwärtsgang und für den Rücklauf bedeuten, so ergibt sich, daß die Leergangsarbeit bei diesen Maschinen auch von der Länge der Tisch- oder Supporttbewegung abhängig ist. Diese Verschieden-

heit war bei der angeführten Art der Maschine jedoch nur gering, so daß man dabei für die Leergangarbeit einen von der Größe des Ausschubes unabhängigen mittleren Werth annehmen kann.

Dagegen wird bei den Ruthstoßmaschinen die Leergangarbeit ganz erheblich durch die Größe des Stößelhubes beeinflusst. Bezeichnet man dieselbe durch h und bedeutet n die Anzahl der Stichelspiele oder die Umdrehungszahl der den Stößel bewegenden Kurbel in der Minute, so kann man die Leergangarbeit für diese Maschinen durch einen Ausdruck von der Form $N_0 = An + Bnh$ Pfr. zur Darstellung bringen, worin A und B bestimmte, aus den Versuchen herzuleitende Coëfficienten sind.

Bei der durch eine Kurbelschwinge bewegten Tischhobelmaschine ergab sich ebenfalls der bei dem beschleunigten Rücklaufe auftretende Widerstand entsprechend der bedeutenden Ungleichförmigkeit der Maschine sehr groß.

Was den Widerstand betrifft, welcher der eigentlichen Nutzarbeit bei dem Hobeln zugehört, so fand sich, daß der Coëfficient ε für Gußeisen kleiner wurde, wenn der Querschnitt des abgelösten Spans zunahm, während bei Schmiedeeisen im Gegentheil eine Zunahme dieses Werthes mit dem Spanquerschnitte nachweisbar war. Man kann sich dieses abweichende Verhalten etwa damit erklären, daß die Gußeisenspäne in kurze Bruchstücke zerfallen, so daß dem in §. 149 angegebenen Verhalten gemäß der Widerstand sich in kurzen Zwischenräumen zu Null verringert, während das zähe Schmiedeeisen lange lockenförmige Späne bildet, die sich von dem Stichel abbiegen, wobei sie mit um so größerem Drucke gegen die Fläche des Stichels gepreßt werden, je dicker diese Späne sind. Die hierdurch an der Fläche des Stichels erzeugte Reibung ist die Ursache des vermehrten Widerstandes. Auf Grund der angestellten Versuche findet Hartig den Arbeitsaufwand für jedes Kilogramm stündlich abgehobelten Gußeisens bei einem Querschnitt des Spans von f qmm durch den Ausdruck $\varepsilon = 0,077 + \frac{0,125}{f}$ Pfr. dargestellt, welcher Ausdruck die zusammengehörigen Werthe von ε und f ergibt:

$f =$	0,5	1	5	10	20	qmm
$\varepsilon =$	0,327	0,202	0,102	0,090	0,083	Pfr.

Daß der bei verschiedenen Hobelmaschinen gefundene Werth von ε nicht durchweg dieselbe Größe hat, dürfte namentlich aus der verschiedenen Form und Zuspärfung der verwendeten Stichel, sowie aus der nicht übereinstimmenden Arbeitsgeschwindigkeit derselben zu erklären sein.

Das Verhältniß $\mu = \frac{N_1}{N}$ der zur eigentlichen Hobelarbeit verwendeten Betriebskraft $N_1 = \varepsilon G$ zu der ganzen zum Betriebe erforderlichen N kann man als den Wirkungsgrad der betreffenden Maschine ansehen. Dieser

Bruch schwankt bei den untersuchten Maschinen zwischen 0,24 und 0,776; er kann im Durchschnitt aller Versuche zu etwa $\mu = 0,553$ angenommen werden. In der umstehenden Zusammenstellung sind die hauptsächlich in Betracht kommenden Ergebnisse der Hartig'schen Versuche wiedergegeben, wobei zu bemerken ist, daß L den Ausschub des Tisches oder Stichtels in Metern, n die Anzahl der Schnitte in der Minute, v die Schnittgeschwindigkeit, δ die Dicke des Spans, d. h. die Vorstellung des Stichtels nach dem Abhobeln einer Schicht, und β die Schnittbreite, d. h. die Querversetzung des Stichtels nach jedem Schnitte in Millimetern, also $f = \beta \delta$ den Querschnitt des Spans in Quadratmillimetern bedeutet. In Betreff der weiteren Einzelheiten muß auf die angeführte Quelle verwiesen werden. Wie die hier gefundenen Werthe zur ungefähren Ermittlung der für eine Maschine erforderlichen Betriebskraft zu verwerthen sind, mag weiter unten an einem Beispiele gezeigt werden.

Es kann hier noch erwähnt werden, daß man nach J. Hart¹⁾ den Widerstand, den das Werkzeug bei dem Ablösen eines Spans vom Querschnitte q findet, zu $p = a q K$ kg setzen soll, worin K die Festigkeit (absolute) des bearbeiteten Materials bezeichnet, während a einen von der Maschine abhängigen Coëfficienten bedeutet, den man annehmen soll zu

$a = 2$ für Drehbänke und Hobelmaschinen,

$a = 2,5$ für Stoßmaschinen, Shapingmaschinen und Cylinderbohrmaschinen.

Der Einfachheit wegen soll man dann die beiden schädlichen Widerstände des Leerganges und der durch die Nutzwirkung hervorgerufenen zusätzlichen Reibung zusammenfassen, indem man die zur Ueberwindung aller schädlichen Widerstände an dem Stichel anzunehmende Kraft zu $p_1 = m p$ voraussetzt, so daß man die Gesamtkraft zu

$$P = p + p_1 = (1 + m) p = (1 + m) a q K \text{ kg}$$

und bei einer Geschwindigkeit v des Stichtels die erforderliche Arbeit zu $Pv = (1 + m) a q K v$ mkg findet. Für den Werth, den man hierbei m beizulegen hat, giebt Hart an, daß derselbe zu

$m = 0,5$ für große Maschinen,

$m = 0,7$ für Maschinen mittlerer Größe und

$m = 1,0$ für kleine Maschinen und solche mit complicirten Mechanismen, Schneckengetrieben u. s. w.

gewählt werden könne. Dieser Werth m steht offenbar mit dem vorstehend als Wirkungsgrad bezeichneten Bruche $\mu = \frac{N_1}{N}$ in dem Zusammenhange

1) Die Werkzeugmaschinen f. d. Maschinenbau von J. Hart.

Nummer	Maschine	① Geschwindigkeit v ₁ mm	② Geschwindigkeit v ₂ beim Stücklauf	Ubergangs- arbeit N ₀ pft.	Betriebs- arbeit N pft.	Wirkungs- grad $\mu = \frac{N_0}{N}$	③ Spanngewicht G kg	④ Spanndicke δ mm	⑤ Spannbreite β mm	Arbeit für 1 kg Späne flüchtig e pft.	Bemerkungen
1	Grubenobelmasch.	57	2,1 v ₁	1,0	2,07	0,517	8,11	0,75	0,133 hart. Gußeisen	2 Stichel	
2	Größe Kobelmasch.	49	2,2 v ₁	0,61	1,49	0,591	23,62	1,37	0,037 weich. Gußeisen	—	
3	Mittlere desgl.	54	1,58 v ₁	0,27	0,85	0,683	6,08	1,13	$0,077 + \frac{0,125}{f}$	$f = \delta$ der Spannermitt	
4	Kleine desgl.	55	1,73 v ₁	0,12	0,25	0,520	1,3	0,73	0,116 Gußeisen	Kurbelschwinge	
5	Größe Schapingm.	89	2 v ₁	0,26	1,16	0,776	7,96	1,17	0,092 Schmiedeeisen	Spiegelzahl = 4,33; 7,27; 11,7;	
6	Kleine desgl.	49,7	2 v ₁	0,072	0,245	0,706	2,37	0,56	0,059 Gußeisen	N ₀ = 0,15; 0,19; 0,26; 0,42; 0,74	
7	desgl. desgl.	146	v ₁	0,088	0,163	0,460	2,70	0,58	0,246 Stahl	n = 15; 18; 22,2; 27	
8	Größe Nutstloßm.	139	2 v ₁	0,58	0,97	0,403	7,98	0,74	0,081 Gußeisen	N ₀ = 0,072; 0,098; 0,104; 0,125	
9	Mittlere desgl.	69	2 v ₁	0,22	0,45	0,512	2,13	0,42	0,104 Schmiedeeisen	n = 57; 100; 176	
10	Kleine desgl.	152	v ₁	0,09	0,28	0,679	1,48	0,39	0,028 Bronze	N ₀ = 0,088; 0,139; 0,267	
11	Mutterobelmasch.	205	v ₁	0,38	0,50	0,240	1,44	0,19	0,083 Gußeisen	n zwischen 4,2 und 41,6	
									0,134 Schmiedeeisen	N ₀ zwischen 0,44 und 0,96	
									0,056 Gußeisen	n = 12,7; 17,3; 23,4; 32,0	
									0,133 Schmiedeeisen	n ₀ = 0,11 + 0,069 n h	
									0,078 Gußeisen	{ n = 19,2; 48,3; 106 }	
									0,124 Schmiedeeisen	{ N ₀ = 0,044 + 0,01 n h }	
									0,115 Gußeisen	2 Stichel	
									0,106 Schmiedeeisen		

N.B. Die bearbeiteten Stücke befinden bei Nr. 5 und 11 aus Schmiedeeisen, bei Nr. 7 aus Bronze, sonst aus Gußeisen.

$$\mu = \frac{N_1}{N} = \frac{N_1}{(1+m)N_1} = \frac{1}{1+m}, \text{ so daß man daraus } m = \frac{1}{\mu} - 1$$

erhält, was für die Werthe 0,5, 0,7 und 1,0 für m einem Wirkungsgrade μ von 0,667, 0,588 und 0,50 entspricht. Hartig führt auf Grund seiner Versuche an, daß die Größe der Maschine auf die Werthe von μ und m nicht von so hervorragender Bedeutung ist, und daß es vielmehr passend erscheint, sich für überschlägige Rechnungen in allen Fällen für m desselben Werthes 0,81 zu bedienen, welcher dem angeführten durchschnittlichen Wirkungsgrade $\mu = 0,553$ zugehört.

Beispiel. Wenn auf einer Hobelmaschine von mittlerer Größe eine gußeiserne Platte von 3 m Länge bearbeitet wird, und der Stichel einen Span von 8 mm Dicke bei einer Versetzung des Stichels nach jedem Schnitt um 1 mm ablöst, wie groß wird man die Betriebskraft veranschlagen können, wenn die Geschwindigkeit des Stichels bei der Arbeit 80 mm beträgt und der Rücklauf mit der doppelten Geschwindigkeit erfolgt?

Giebt man dem Tische der Hobelmaschine einen Ausschub von 3,2 m, so folgt die Zeit für einen Vorwärtsgang zu $t_1 = \frac{3200}{80} = 40$ Sec., diejenige für einen Rücklauf $t_2 = 20$ Sec. und man kann daher, wenn man für die beiderseitigen Umsteuerungen zusammen 5 Secunden annimmt, die ganze zu einem Schnitt erforderliche Zeit zu $t = 40 + 20 + 5 = 65$ Sec. annehmen. Demnach werden stündlich $\frac{60 \cdot 60}{65} = 55,4$ Schnitte gemacht, woraus sich die während dieser Zeit in Späne verwandelte Materialmenge ermitteln läßt. Das Gewicht dieser Späne berechnet sich unter der Annahme einer Dichte des Gußeisens von 7,5 zu $G = 55,4 \cdot 30 \cdot \frac{8}{100 \cdot 100} \cdot 7,5 = 9,97$ oder rund 10 kg. Nimmt man für den Coefficienten ε den aus der Formel $\varepsilon = 0,077 + \frac{0,125}{f}$ sich ergebenden Werth von $\varepsilon = 0,077 + \frac{0,125}{8} = 0,093$ an, so erhält man daher die Nutzarbeit zu $\varepsilon G = 0,93$ Pflr. und wenn man für den Leerang etwa 0,3 Pflr. hinzufügt, so folgt die erforderliche Betriebskraft zu $N = 0,3 + 0,93 = 1,23$ Pflr.

Drehbänke. Die Drehbank ist die am meisten gebrauchte Maschine, deren man sich in den mechanischen Werkstätten der verschiedensten Art zur Herstellung von Gegenständen bedient, die von Umdrehungsflächen begrenzt sind. Alle Drehbänke, so verschieden sie auch hinsichtlich ihrer Bauart und der Verwendung zur Bearbeitung verschiedener Gegenstände sein mögen, stimmen darin überein, daß bei ihnen der zu bearbeitende Gegenstand einer Umdrehung um eine feste Ase ausgesetzt wird, so daß die Schneide eines festgehaltenen Stichels eine kreisförmige Furche auf der Oberfläche des Arbeitsstückes einreißt, deren Halbmesser mit dem Abstände dieser Schneide von der Drehaxe des Werkstückes übereinstimmt. Je nachdem man nun dieser Stichelschneide bei unausgesetzter Umdrehung des Arbeitsstückes eine