

**Zeitschrift:** Schweizerische Polytechnische Zeitschrift  
**Band:** 5 (1860)  
**Heft:** 3

**Rubrik:** Mechanisch-technische Mittheilungen

#### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

#### Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

#### Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 29.12.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

## Mechanisch-technische Mittheilungen.

### Bourdon's Dynamometer.

Taf. 7. Fig. 1-4.

Die Einrichtung dieses Dynamometers stützt sich auf die Eigenschaft der Schraubenräder, einen Seitendruck auszuüben, welcher der zu übertragenden Kraft, sowie dem Winkel, unter welchem die Radzähne geneigt sind, proportional ist. Der Apparat, von welchem Fig. 1 den Aufriss und Fig. 2 den Grundriss darstellt, besteht aus zwei parallelen horizontalen Axen, welche von vier auf einem gusseisernen Gestelle befestigten Lagern getragen werden. Jede derselben ist mit einer Rolle und mit einem Rade mit schraubenförmig geschnittenen Zähnen versehen und mit denselben durch Keile fest verbunden. Ueber die eine Rolle läuft der Triebriemen; von der andern aus wird die Bewegung ebenfalls durch einen Riemen weiter geführt.

Die Axe des Rades A dreht sich frei in ihren Lagern, ist jedoch an den Enden — zur Vermeidung einer Längenverschiebung — zwischen Spizzapfen gehalten. Die Axe des Rades B dagegen hat lange Zapfen und ist in ihren Lagern der Länge nach so weit verschiebbar, als es die grössere Breite des Rades A gestattet.

Das Ende der Axe des Rades B ist mit einer Stahlspitze versehen, welche sich mitten auf die Feder F stützt; die letztere kann aus einem oder mehrern Blättern bestehen, je nach der Grösse der zu messenden Arbeit. Diese Feder ist an beiden Seiten durch die Stangen G mit dem Gestelle E in Gelenken verbunden und von der Mitte derselben geht ein kleiner Arm K nach dem Zeiger I, dessen Spitze an dem Gradbogen H spielen kann. Das Stängelchen K ist so zusammengesetzt, dass seine Länge leicht verändert werden kann, was durch Figur 3 veranschaulicht wird. Es geschieht dieses jedesmal, wenn eine andere Feder eingesetzt und der Zeiger auf Null zurückgebracht werden muss.

Um mit diesem Apparate die Kraft zu messen, welche eine Maschine zu ihrem Betriebe von dem Motoren in Anspruch nimmt, befestigt man denselben auf dem Boden in der Weise, dass leicht mittelst eines Riemens die Bewegung einer liegenden Transmissionswelle auf die Rolle

D des Dynamometers und von der Rolle C des letztern wiederum durch einen Riemen auf die zu untersuchende Maschine übertragen werden kann.

Sobald die Triebwelle anfängt sich zu drehen, entfernt sich auch der Zeiger I vom Nullpunkte des Gradbogens und rückt so weit vor, bis die Federspannung im Gleichgewichte steht mit dem von der Maschine gebotenen Widerstande. Während dem regelmässigen Gange der letztern wird der Zeiger mit geringen Schwankungen auf jenem Punkte sich erhalten und somit die Grösse der absorbierten Arbeit anzeigen. Diese Angabe wird notirt und die Anzahl der Umdrehungen, welche die Axe der Rolle C per Minute macht, beobachtet. Es genügt alsdann, diese beiden Zahlen mit einander zu multipliziren und das Produkt durch 60 zu theilen, um die von der Maschine erforderte Arbeitsmenge, in Kilogrammern per Sekunde ausgedrückt, zu erhalten. Die Eintheilung des Gradbogens wurde durch Versuche bestimmt, indem man die bewegende Kraft auf die Rolle C wirken liess und an D einen Bremshebel mit verschiedenen Belastungen anbrachte.

Durch Rechnung lässt sich der auf die Feder F ausgeübte und durch den Zeiger angegebene Druck auf folgende Weise bestimmen:

Es sei ab (Fig. 3) die Richtung der Tangente an der schraubenförmigen Verzahnung der Räder A und B, so lässt sich der am Berührungsrand der letztern ausgeübte Druck in die zwei Kräfte Q und P zerlegen, von denen die eine senkrecht auf ab, die andere parallel zu den Axen gerichtet ist. Diese letztere hat den Werth

$$P = R \cdot \sin. \alpha.$$

Die Feder F, deren Spannung immer dem Drucke P gleich kommt, hat die den Körpern von gleichem Widerstande entsprechende parabolische Form und gestattet somit eine regelmässige Theilung der Skale. Bezeichnet daher

P das an der Rolle D angebrachte Ge-

wicht . . . . . = 1 Kilogr.

$\alpha$  der Winkel, welche die Richtung der

Zähne mit der Axe bildet . . . . . = 22° 30 " "

R den Halbmesser der Rolle C . . . . . = 0<sup>m</sup> 245 "

R' den Halbmesser des Zahnrades bis

zum Berührungsrand . . . . . = 0<sup>m</sup> 153 "

$P^1$  den auf die Feder  $F$  ausgeübten Druck . . . . . = x Kilogr. so ist :

$$P^1 = P \cdot \tan \alpha \cdot \frac{R}{R}, \text{ also:}$$

$$P^1 = \frac{1 \times 41421 \times 0,245}{0,153} = 0^k 656.$$

Da diese Zahl die Wirkung angibt, welche das am Umfange der Rolle  $D$  wirkende Gewicht von 1 Kil. auf die Feder ausübt, so hat man nur in der Mitte der Feder Gewichte von  $2 P^1$ ,  $3 P^1$  . . . anzuhängen und die entsprechenden Stellungen des Zeigers zu notiren, um die Theilung der Skale herzustellen.

Um die durch den Apparat angezeigte Arbeitsmenge in Kilogrammmetern per Sekunde zu berechnen, diene folgendes Beispiel:

Bei einem vorgenommenen Experimente weise der Zeiger auf 15 Kilogr. und die Anzahl der Umdrehungen per Minute  $u = 70$ . Dann ist

$$\frac{70 u \times 15 \text{ Kil.}}{60''} = 17^k 50 \text{ per Sekunde.}$$

Die nachstehende Tabelle, deren Gebrauch keine weitere Erklärung bedarf, enthält die Arbeitsmengen in Kilogrammmetern von 5 bis 75 Kilogr. bei Geschwindigkeiten von 10 bis 100 Umgängen per Minute.

Angabe des Zeigers in Kilogramm	Umdrehungen per Minute:									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	Kilogrammeter per Sekunde.									
5	0.83	1.67	2.50	3.33	4.17	5.00	5.83	6.67	7.50	8.33
10	1.67	3.33	5.00	6.67	8.33	10.00	11.67	13.33	15.00	16.67
15	2.50	5.00	7.50	10.00	12.50	15.00	17.50	20.00	22.50	25.00
20	3.33	6.67	10.00	13.33	16.67	20.00	23.33	26.67	30.00	33.33
25	4.17	8.33	12.50	16.67	20.83	25.00	29.16	33.33	37.50	41.67
30	5.00	10.00	15.00	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00	45.00	50.00
35	5.83	11.67	17.50	23.33	29.17	35.00	40.83	46.67	52.50	58.33
40	6.67	13.33	20.00	26.67	33.33	40.00	46.67	53.33	60.00	66.67
45	7.50	15.00	22.50	30.00	37.50	45.00	52.50	60.00	67.50	75.00
50	8.33	16.67	25.00	33.33	41.67	50.00	58.33	66.67	75.00	83.33
55	9.17	18.33	27.50	36.67	45.83	55.00	64.16	73.33	82.50	91.67
60	10.00	20.00	30.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	100.00
65	10.83	21.67	32.50	43.33	54.17	65.00	75.83	86.67	97.50	108.33
70	11.67	23.33	35.00	46.67	58.33	70.00	81.67	93.33	105.00	116.67
75	12.50	25.00	37.50	50.00	62.50	75.00	87.50	100.00	112.50	125.00

Die sehr einfache Einrichtung dieses Dynamometers, die Leichtigkeit des Ablesens und die Eigenschaft, dass derselbe auch für Messung von grösseren Kräften gebraucht

werden kann, ohne die Anwendung einer sehr starken Feder zu erheischen, — geben demselben wesentliche Vorzüge vor manchem derartigen Apparate.

(Gén. indust.)

### Jeffery's oscillirende Dampfmaschine.

Taf. 7. Fig. 5—8.

Diese Maschine zeichnet sich durch einen eigenthümlichen Dampfschieber aus, der bei nicht oscillirenden Maschinen — wenn auch nicht mit denselben Vortheilen — ebenfalls anzuwenden wäre.

Der Dampfschieber ist dreiarig, im Mittelpunkte balancirend, hohl und reicht von einem Cylinderende zum andern durch das Oscillationszentrum.

Fig. 5 der betreffenden Abbildungen auf Taf. 7 ist eine Seitenansicht der Maschine, wobei man sich den Deckel des Schieberkastens fortgenommen und das Ausströmungsrohr entfernt denkt; Fig. 6 ein horizontaler Durchschnitt des Cylinders, Schieberkastens und Dampfschiebers zum Einlassen und Ausströmen des Dampfes, in der Axenlinie der Oscillation genommen; Fig. 7 ein Querschnitt des Cylinders, Schieberkastens und der Aus- und Einströmungsventile, zugleich ein Durchschnitt der Ein- und Ausströmungsrohre zeigend, und Fig. 8 stellt die vordere Ansicht des Dampfschiebers vor.

$A$  ist der Cylinder mit zwei starken Zapfen  $a'$ ,  $a'$ , die auf den Trägern  $bb$ , deren Stützpunkt die Platte  $K$  ist, ruhen.  $BC$  ist der Schieberkasten, durch  $cc$  an eine Seite des Cylinders und nahe den Enden desselben befestigt. Dieser Schieberkasten bildet die Form zweier Segmente, die von einem in der Oscillationssachsenlinie des Cylinders belegenen Mittelpunkte aus construiert sind, wie aus Fig. 5 hervorgeht. In dem internen Theile  $B$  des Schieberkastens oder dem am Cylinder belegenen Theile sind zwei Oeffnungen  $dd'$ , deren jede zu einem Ende des Cylinders führt.

$D$  ist der Dampfschieber, durch welchen der Dampf ein- und ausgelassen wird; er reicht von einem Ende des Schieberkastens zum andern, und bewegt sich an den Enden auf zwei Erhöhungen  $ee'$ , in denen die Oeffnungen  $dd'$  sind. Er ist durchaus hohl mit drei Armen  $ff'$ , von denen zwei auf der einen, der dritte auf der andern Seite liegen. Diese Arme haben jeder eine mit dem inneren Raume des Schiebers communicirende Oeffnung, die in der Grösse mit den Oeffnungen  $dd'$  im Schieberkasten übereinstimmen.

Das stationäre Ausströmungsrohr  $E$  liegt am Schieber  $D$ , mit dem Zapfen  $a'$  dampfdicht verbunden, wie bei  $ss$ , Fig. 6 und 7 zu sehen ist. Auf dem festen, im Mittelpunkte des Dampfschiebers liegenden Bolzen  $t$  ruht der Dampfschieber. Durch den Hebel  $H$  kann die Bewegung der Maschine umgeändert werden.

$F$  ist eine feste Büchse, welche das Ausströmungsrohr umgibt, den Dampf vom Kessel aufnimmt und in den Schieberkasten  $BC$  führt; sie ist von dem Raum  $i$  umgeben, der mit dem Zuströmungsrohr in Verbindung steht, und zwischen diesem Raum und dem Innern der Büchse liegt

das Ventil **J** behufs Abschliessung, resp. Regulirung des Dampfes.

Als Vorzüge dieser Maschine werden bezeichnetet, dass sie in Folge ihrer einfachen und compendiösen Construction zu ihrer Herstellung verhältnissmässig wenig Arbeit und Material erfordert, dass der Dampfverbrauch klein ist, dass sie leicht zu handhaben ist, und dass endlich die Bewegungsrichtung derselben bei voller Dampfeinströmung sich leicht umdrehen lässt.

(Durch P. C.-B.)

### Rauschenbach's Maschine zur Fabrikation der Stecknadeln.

Taf. 7. Fig. 9 — 14.

Die Maschinen zur Fabrikation der Stecknadeln sind im Allgemeinen von ziemlich complizirter Construction und ihre Anschaffungskosten stehen kaum im Verhältnisse zu dem ausserordentlich niedern Preise des von ihnen gelieferten Produktes. Der Erfinder der vorliegenden Maschine, Konrad Rauschenbach in Schaffhausen, beabsichtigte, den Mechanismus derselben auf das Nothwendigste zu reduziren und somit den Apparat so einfach und wohlfeil als immer möglich zu construiren.

Fig. 9 Vorderansicht der Maschine mit Weglassung der Füsse des Gestelles; Fig. 10, Grundriss; Fig. 11, Seitenansicht; Fig. 12, Querschnitt nach Linie 1—2 und Figur 14, Querschnitt nach Linie 3—4 der Fig. 10.

Eine mit den Lagern *l*, *l'*, *l''* und *t*, *t'*, *t''* gegossene Platte *R* liegt auf den gusseisernen Füssen *S* und *S'* und bildet mit denselben das Gestelle der Maschine. Die übrigen Theile sollen bei der Erklärung ihrer Funktionen beschrieben werden.

Der Metalldraht, aus welchem die Stecknadeln hergestellt werden sollen, wird durch eine Coulisse *a* und mit Hülfe einer Zange eingeführt (Fig. 10 und 12), deren Backen *A* und *A'* auf der Coulisse angebracht und durch das kleine Stück *b* zusammengehältzen sind. Der Backen *A'* steht mit dem Hebel *d* in Verbindung, dessen anderes Ende mit einer Rolle gegen die Kamscheibe *c* der Axe *B* stösst und von derselben in schwingende Bewegung versetzt wird. Diese Bewegung wird gleichzeitig auch der Coulisse *a* mitgetheilt. Beim Vorwärtsgehen schliesst sich die Zange, fasst den Draht und schiebt ihn vorwärts; beim Rückwärtsgehen, was durch die Feder *g* bewirkt wird, öffnet sich die Zange und lässt den Draht in Ruhe, um ihn weiter hinten von Neuem anzufassen. Die Grösse dieser Bewegung, von welcher die der herzustellenden Stecknadel entsprechende Länge des Drahtes abhängt, wird durch die Stellschraube *F* bedingt, an welche die Coulisse *a* beim Rückgange anstösst. Sobald der Draht vorgeschoben ist, wird derselbe durch das Messer *o* (Fig. 12) abgeschnitten, welches seine Bewegung von dem Exzentrik *i* und dem Hebel *h* (Fig. 10 und 11) empfängt. Der Draht wird hierauf von zwei Backen *D* und *D'* gefasst, von denen der untere *D* fest, der obere *D'* beweglich ist (Fig. 12), und es drückt auf das kurze vorstehende Ende des Drahtes der Stempel *E* mit halbkugelförmiger Aushöhlung; eine ähn-

liche Vertiefung befindet sich in den beiden Backen *D* und *D'* an der dem Stempel zugekehrten Seite. Auf diese Weise wird das Drahtende zur Kugelform zusammengestaut und es entsteht dadurch der Kopf der Stecknadel. Nach dieser Operation machen der Stempel und die Klemmbacken eine rückgängige Bewegung, während die Nadel durch den Schieber *F* auf das Stück *G* geschoben und von zwei andern Backen *H* und *H'* gefasst wird. Während die Nadel von einer Zange zur andern rollt, gleitet das dem Kopfe entgegengesetzte Ende derselben über einen an seiner Oberfläche feilenartig gehauenen Cylinder *I* (Fig. 14), welcher sich schnell umdreht und dadurch den Draht scharf zuspitzt. Die Feilenwalze *I* kann übrigens so gestellt werden, dass sie mehr oder weniger tief, oder auch auf eine kürzere oder längere Strecke die Nadel angreift.

In der zweiten Zange *HH'* angekommen, unterliegt die Nadel nochmals der Einwirkung eines Stempels *E'*, wodurch die Rundung des Kopfes vollendet und derselbe polirt wird. Es sind immer zwei Nadeln in Arbeit, so dass die beiden Stempel *E* und *E'* gleichzeitig auf zwei verschiedene Drahtstücke wirken können. Während dieser Operation liegen die Nadeln in besondern Einschnitten auf der Oberfläche des Stückes *G* (Fig. 13), werden aber bei der ersten Bewegung des Schiebers *F* durch die beiden Stängelchen *L* und *L'* (Fig. 12 und 14) herausgehoben, um weiter zu rollen. Die letztern erhalten ihre Schiebung durch den von einer Warze *e'* der Welle *B* gedrückten Hebel *K*, welcher um einen Zapfen *k* sich dreht. Der Schieber *F*, durch eine Feder *r* gegen das Stück *G* gepresst (Fig. 9), wird von dem Kropfe *m* der Welle *B* aus durch die Stange *n*, die an der Axe *p* befestigten Hebel *o'* und *o''* und die Stange *q* in Thätigkeit gesetzt, während der auf ein Exzentrik sich stützende Hebel *s* das Oeffnen und Schliessen der Klemmbacken *D'* und *H'* bewirkt; auch mit diesem Hebel steht eine Schraubenfeder *u* in Verbindung.

Die beiden mit Federn *x* und *x'* zum Rückstossen versehenen Stempel *E* und *E'* werden von den Lagern *e* und *e'* gehalten und von den Daumen *n* und *n'* der Welle *M* in Bewegung gebracht, deren Uebertragung von der Axe *B* durch die Räder *v* und *v'* im Grundriss ersichtlich ist.

Endlich ist noch der Bewegung des Schleifcylinders *I* zu erwähnen, welche durch Riemen von der Rolle *y* aus vermittelt wird. Da jener Cylinder sich sehr schnell drehen muss, so war eine starke Uebersetzung erforderlich. Zu diesem Zwecke sind auf einer am untern Theile des Gestelles befindlichen Axe *N* (Fig. 10) zwei Zwischenrollen *y'* und *y''* angebracht; der Riemen geht von *y* auf *y'*, ein zweiter von *y''* nach der kleinen Rolle *z*, welche auf der Axe des Schleifcylinders *I* sitzt.

### Schlickeysen's Schraube zur Bewegung plastischer Körper.

Taf. 7. Fig. 15.

Unter dem Titel: «Die Maschinen - Ziegelei von C. Schlickeysen,» ist im Commissionsverlag von Gustav Bosselmann in Berlin ein interessantes Schriftchen er-

schienen, dem wir die Beschreibung der von Schlickeysen angewendeten Schraube entnehmen.

Der äussern Zusammenstellung nach besteht diese Maschine aus einem hohlen senkrecht stehenden Cylinder, unten durch einen horizontalen Boden verschlossen, oben trichterförmig erweitert, mit daranschliessendem, oben offenem cylindrischem Aufsatz; concentrisch zur Axe dreht sich eine Welle mit daran sitzenden horizontalen Messern, und über dem Boden ist eine Ausflussöffnung im Cylindermantel. So weit ist die Construktion alt und bekannt, ausserdem ist neu an derselben und in dem Durchschnitt in Fig. 15 ersichtlich:

1) Ein auf dem äusseren Ende des obersten horizontalen Messers angebrachter senkrechter Schaber, welcher bei der Drehung der Welle, an der inneren Wand des Cylinderaufztes hinstreichend, die darin befindliche Masse von den umgebenden Wandungen lostrennt. Er bewirkt dadurch, dass diese Masse bis auf die feste Thonscheibe falle, welche unter dem obersten Messer, von der Unterkante desselben gebildet, stehen bleibt. So lange Thon aufgeworfen wird, gelangt derselbe also auch durch die Drehung der Welle in den Bereich des obersten Messers, ohne Rücksicht auf seine Steifigkeit und die Weite des Gefässes.

Ohne den Schaber würde der Thon nur in weichem Zustande und in sehr weiten Gefässen, vermöge seiner Schwere und leichten Verschiebbarkeit in sich, von dem an den Wänden anhaftenden Thone abgleitend, nachsinken. wogegen in steifem Zustande oder in engen Gefässen die Schwere allein nicht hinreichen würde, ihn von der Umhüllung herunter zu ziehen, er sich vielmehr als festes Gewölbe über die Oberkante des obersten Messers daran festsetzen und dadurch ferneres Nachsinken verhindern würde. Ist das Gefäss nicht hinreichend hervorragend über das oberste Messer, so wird durch die Bewegung dieses die Masse über den Rand geworfen.

2) Die einzelnen horizontalen Messer an der Welle sind annähernd Ausschnitte einer Schnecke, die, je circa  $\frac{1}{3}$  Kreisfläche bedeckend, so unter einander gestellt sind, dass das untere Ende eines jeden das obere Ende des nächst darunter folgenden in der ganzen Länge von Welle bis Cylindermantel um etwa  $\frac{1}{4}$  seiner Breite bedeckt und an dieser Stelle eben so viel Zwischenraum zwischen beiden Messern unter einander bleibt. Dieses vollständige Uebereinandergreifen bewirkt, dass der unter dem Druck eines Messers befindliche Thonkegel, bevor er diesem entgeht, durch das nächstfolgende Messer in zwei Theile getheilt wird, deren oberer über letzteres gepresst wird, und dadurch hindert, dass der schon darüber stehende Thon sich durch Reibung mit demselben herumdreht, was die Wirkung der Schnecke aufheben würde; der untere Theil gelangt schon, bevor er dem obern Messer zu entweichen beginnt, unter den Druck des nächst darunter folgenden. Die pressende Wirkung dieser Schnecke auf den ihr einmal übergebenen Thon ist somit eine ununterbrochene, und deren Stärke, von der Neigung der Messer abhängend, unbeschränkt.

Dies beständige Zerschneiden und Zusammendrücken

der Masse mit stets veränderter Geschwindigkeit der Bewegung letzterer, und unter dem ununterbrochenen starken Druck der Messer, bewirkt durch gegenseitiges Zerreissen die dichteste und feinste Zertheilung und Ineinanderschiebung aller ungleichartigen Theile der dieser Schnecke übergebenen Masse.

In einer vollen archimedischen Schnecke würde der Thon in einzelne, durch deren Gänge getrennte und von denselben umgebene Streifen getheilt, die ohne Anhalt an die von der anderen Seite der umschliessenden Wandung her in Ruhe oder anderer Bewegung befindliche Masse der Bewegung der Schnecke nicht würden widerstreben können. Die ganze Masse würde so durch die Reibung an dem oberen oder unteren Gange mit herumgerissen werden, statt nur mit jener, sie an der Drehung hindernden Masse zusammen keilartig herunter gedrückt zu werden, diese Schnecke somit nicht als Presse wirken.

Bei Anwendung einzelner langer, gleich breiter Messer, wie man sie in den schon lange gebräuchlichen Thonschneidern hat, entsteht von oben an für jeden Thonkegel, sobald eben das untere Ende eines Messer darüber hingangen ist, eine vollständige Unterbrechung des Druckes, bis er unter ein neues Messer gelangt, und während dieser Unterbrechung wirkt er nur durch seine Schwere und das Anhaften an den zeitweise daneben unter Druck befindlichen Thon nach unten. Derselbe gestattet alsdann dem eben daneben oder darunter unter Pressung befindlichen Thon einen Ausweg in sich und nach oben, sobald dieser Thon unten stärkeren Widerstand als die Wand jenes lose liegenden Thons findet. Die zur Verschiebung jener oborn, ausser Druck befindlichen Masse in sich erforderliche Kraft gibt somit die Grenze des Drucks ab, den diese unter Druck befindliche, resp. die Messer, nach unten ausüben können.

Die etwaige Befestigung dieser einzelnen Messer in einer Schraubenlinie um die Welle und die Möglichkeit, durch die äussern Enden dieser Messer wieder eine solche Linie construiren zu können, kann weder die Unterbrechung der Wirkung zweier dergestalt hinter einander folgender Messer auf die darunter befindliche Masse hindern, noch auch nur die Hintereinanderfolge derer Wirkung darauf sichern. Eine derartig construirte Schraubenlinie gibt somit dem ganzen Messersystem durchaus nicht den Charakter und die Wirkung der Schraube; dieses ist vielmehr lediglich ein Conglomerat von Messern, das ohne innern Zusammenhang an der Welle sitzt, und deren jedes für sich innerhalb enger Grenzen der Steifigkeit des Thons und des zu überwindenden Widerstandes Druck nach unten ausübt, der schliesslich desto gleichmässiger und stärker wird, je mehr einzelne Messer hierzu beitragen und je mehr Gestalt und Stellung dieser einzelnen Messer zu einander sich denen der oben beschriebenen Schnecke nähern.

Bei der vollen Schnecke hebt also die durch dieselbe bewirkte Unterbrechung der Masse die Ununterbrochenheit des Angriffs darauf auf; beim alten Thonschneider gestattet die Unterbrochenheit des Angriffs keine ununterbrochene Wirkung, es blieb somit nur übrig, Ununterbrochenheit des Angriffs sowohl wie der Masse herzutellen,

um eine Schnecke für Bewegung plastischer Körper zu gewinnen.

3) Ueber dem Boden des Cylinders, dicht unter der Ausflussöffnung, ist ein zweiter Boden mit aufsteigendem Rande auf der Welle befestigt, der sich mit letzterer dreht. Dabei reisst er alle am hintern geschlossenen Theile des Cylindermantels herabgedrückte Masse mit herum nach der vordern Oeffnung, durch deren unteren Theil diese entweichen muss, weil die hinten stets von neuem herabkommende Masse deren weitere und beständige Herumdrehung nicht gestattet. Gleichzeitig entweicht der auf der vordern Cylinderhälfte herabkommende Thon direct durch den obren Theil derselben Oeffnung. Indem also dieser drehbare Boden die Hälfte des herabkommenden Thons von unten durch die Oeffnung presst, wirkt er, als ob dieser Thon von unten von einer der obren entgegengesetz pressenden Schnecke käme, und führt so einen in der ganzen Oeffnung gleichmässigen Druck herbei.

Ohne diesen drehbaren Boden würde der aus der Oeffnung entweichende Thon mit ganz ungleichmässigem Druck oben rasch, unten langsam aus der Oeffnung kommen und somit nicht zum Formen gleichmässiger Stränge geeignet sein.

Da nun bis jetzt keine Maschine bekannt ist, die in jeder Dimension, lose auffallenden Thon jeder Beschaffenheit, ununterbrochen selbstthätig nachzieht, mischt und mit unbeschränkter Druckkraft ununterbrochen in gleichmässigem Strahl auspresst, so ist in dieser Schnecke eine im Prinzip und der Wirkung ganz neue Presse gegeben, die in allen Fällen, wo es auf Mischen, Pressen und Formen plastischer Substanzen ankommt, verwendbar ist.

(Durch P. C.-BL)

#### Ueber Leistung der Brettsägemühlen.

Ueber Leistungen der Brettsägemühlen und über den Widerstand beim Sägen hat Herr Professor Schneider an der polytechnischen Schule in Dresden Versuche angestellt, die um so bemerkenswerther sind, als in jüngster Zeit, seitdem die Fortschritte der praktischen Mechanik auch in diesem Gebiete ihre Wirkungen äusserten, anderweit derartige vertrauenswerthe Untersuchungen nicht vorgenommen wurden.

Herr Schneider wurde hierzu die Brettschneidemühle des Herrn Hohlfeld zu Schandau an der Elbe zur Disposition gestellt, welche 1857 nach höchst rationellem Plane entworfen und ausgeführt sich in der ganzen Gegend einen ausgezeichneten Ruf erworben hat. Diese Mühle ist mit vier Sägegattern (ein jedes zur Aufnahme mehrerer Sägeblätter geeignet) und einer Kreissäge ausgerüstet um Bretter und Latten zu schneiden, zu deren Betriebe ein Kropfrad von 5,76 Meter Höhe und 1,82 Meter Breite mit Coulissen-einlauf dient, bei einem Totalgefälle des Wassers von 2,44 Meter bis 2,74 Meter und einer Wassermenge von 0,28 Kubikmeter bis 1,24 Kubikmeter pro Sekunde. Aus den angestellten Bremsversuchen bei gleichzeitig höchst sorgfältigen Wassermessungen zeigt das Wasserrad einen Nutzeffekt von 75 Prozent bei 6 Umgängen pro Minute. Das

Rad selbst ist nach Redtenbachers Regeln theils aus Holz (Welle, Arme, Kränze), theils aus Eisen (Armrosette, Spannstangen, Schaufeln) konstruiert, das Kropfgerinne, aus schönem Quadermauerwerk hergestellt, umschliesst die Peripherie des Rades sehr genau, so dass der Spielraum höchstens 2 Millimeter beträgt.

Welche mechanische Arbeit dies Wasserrad unter verschiedenen Umständen auf die Sägemaschine zum Brettschneiden überträgt, lassen nachstehende zwei Tabellen erkennen.

Aus diesen Tabellen ergeben sich folgende praktisch wichtige und interessante Bemerkungen und Thatsachen.

#### A. Die Grösse der Schnittfläche pro Stunde und pro Pferdekraft betreffend.

Die Werthe der Spalte 15 in Tabelle I. und Spalte 16 in Tabelle II. geben, namentlich die erstere, sehr bedeutende Differenzen; die grösste produzierte Schnittfläche geben die Versuche 1 und 10; den kleinsten Versuch 2.

Die Versuche 1 und 10 geben pro Pferdekraft und Stunde 7,39 und 7,35 □ Meter und es entsteht allerdings die Frage, wodurch bei diesen Versuchen die Resultate eine so hervorragende Grösse des Werthes erhielten. Nimmt man an, dass keine erheblichen Beobachtungsfehler sich eingeschlichen haben, so dürften folgende Umstände hierzu beigetragen haben:

- a. die Anzahl der Sägeblätter,
- b. der Zustand des Holzes,
- c. die Vorrückung pro Schnitt,
- d. die Hubhöhe des Gatters.

ad a. Was die Anzahl der Sägeblätter im Gatter betrifft, so findet man

Versuch	mit	4 Sägen	3,76	□ Meter pro Pferdekraft,		
"	4	"	6	"	5,69	"
"	8	"	11	"	6,64	"
"	9	"	11	"	6,00	"
"	10	"	11	"	7,35	"
"	1	"	12	"	7,39	"
"	7	"	15	"	5,7	"
"	6	"	18	"	4,49	"
					(Siehe die Bemerkung zu Versuch 6.)	
	3	"	18	"	4,123	"

Es ist zwar eine bekannte Thatsache, dass ein Gatter mit nur einer Säge ungünstiger arbeitet, als ein sogenanntes Bundgatter; aber der Einfluss der Sägenzahl in einem Bundgatter spricht sich in den obigen Zahlen zu deutlich aus. Hiernach scheint eine mittlere Anzahl Sägen, also 11 bis 12, am vortheilhaftesten zu wirken. Dies zeigen die Versuche 1 und 10, die unter übrigens ziemlich gleichen Umständen gemacht wurden.

ad b. Was nun den Zustand des Holzes betrifft, so scheint der Feuchtigkeitszustand und die sonstige Beschaffenheit des Holzes einen merklichen Einfluss zu besitzen. Gewöhnlich wird angenommen, dass nasse Hölzer sich leichter schneiden, wie trockene und feuchte. Bei den Versuchen waren die Fichten und Kiefern alle lufttrocken, also sehr wenig feucht, einige sehr trocken. Ein gewisser geringer Grad von Feuchtigkeit, wobei sich die Späne

### Tabelle I.

Belastung des Bremses.	Effekt in Pferdekraften à 75 Kilogr.-Motor				Schnitttiefe. pro Minute in Quadrat-Meter.				Schnitttiefe. pro Stunde und Quadrat-Meter.				Bemerkungen.	
	ohne Gatter in Rohrgittern		mit Gatter in Rohrgittern		ohne Gatter in beim Gattersetzen		mit Gattersetzen		ohne Gatter in Schmidlein		mit Gattersetzen			
1 mit 12 S.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	15
II mit 4 S.	II mit 18 S.	I mit 12 S. und 6 S.	I mit 12 S. und 4 S.	I mit 18 S. und 4 S.	II mit 4 S. und 18 S.	II mit 18 S. und 12 S.	II mit 12 S. und 18 S.	II mit 12 S. und 12 S.	II mit 12 S. und 4 S.	II mit 12 S. und 2 S.	II mit 12 S. und 1 S.	II mit 12 S. und 0,44 S.	II mit 12 S. und 0,231 S.	
Besetzung des Blöckes zur und Anzahl der Sägen	Mittlere Höhe des Blöckes in Meter	Hubhöhe des Gatters in Meter	Anzahl der Schritte pro Minute des Gatters pro Schnitt	Länge des Schrittes pro Minute pro Sekunde	Vortreibung pro Sekunde	Geschwindigkeit der Säge in Meter pro Minute	Umdröhungen der Säge pro Minute pro Bremse	Zeit der Reibung des Gatters pro Minute	Reibungswiderstand des Gatters in Meter	Reibungswiderstand des Gatters in Meter	Reibungswiderstand des Gatters in Meter	Reibungswiderstand des Gatters in Meter	Reibungswiderstand des Gatters in Meter	Reibungswiderstand des Gatters in Meter
1	0,231	0,46	214	0,4724	2,2	3,281	97	8,5	27,5	30,9	9,66	1,49	7,39	7,39
2	0,264	0,46	214	0,5659	4,0	3,281	97	16	26	29	5,83	1,52	0,3838	3,76
3	0,231	0,46	214	0,2162	1,0	3,281	97	2,5	28,5	32	12,74	1,51	0,8727	4,123
4	0,264	0,46	214	0,3614	1,6	3,281	97	8,2	18	22,5	6,03	1,34	0,5724	5,69
5	0,231	0,46	214	0,3575	1,6	3,281	67	2	30	32,5	13,15	1,08	1,1146	5,4
6	0,264	0,46	210	0,324	1,5	0,1985	0,55	10	40,5	37,5	1,7	1,38	1,63	6,01
	0,232	0,46	210	0,3643	1,7	0,3204	95	2						

### Tabelle II.

Nummer der Versuche	Beschleunigung des Steggetters und Amzahl der Steggetters im Meter	Hubhöhe des Gatters in Meter	Amzahl der Umdrehungen pro Minute der Gebermaschine pro Meter	Höhe der Umdrehungen pro Minute pro Schritte pro Minute der Steggetter in Meter	Geschwindigkeit der Steggetter in Meter pro Sekunde pro Sekunde in Meter	Mittlere Höhe des Blöckes in Meter	Verteilung pro Schritt in Millimeter	Länge des Schmittes pro Sekunde in Meter	Scheintrittszeit in Millimeter	Belastung des Bremses.	Effekt in Pferdekäften & 75 Kilogr.-Motor	Schnitthöhe.	Bemerkungen.				
													Pro Stunde und Quadratmeter	Pro Stunde in Quadratmeter	Pro Stunde und Quadratmeter	Luftrockner Fichtentann; scharfe Säge; Maschine im gewöhnlichen Zustande. * Diese Belastung des Bremses gilt für 97 Umdrehungen der gebremsten Welle.	
7 I mit 15 S.	0,46	99	218,57	3,33	0,23	1,973	0,2336	1,9	8	9	10	11	12	14	8,3	0,7867 0,3442	5,687 5,578
7 I mit 11 S.	0,46	89	196	3,00	0,23	1,53	0,242	1,9	17,5	32,6*	(2)	9,08	8,93	0,8877	5,965	* Diese Belastung des Bremses gilt für 97 Umdrehungen der gebremsten Welle.	
8 I mit 11 S.	0,46	91	200	3,06	0,23	1,2	0,2376	1,9	2,4	20,5*	10,5	6,42	2,16	0,71	6,637	Angetrocknete Fichte, sonst wie Versuch 7. * Diese Belastungen gelten für 97 Umdrehungen der gebremsten Welle.	
9 I mit 11 S.	0,46	98	214,15	3,3	0,23	1,34	0,2848	2,4	1,407	2,5	2,5	6,66	0,4653	6,00			
10 I mit 11 S.	0,46	93	204	3,13	0,23	1,407	0,219	2,5	10	20*	25,5	7,12	2,36	0,6507	5,569	Angetrocknete Kiefer; sonst wie Versuch 7. * Dieselbe Bemerkung wie oben.	
																Feuchte Kiefer; sonst wie Versuch 7. * Dieselbe Bemerkung wie oben.	

ballen, ist, wie der Versuch 2 zeigt, sehr unvortheilhaft. Ganz trockene Hölzer geben einen geringeren Widerstand beim Schneiden, als solche feuchte Blöcke. Ein grösserer Feuchtigkeitszustand bei der Kiefer (Versuch 10) und eine grössere Trockenheit bei der Fichte (Versuch 1) scheinen merklich auf den Betrag der Schnittfläche pro Pferdekraft und Stunde eingewirkt zu haben.

Der geringe Betrag der Schnittfläche in Versuch 2 mag immerhin in dem unvortheilhaften Feuchtigkeitszustande der Fichte und in der geringeren Schärfe der Zähne hinglückliche Begründung finden, wozu vielleicht auch die besondere Beschaffenheit des Holzes beigetragen haben mag.

ad c. Den Einfluss der Vorrückung gibt vorzüglich die Tabelle I zu erkennen; eine grössere Vorrückung hat sich vortheilhafter gezeigt (siehe Versuche 7, 8 u. 10). Die vortheilhafteste Vorrückung hat sich bei ungefähr 2 Millimeter ergeben. Eine Vorrückung von 4 Millimetern hat sich nach Versuch 2 sehr ungünstig gezeigt.

ad d. Einen bedeutenden Einfluss hat jedenfalls das Verhältniss der Hubhöhe des Gatters zu der mittleren Höhe des Blockes.

Die Hubhöhe des Gatters war 0,46 Meter; bei Versuch 2 war die mittlere Höhe des Blockes 0,43 Meter, also das Verhältniss jedenfalls etwas gross. Derselbe bedeutende Einfluss zeigt sich aus den Versuchen 5 und 6.

Eine zu grosse Höhe des Blockes zur Hubhöhe des Gatters ist demnach unvortheilhaft. Diess lässt sich auch sehr leicht erklären, weil die Späne nicht herausgeworfen werden können und sich ballen, daher bedeutenden Widerstand verursachen.

Man ersieht aus diesen Erörterungen, dass die bedeutende Grösse der Schnittfläche in den Versuchen 1 u. 10 durch verschiedene günstige Umstände herbeigeführt worden sind.

Betrachtet man den mittleren Werth der Schnittfläche aus allen 10 Versuchen, so erhält man pro Pferdekraft und Stunde 5,78 □ Meter. Dieses Resultat ist jedoch viel grösser, als die hierüber bekannten Angaben lauten. Neuere Angaben nach Redtenbacher, Weissbach, Karmarsch etc. geben für weiches Holz pro Pferdekraft und Stunde 3 bis 3,2 □ Meter an. Es stellen sich also die Leistungen dieser Sägemühle als ganz vorzüglich heraus. Ein solches Resultat war zu erwarten, da diese Versuchssägemühle von aussergewöhnlich guter Construktion ist und der Arbeitsprozess mit ganz besonderer Umsicht und Aufmerksamkeit geleitet wird. Nur eine einzige Angabe von Burg in seinem «Kompendium der Mechanik und Maschinenlehre» über die Leistungen der Fellner'schen Sägemühle gibt 5 bis 6 □ Meter Schnittfläche pro Pferdekraft und Stunde an, ein Resultat, das mit dem obigen übereinstimmt. Es versteht sich von selbst, dass diese Angaben der Schnittflächen pro Pferdekraft und Stunde nur für ununterbrochene Arbeit zu verstehen sind.

#### B. Die Vorrückung des Blockes pro Schnitt betreffend.

Wie schon bemerkt, hat sich ein grösseres Vorrücken des Blockes in Beziehung auf die Leistung der Sägemühle

vortheilhaft gezeigt. Es ist jedoch aus den Versuchen nicht zu erkennen, welcher Betrag der Vorrückung als der vortheilhafteste anzusehen ist. Der Erfolg der Vorrückung steht augenscheinlich im Zusammenhange mit der Anzahl der Schnitte oder mit der Geschwindigkeit der Säge. Grössere Vorrückung mit grösserer Geschwindigkeit hat sich vortheilhaft erwiesen. Gewöhnlich wird die Vorrückung zu 3 bis 4 Millimeter und von Redtenbacher zu 4,3—6,3 Millimeter angegeben. Die vortheilhafteste grösste Vorrückung war Versuch 1 = 2,2 Millimeter, Versuch 10 = 1,8 Millimeter, Versuch 5 = 1,6 Millimeter, Versuch 8 = 1,31 Millimeter und Versuch 7 = 1,2 Millimeter. Diese Vorrückungen sind weit kleiner, als die obigen Angaben fordern. Die Vorrückung = 4 Millimeter in Versuch 2 hat sich sehr unvortheilhaft gezeigt. Die vortheilhafteste Vorrückung hängt aber auch von der Beschaffenheit des Holzes, vom Feuchtigkeitszustande, von der Gestalt der Säge und ihrer Zähne und von der Schränkung ab. Zu bemerken ist, dass die Schränkung der Zähne sehr gering ist und dass die Sägen durchaus nicht überhängen oder einen Busen haben, sondern die Zahnen mit ihren Spitzen lotrecht hängen. Um den Einfluss, welchen alle die berührten Umstände auf das Vorrücken haben, zu ermitteln, war keine Zeit vorhanden.

#### C. Die Schnittbreite betreffend.

Die Schnittbreite ist sehr gering, sie variiert in den Grenzen von 1,9 bis 2,2 Millimeter. Gewöhnlich wird sie weit grösser angenommen. Nur die vorzügliche Gradführung und genaue lotrechte Aufhängung, sowie richtige Spannung und parallele Lage der Sägen gestattet für die gewöhnliche Praxis bei diesen Mühlen eine so geringe Schnittbreite. Uebrigens kann dieselbe noch bedeutend vermindert werden und ist vorzugsweise auf 1,5 Millimeter oder  $\frac{1}{16}$  Zoll sächsisch herabgebracht worden. Eine solche geringe Schnittbreite erfordert aber eine außerordentlich sichere und feste Einspannung und Führung des Blockes und kann für gewöhnlich nicht durchgeführt werden, weshalb nach dieser Richtung hin die Versuche nicht ausgedehnt wurden.

Die Versuche 7, 8, 9 und 10 haben übrigens gezeigt, dass die Schnittbreite, wenn sie in den obigen Grenzen gehalten wird, keinen merkbaren Einfluss auf den Effekt oder Grösse der Schnittfläche haben kann. Es ist sonach vortheilhaft, wenn man etwa die Materialersparung berücksichtigen will, eine geringe Schnittbreite zu nehmen. Indessen kommt dieser Umstand nicht sehr in Betracht, sondern es entscheiden ganz andere Umstände, die oft rein ökonomischer Natur sind, über die Wahl der Sägen und die Schnittbreite.

#### D. Die Anzahl der Schnitte und die Geschwindigkeit der Sägen.

Nach den gewöhnlichen Angaben machen solche Sägen bis zu 200 Schnitte in der Minute. Bei regelmässigem Gange machten die Sägen der Versuchsmühle 214 Schnitte pro Minute, wobei die Geschwindigkeit der Säge = 3,21 Meter ist. Es ist also auch die Schnitzzahl, aber insbesondere

die Geschwindigkeit der Sägen grösser, als die gewöhnlichen Vorschriften angeben. Es ist kein Zweifel, dass die grössere Anzahl Schnitte und die grössere Geschwindigkeit der Sägen bei geringerem Vorücken zu so aussergewöhnlich giinstigen Leistungen der Schneidemühle führen. Dabei muss bemerkt werden, dass diese Verhältnisse nicht bloss bei den Versuchen, sondern für den gewöhnlichen Betrieb bestehen und ein ausgezeichnetes Produkt liefern. Die Bretter sind äusserst glatt geschnitten und die Rauhigkeiten der Seitenflächen sind unbedeutend.

#### E. Die Hubhöhe betreffend.

Die Hubhöhe der Sägegatter ist 0,46 Meter und die mittlere Höhe der gesäumten Blöcke war 0,23 bis 0,28; also 0,50 bis 0,60 der Hubhöhe; dies stimmt mit den gewöhnlichen Vorschriften überein. Nur beim Besäumen der Blöcke war das Verhältniss der Schnithöhe zur Hubhöhe bei einer oder der anderen Säge grösser, als oben angegeben, und hiernach entstand offenbar die ungünstigere Leistung. Das obige Verhältniss 0,50 bis 0,60 der Hubhöhe hat sich auch hier als das vortheilhafteste bewährt.

#### F. Die Effekte in Pferdekräften zum Schneiden der Hölzer betreffend.

Diese Effekte sind in Tabelle I in Colonne 12 und Tabelle II in Colonne 13 notirt. Die Zusammenstellung dieser Werthe nach der Anzahl der Sägen im Gatter, resp. in zwei Gattern, gibt folgende Tabelle.

Effekt in Pferde- kräften . .	Anzahl der Sägen:						
	4.	6.	11.	12.	15.	18.	(16.) (24.)
	6,87	7,00	7,23	7,5	8,12	10,78	10,29 13,85 14,31 17,54

Die eingeklammerten (16) und (24) beziehen sich auf zwei Gatter, die zugleich arbeiteten (siehe Versuch 5 u. 6).

Im Allgemeinen ist nur zu erkennen, dass die Betriebskraft mit der Anzahl der gleichzeitig wirkenden Sägen zunimmt. Der Versuch 1 mit 12 Sägen nimmt ausnahmsweise einen sehr grossen Effekt in Anspruch und die Versuche 2, 9 u. 10 mit 11 Sägen umgekehrt einen geringeren Effekt. Ferner zeigt sich, dass zwei gleichzeitig zusammen arbeitende Gatter, wovon eines säumt und das andere die gesäumten Blöcke in Breiter schneidet, zusammen weniger Effekt in Anspruch nehmen, als die Summe der Effekte für jedes einzeln wirkende Gatter.

Die hier aufgeföhrten Effekte sind gemessen an der Haupttransmissionswelle; daselbst muss dieser Effekt vorhanden sein, um den Widerstand beim Sägen zu überwinden. Verlangt man aber die betreffenden Effekte, welche der Motor, also hier das Wasserrad abzugeben hat, um die obigen Effekte an gehöriger Stelle netto abzuliefern, so ist hierzu eine sehr weitläufige Rechnung nötig, zu welcher die Beobachtungen nicht alle Daten liefern.

Nach einer Näherungsrechnung ist versucht worden, die betreffenden Effekte, welche das Wasserrad unmittelbar abzugeben hat, aufzustellen. Hiernach ergibt sich folgende Zusammenstellung:

Effekt in Pferde- kräften . .	Anzahl der Sägen:						
	4.	6.	11.	12.	15.	18.	(16.) (24.)
	6,87	7,00	7,23	7,5	8,12	10,78	10,29 13,85 14,31 17,54

Es zeigt sich also, dass zum Betriebe eines Sägegatters mindestens 7 Pferdekräfte nötig sind und diese Betriebskraft bis zu 14 Pferdekräfte bei 18 Sägen steigt. Hiernach weichen die gewöhnlichen Vorschriften zur Bestimmung der Betriebskraft bedeutend ab. Gewöhnlich wird für ein Bundgatter von 4 bis 6 Sägen ein Effekt von 6 Pferdekräften vom Motor verlangt, wobei freilich angenommen wird, dass pro Pferdekraft und Stunde 3 bis 4 Meter Schnittfläche erzeugt wird. Unter dieser Bedingung ist die gewöhnliche Annahme als richtig zu bezeichnen. Es stellt sich aber hier heraus, dass die Verwendung stärkerer Betriebskräfte vortheilhafter ist, indem eine grössere Schnittfläche pro Pferdekraft und Stunde erzeugt werden kann.

Im «Taschenbuch des Ingenieurs», herausgegeben von dem Verein «die Hütte» (zweite verbesserte und vermehrte Auflage) findet sich S. 234 folgende Vorschrift zur Berechnung der Betriebskraft in Pferdekräften à 510 Fusspfund (preussisches Mass und Gewicht) für ein Bundgatter mit X Sägen. Anzahl der Pferdekräfte =  $4 + \frac{5}{8}X$ . Berechnet man nach dieser Formel für die oben angegebene Anzahl Sägen die Betriebskräfte, so erhält man folgende Werthe:

Effekt in Pferde- kräften . .	Anzahl der Sägen:						
	4.	6.	11.	12.	15.	18.	(16.) (24.)
	6,5	7,75	10,8	11,5	13,3	15,25	14 19

Diese Werthe stimmen mit denen der obigen Zusammenstellung so gut als es überhaupt bei einer solchen Rechnung nur möglich ist. Diese Formel verdient demnach, mit Rücksicht auf die gewonnenen Versuchsresultate, sehr viel Vertrauen und ist für solche Berechnungen zu empfehlen.

#### G. Die Effekte in Pferdekräften zur Bewegung des leergehenden Gatters betreffend.

Zur Ermittelung der Betriebskraft für ein leergehendes Gatter wurde schon bei den Hauptversuchen des I. u. II. Abschnittes ein solcher Versuch ausgeführt; es ist dies, wie gehörigen Orts schon bemerkt, der Versuch XI. Nach Versuch X gab die gebremste Hauptwelle einen Effekt von  $\frac{90,125 \times 18,5}{3 \times 75} = 7,41$  Pferdekräfte, bei Versuch XI blieb alles wie bei Versuch X, nur wurde der Riemen zum Betriebe des Sägegatters Nummer 1 um die Riemenscheiben und dieses Gatter mit 12 Sägen leer umgehend, mit betrieben. Die Belastung des Bremses gab einen Effekt von  $\frac{87,333 \times 15}{3 \times 75} = 5,822$  Pferdekräften, daher Betriebskraft für das leergehende Gatter Nummer I

$$7,41 - 5,822 = 1,588 \text{ Pferdekräfte.}$$

Die Versuche 1 bis 10 haben nun nach den Tabellen I und II für den Leergang eines Gatters die Werthe 1,49 bis 2,37 Pferdekräfte gegeben; gemessen an der gebremsten Welle.

Die Werthe der Tabelle I stimmen ganz gut mit dem Resultate des Versuches XI, dagegen sind sämmtliche Werthe in Tabelle II viel grösser, als Tabelle I.

Die Ursachen dieser bedeutenden Differenzen können verschieden sein. Sie werden hauptsächlich in einem veränderten Zustande der Maschinerie zu finden sein.

Der Versuch XI ward am 5. September 1858 angestellt und die ganze Maschinerie, im besten Zustande befindlich, kontinuirlich bei dem Versuche geschmiert.

Die Versuche 1 bis incl. 6 sind am 9. bis 11. September vorgenommen worden, wobei ebenfalls Alles im besten Zustande sich befand und gut geölt wurde.

Die Versuche 7 bis 16 sind erst am 29. September gemacht worden und es mag wohl nach so langer Zeit bei fortwährendem Betriebe der Zustand der Maschinerie sich etwas verändert haben.

Die passiven Widerstände, welche durch Reibung entstehen, vergrössern sich nach Massgabe des Zustandes der reibenden Flächen und der Riemenspannungen.

Der durchschnittliche Werth der Betriebskraft nach Tabelle I incl. des Versuchs XI ist 1,61 Pferdekräfte. Der höchste Werth in Tabelle II ist 2,37 Pferdekräfte. Nun ist  $\frac{1,61}{2,37} = 0,679$ .

Bei der Berechnung der passiven Widerstände durch Reibung in der Transmission ist der Reibungs-Koeffizient 0,06 angenommen worden. Erhebt man den Werth des Reibungs-Koeffizienten von 0,06 auf 0,08, so erhält man sofort den höchsten Betrag für die Betriebskraft, ohne dass in dieser Vermehrung der Reibung eine ungewöhnliche Erscheinung zu Grunde gelegt ist.

Haben sich die Riemenspannungen verändert und sind bei den Versuchen der Tabelle II grösser gewesen, als bei den andern Versuchen, so wird schon durch diesen grössern Druck der Widerstand vermehrt, ohne einen grösseren Reibungs-Koeffizienten annehmen zu müssen etc.

Ferner ist zu bemerken, dass auch die Unempfindlichkeit des Bremses zu Differenzen Veranlassung gegeben hat. Die Gleichmässigkeit der Resultate in Tabelle I u. II für die Betriebskraft beim Leergange eines Gatters lassen jedoch keine Zweifel, dass die gefundenen Differenzen in den oben angeführten Ursachen ihre vorzüglichste Begründung finden. Um sicher zu gehen, wird man daher für den Leergang eines Gatters mit 12 bis 18 Sägen bei gutem Zustande der Maschinerie 2 Pferdekräfte annehmen können. Der Einfluss aus dem Gewichte der Sägen hat sich nicht bemerkbar gemacht.

Jedoch zeigen die Versuche 5 u. 6 in Tabelle I, dass der Leergang von zwei gleichzeitig mit einander gehenden Gattern weniger Betriebskraft erfordert, als jedes Gatter für sich. Die ermittelten Zahlen 1,08 und 1,28 Pferdekräfte scheinen jedoch zu klein zu sein.

Fasst man die Ergebnisse der gewonnenen Resultate zusammen, so kann man sagen:

- 1) die Betriebskraft für Bundgatter variiert nach der

Polyt. Zeitschrift. Bd. V.

Sägenzahl und kann die angeführte Formel zur Berechnung angewendet werden, vorausgesetzt, dass die Konstruktion der Sägemühle der Versuchssägemühle gleich oder ähnlich ist;

- 2) zwei zusammenwirkende Gatter arbeiten in Beziehung auf die Betriebskraft vortheilhafter, als jedes für sich allein. Dies gilt wahrscheinlich noch mehr für mehrere zusammenwirkende Gatter;
- 3) die Anwendung stärkerer Betriebskräfte gibt eine vortheilhaftere Leistung in Beziehung auf die Grösse der Schnittfläche pro Stunde und Pferdekraft;
- 4) eine mittlere Anzahl von Sägeblättern arbeiten zu lassen, ist vortheilhafter, als mehrere oder weniger; hier waren es 10 bis 12 Sägen;
- 5) die Stärke des Vorrückens wird in der Regel zu bedeutend angenommen; es ist vortheilhaft mit 1,4 bis 2 Millimeter Vorrückung zu arbeiten, dabei aber mindestens 210 Schnitte in der Minute zu machen und der Säge eine Geschwindigkeit von 3,3 Meter pro Sekunde zu geben;
- 6) die Blockhöhe, oder besser gesagt, die Höhe des Schnittes jeder Säge soll der halben Hubhöhe des Gatters gleich sein;
- 7) trockene und nasse Hölzer schneiden sich leichter, feuchte weniger gut;
- 8) grossen Einfluss auf die Leistung der Sägemühle haben die passiven Widerstände und es ist daher ausserordentlich lohnend, durch gute Schmierung und aufmerksame Wartung dieselben zu vermindern.

(Mittheil. des Han. Gew.-Ver.)

#### R. D. Nesmith's Maschine zum Behauen der Mühlesteine.

Taf. 7. Fig. 16 u. 17.

Die zugehörigen Abbildungen zeigen in Fig. 16 den Längendurchschnitt und in Fig. 17 den Grundriss einer Vorrichtung zum Behauen von Mühlesteinen. Das Verfahren besteht darin, einem Meissel eine hammerartige Bewegung und zugleich eine Führung zu geben, so dass das Instrument nach Verlangen gerade oder gekrümmte Furchen in beliebiger Richtung einschneidet.

Der Meissel Y steckt in der Hülse X, welche auf dem Arme V sitzt. Der Arm V geht durch den Kopf U und wird in jeder beliebigen Stellung durch eine gezahnte Stange und ein Rad gehalten. Der Kopf U wird auf die Stange L gebracht, welche durch ihre rüttelnde Bewegung den Meissel auf und nieder führt. Die Stange L wird durch den Arm N bewegt, dessen Ende auf der schief abgeschnittenen Scheibe F ruht, die so gestaltet ist, dass sie nach und nach das Ende des Armes in die Höhe hebt und es dann plötzlich senkrecht fallen lässt. Die stellbare Spiralfeder Q drückt den Bolzen i auf den Arm N und gibt der Hammerbewegung eine beschleunigte Bewegung.

Um die Kraft des Stosses zu reguliren, ist die Scheibe F lose über die Welle E gestreift und nur durch Nuth und Feder mit derselben verbunden, so dass sie sich vertical bewegen und durch ein Vor- und Rückwärtsrücken

der geneigten Ebene **T** vermittelst der Schraube **R** höher oder niedriger gestellt werden kann. Die einzelnen Theile der beschriebenen Vorrichtung liegen auf einer Basis **D**, die mit der Platte **C** durch die Welle **E** und die Schwanzschraube **e** verbunden ist, welche letztere in der gekrümmten Oeffnung **d** derartig sich bewegt, dass die Basis **D** um die Welle **E** wie um einen Mittelpunkt sich drehen lässt. Die Platte **C** ist auf der Spindel **B** befestigt. Die Stange **L** wird von einem Rahmen **IKK** getragen, der horizontal in einer Fuge der Basis **D** gleitet; diese Bewegung zusammen mit der der Stange **V** und ihrer Einwirkung auf **L**, sowie den Bewegungen der Basis lassen den Meissel **t** nach allen Stellen des Steins hinführen. Um eine Furche zu schneiden, wird der Kopf **U** auf der Stange **L** weiter geschoben; ist dieselbe vollendet, so wird die Stange **V** durch den Kopf **U** so weit herausgedrückt, als die zwischen den beiden Furchen bestimmte Distanz beträgt. Für gekrümmte Linien wird der Kopf **U** mit einem Drehring versehen, durch welchen die Stange **V** in der gewöhnlichen Richtung gedreht werden kann.

(Durch P. C.-Bl.)

#### Beschreibung einiger Werkzeuge.

Von K. Karmarsch.

##### Tafel 8.

1) Werkzeug zum Zusammenschrauben der Maschinen-Riemen. (Fig. 1—4, wirkliche Grösse).

Die Zusammenfügung der Treibriemen bei Maschinen wird bekanntlich am besten durch eiserne Schrauben bewerkstelligt, welche aus zwei Theilen bestehen, wie Fig. 4 zeigt. Die kleine Schraubenspindel **h** hat einen dünnen aber breiten scheibenförmigen Kopf **f**, dem man entweder wie hier einen Spalt zum Einsetzen des Schraubenziehers oder ein paar Löcher zum Gebrauch eines Gabelschlüssels gibt. Die Mutter **i** (durchschnittsweise gezeichnet) ist so lang wie **h** und besitzt gleichfalls einen scheibenförmigen Kopf **g**, jedoch ohne Spalt.

Um die Schrauben anzubringen, werden die auf einander liegenden Riemen-Enden gelocht; dann steckt man die Mutter **i** hindurch und dreht von der entgegengesetzten Seite die Schraube **h** hinein. Die bei diesen Geschäftchen erforderlichen Geräthe in bequemster Einrichtung darzubieten und nebst einem kleinen Vorrathe von Schrauben in dem geringsten Raume zu verreinigen, ist das Verdienst des in Fig. 1, 2, 3 abgebildeten Apparates, der in einem Ledertaschen von nur  $3\frac{1}{2}$  Zoll Länge,  $2\frac{3}{4}$  Zoll Breite, kaum  $\frac{3}{4}$  Zoll Dicke verwahrt wird.

Fig. 1 stellt die Seitenansicht oder den Aufriss des Ganzen dar, Fig. 2 die obere Ansicht einiger Theile, Fig. 3 die Ansicht von unten.

Der hufeisenförmige Bügel **ABC** ist von Messing oder einer gelben Bronze gegossen, in seinem mittleren halbkreisähnlichen Theile **B** mit 6 Löchern wie **e** durchbohrt, in welche eben so viele Riemenschrauben **fg** (vgl. Fig. 4) eingesetzt werden, die man solchergestalt ohne besonderen

Raumbedarf mit sich führen kann. Von den cylindrisch verstärkten Enden **A** und **C** des Bügels ist das obere, **A**, mit dem Muttergewinde für die stählerne Schraubenspindel **D** versehen, deren Verlängerung das Locheisen **J** bildet, während andererseits der messingene (bronze) Griff **EG** aufgesteckt ist. Die Bohrung des Locheisens setzt sich durch die Schraube **D** und deren Hals **b** fort und erscheint in Fig. 2 bei **d**. Auf dem hiernach rohrförmigen Halse **b** sitzt der Griff **EG** mittelst seines verdickten Mitteltheiles **F**, wo die Befestigung mittelst eines streng eingetriebenen und nachher überfeilten Stahlkeiles **c** stattfindet. Der eine Arm **G** des Griffes enthält einen stählernen Schraubenzieher **H**. Das Gewinde an der Spindel **D** ist ein doppeltes mit flachen Gängen von solcher Feinheit, dass auf der ganzen 1 Zoll betragenden Länge der Schraube 13 Gänge vorhanden sind, mithin  $6\frac{1}{2}$  Umdrehungen erfordert würden, um die Spindel 1 Zoll weit fortzuschrauben.

Auf dem untern Ende **C** des Bügels **ABC** ist inwendig, d. h. auf dessen oberer Fläche, eine kleine und seichte kreisförmige Rille angebracht, in welche die Schneide des Locheisens **J** eintritt, wenn dieses gänzlich herabbewegt wird. Gegenüber, auf der Aussenfläche von **C**, hat man die gehärtete stählerne Pfanne **K** mittelst ihres Schraubzapfens **L** eingeschraubt. Die Beschaffenheit des Theiles **K** geht aus einer Vergleichung der Figuren 1 und 3 hervor: er enthält im Mittelpunkte ein tiefes Grübchen **a**, übrigens aber eine schalenartige (flach kugelsegmentförmige) Vertiefung, in welcher nach dem Laufe von Halbmessern 14 Meisselhiebe gemacht sind, deren jeder einen scharfen Grat neben sich aufgeworfen hat.

Es ist nun von selbst verständlich, wie man durch Einlegen des Riemens auf **C** und Herumdrehen des Griffes **EG** das Lochen bewerkstelligt. Ist dies geschehen, so dreht man die Schraube **D** gänzlich heraus, stützt den Kopf **g** einer in das Loch des Riemens geschobenen Schraubenmutter **i** in die Pfanne **K** und dreht nun von entgegengesetzter Seite die Schraube **h** ein, wobei man den Schraubenzieher **H** benutzt. Das hierbei nothwendige Festhalten des Mutterkopfes erfolgt durch die Meisselhiebe in der Pfanne **K** sehr gut und sicher.

2) Drahtzange zum Biegen und Abschneiden (Fig. 5—8, wirkliche Grösse).

Diese Zange ist zunächst bestimmt zum Anlegen der Drähte, womit die Körke an Schaumwein- und Mineralwasserflaschen befestigt werden; man kann sie aber überall gebrauchen, wo das Biegen und Zusammendrehen dünner Drähte sehr häufig mit dem Abschneiden (Abkneipen) derselben wechselt. Für solche Zwecke Biegzange und Kneipzange in einem Werkzeuge zu vereinigen, ist man schon längst gewohnt; das Eigenthümliche und Empfehlenswerthe der gegenwärtigen Zange besteht nur darin, dass die Schneiden vermöge ihrer Stellung (da sie nämlich keine Hervorragung bilden) beim Biegen und besonders beim Zusammendrehen des Drahtes nie hinderlich werden können, und dass sie im Falle einer Beschädigung augenblicklich durch neue, welche man in Vorrath hält, zu ersetzen sind.

Fig. 5 und 6 sind zwei Ansichten der Zange, Fig. 7

ist ein Querdurchschnitt nach 1, 2 der Fig. 5. Die zwei Theile **A**, **B** bilden in **C** ein gewöhnliches Flachzangenmaul, sind aber — im Vergleich mit den üblichen Biegzangen — durch Hinabrückung des Nietes **D** erheblich verlängert. Die Schneidmesser **i**, **i** — wovon Fig. 8 eines abgesondert darstellt — sind vermöge ihrer Keilgestalt und ihrer schwabenschwanzartig abgeschrägten Seitenräder sehr haltbar in Vertiefungen der Zangentheile eingeschoben, können aber nichts desto weniger sehr leicht losgemacht und herausgenommen werden. Um für den zwischen die Schneiden eingebrachten Draht im Innern der Zange Raum zu geben, dient die in Fig. 5 zwischen den Buchstaben **i**, **i** punktiert angedeutete Erweiterung des ohnehin zwischen **A** und **B** vorhandenen Spaltes; der Buchstabe **t** in Fig. 7 bezeichnet dieselbe Erweiterung.

### 3) Stellbarer Zentrumbohrer für Tischler. (Fig. 9—16, wirkliche Grösse.)

Man hat verschiedentlich den Gedanken zur Ausführung gebracht, die zum Bohren in Holz bestimmten Zentrumbohrer so einzurichten, dass mit wenigen Exemplaren Löcher von allen beliebigen Grössen zwischen weit aus einander liegenden Grenzen gemacht werden können. Von neueren Constructionen der Art habe ich eine früher in diesen Mittheilungen (ältere Reihe, Lieferung  $6\frac{1}{2}$ , 1852, S. 55—57) und eine andere in Bd. I der Supplemente zu Precht's technologischer Encyklopädie, S. 605, beschrieben. Diese beiden scheinen mir nicht so ganz vortheilhaft zu sein, als die hier nachstehend erklärte.

Fig. 9 zeigt die vollständige Ansicht des grössten Exemplars aus einem Satze von drei derartigen Bohrern; betrachtet man die hier sichtbare Seite als die hintere, so wird Fig. 10 eine Ansicht der rechten und Fig. 11 eine Ansicht der vordern Seite; dazu gehört die untere Endansicht Fig. 12. Alle diese Zeichnungen stellen den Bohrer so dar, wie er zusammengeschoben ist, um das kleinste ihm mögliche Loch zu bohren. Dagegen zeigen Fig. 13 (vordere Ansicht) und Fig. 14 (untere Endansicht) denselben so weit als thunlich ausgezogen oder verbreitert, d. h. für das grösste durch ihn zu fertigende Loch hergerichtet. Alle zwischen diesen Extremen liegenden Stellungen können nach Belieben gegeben werden, wie der geforderte Lochdurchmesser sie vorschreibt. Der Halbmesser des entstehenden Loches ist jedes Mal gleich dem Abstande von der Zentrums spitze **i** zum Vorschneidzahn **e**; hiernach würde mit Fig. 26 ein Loch von 1 Zoll, mit Fig. 13 ein solches von  $2\frac{1}{4}$  Zoll Breite zu bohren sein.

Der Bohrer besteht aus einem Hauptkörper **ABC**, einer hieran verschiebbaren Platte **D**, und zwei zur Verbindung dieser Theile dienenden Schrauben **h**, **h**. Mit dem Ende **A** des Stieles **B** wird er in die Bohrwinde eingesetzt; andererseits endigt **B** in den plattenförmigen Theil **C**, woran die dreikantige Mittelpunktspitze **i** und außerdem die dreieckige Schaufel **k** sitzt. Letztere hat einen scharfschneidigen Rand **m** und unterscheidet sich von dem gleichen Theile der allgemein gebräuchlichen Zentrum-

bohrer einzig dadurch, dass sie einen kleinen Vorschneidzahn **l** trägt.

Die Platte **D** oder **bacd** (Fig. 15 Ansicht der innern, mit **C** in Berührung liegenden Fläche; Fig. 16 Ansicht des oberen Randes **ab**) schiebt sich auf den schon erwähnten Schrauben **h**, **h** mittelst ihrer schrägen Schlitze **g**, **g**, hat an der einen Langseite **bd** einen rechtwinkelig aufstehenden Rand (s. Fig. 16) und unten, als direkte Verlängerung dieses Randes, einen Vorschneidzahn **e**. Von ihrem unteren Rande **cd** steht eine grosse, unterwärts etwas concave Schaufel **n** ab, deren scharfschneidiger Rand **cf** aus einem Kreisbogen **df** und einem geradlinigen Theile **cf** (s. Fig. 12 und 13) zusammengesetzt ist.

Die Wirkungsweise des Bohrers ergibt sich aus dem Bisherigen fast von selbst. Ist derselbe ganz zusammengeschoben (Fig. 9—12), so schneidet der Zahn **e** die Kreislinie um den durch **i** bezeichneten Mittelpunkt ein und die Schaufel **k** hebt das Holz heraus: der ganze Vorgang ist wie beim gewöhnlichen Zentrumbohrer, indem der Zahn **l** und die Schaufel **n** vermöge ihrer höhern Lage nicht zur Wirkung gelangen. Ist dagegen der Bohrer mehr oder weniger auseinander gezogen (wie beispielsweise Fig. 13 u. 14), so schneiden die Zähne **l** und **e** zwei konzentrische Kreislinien in's Holz und auch die beiden Schaufeln **k** und **n** vereinigen ihre Wirkung zum Herausheben der Späne.

### 4) Schraubknecht zum Gebrauch beim Legen der Fussböden (Fig. 17—19, ein Sechstel der wirklichen Grösse).

Zum Aneinandertreiben der Dielen beim Legen der Fussböden bedienen die deutschen Tischler sich gewöhnlich der Keile, welche mit Hammerschlägen angetrieben werden. Die Erschütterungen und das Getöse, welche bei diesem Verfahren entstehen, sind durch den in England erfundenen und unter der Benennung floor-dog gebräuchlichen Schraubknecht zu vermeiden, dessen Beschreibung hier folgt:

Fig. 17 ist die obere Ansicht, Fig. 18 eine Seitenansicht des Werkzeuges, dessen Hauptbestandtheil in einem geschmiedeten Eisenstücke **ABC** besteht. Hieran sitzen unterwärts zwei Zapfen **a**, **b**; der mittlere Theil **D** ist zu einem Ringe mit länglicher Oeffnung **dd** (Fig. 18) geformt, durch welchen von oben und unten zwei kurze Schrauben **e**, **e** fest eingeschraubt sind. Die innern Enden dieser Schrauben bilden Zapfen, welche in Löcher der eisernen Schraubenmutter **c** eingreifen, so dass letztere innerhalb der Oeffnung **dd** wie um eine vertikale Achse spielen kann. Die Schraubenspindel **E**, wozu jene Mutter gehört, hat man in Fig. 18 weggelassen; sie wird mittelst des Schlüssels **F** umgedreht, hat ein flaches Gewinde mit  $\frac{1}{8}$  Zoll Gangbreite ( $\frac{1}{4}$  Zoll Steigung) und hängt mit einer Eisen-schiene **G** (s. Flächenansicht in Fig. 19) durch ein Gelenk zusammen. Es enthält nämlich der mittlere stärkere Theil **f** dieser Schiene ein Loch, welches den Kugelzapfen **g** am Ende der Schraube aufnimmt, jedoch rund um den Hals desselben wieder enger zusammengetrieben ist, so dass unbeschadet des freien Spieles die beiden Theile **E** und **G**

untrennbar zusammenhängen. Vorn an **G** befestigt man noch ein Holzstück **H** mittelst zweier Holzschrauben, wozu die Löcher **h**, **h** (Fig. 19) dienen.

Beim Gebrauch wird der Schraubknecht so auf eines der Fussbodenlager **LL** (Fig. 17) gelegt, dass letzteres zwischen den Zapfen **a** und **b** gefasst ist; dann presst man durch Umdrehen der Schraube **E** das Holzstück **H** kräftig gegen die Fugenfläche der zuletzt aufgebrachten Diele **MM**, demnach diese selbst gegen die vorletzte Diele. Ob hierbei der Stiel **DC** des Werkzeuges mehr oder weniger schief gegen den Dielenrand liegt, ist gleichgültig, weil vermöge des Spieles, welches einerseits der Schraubenmutter **c** innerhalb des Ringes **D** und andererseits dem Eisen **G** auf dem Ende der Schraube **E** freisteht, die Theile stets von selbst sich so anordnen, dass **H** sich genau anschliessend gegen die Diele **MM** legt und die Schraube sich in den rechten Winkel dazu stellt. Dass man den Schraubknecht erst wieder abnimmt, nachdem die Diele auf dem Lager gehörig angenagelt worden ist, versteht sich von selbst.

(Mith. d. Gew.-Ver. in Hannover.)

#### Delize's Apparat zum Feuchten und Trocknen der Eintragskötzer für Wolle.

Taf. 7. Fig. 18.

Der Eintrag von Wolle, Baumwolle und Leinen wird oft in feuchtem Zustande verwebt, weil er dann weicher ist und sich leichter zu einem dichten Gewebe zusammendrängt lässt. Oft wird bei Wolle das Einschussgarn gefeuert, wodurch es aufquillt, und dann wieder getrocknet. Der vorliegende Apparat ist zu diesem Zwecke eingerichtet und soll das sonst meistens von Hand vorgenommene Feuchten der Kötzer, das nicht immer in der wünschbaren Regelmässigkeit ausfällt, auf mechanischem Wege weit besser und schneller bewirken.

Der gusseiserne Kasten **A** ist in zwei Theile **A<sup>1</sup>** und **A<sup>2</sup>** getheilt; im untern **A<sup>1</sup>** befindet sich die zum Feuchten bestimmte Flüssigkeit, im obern **A<sup>2</sup>** dagegen mehrere Blechgefässe **C** mit fein durchlöcherten Wänden, in welchen eine ziemlich beträchtliche Anzahl Kötzer **c** aufgesteckt werden können. Der Deckel hat einen Lufthahn **n** und ein Sicherheitsventil **o**. Die Flüssigkeit wird nun durch die mit Saug- und Druckventil versehene Pumpe **B**, deren Kolben **D** von Hand oder mechanisch in Bewegung gesetzt werden kann, vom untern in den obern Theil getrieben, dringt ruhig in die Kötzer ein und feuchtet dieselben gleichmässig an. Nach vollendetem Operation lässt man die Flüssigkeit aus dem obern Theil durch das Rohr **mm** abfliessen. Sollen die Kötzer getrocknet werden, so kann in den obren Raum **A<sup>2</sup>** überhitzter Dampf eingelassen werden. Das Feuchten und Trocknen geschieht somit auf sehr einfache Weise und ohne dass die Kötzer aus ihrer Stellung gebracht werden müssen, was unstreitig einen grossen Vortheil gewährt.

(Ges. indust.)

#### Rowan's Verbesserungen an Flachsspinnmaschinen.

Taf. 7. Fig. 19 u. 20.

Die Herren Rowan zu Belfast haben eine sehr einfache aber höchst nützliche Verbesserung an den Flachsspinnmaschinen angebracht, welche in Fig. 19 im Querschnitt und in Fig. 20 im Grundrisse dargestellt ist.

**A** und **B** sind die Hechelstangen mit den an sie befestigten Hecheln **aa**, welche durch die rechts und links gewundenen Schrauben **CC** und **DD** in fortschreitende Bewegung gesetzt werden. Die oberen Hechelstangen werden, sobald sie an den Enden der Schrauben **CC** ankommen, durch die Daumen **EE** in die Lage **B** hinabgedrückt, und da die Schrauben **DD** in einer den obren Schrauben **CC** entgegengesetzten Richtung rotieren, so führen sie die Hechelstäbe zurück, bis diese, an den Enden der Schrauben anlangend, durch die Daumen **FF** wieder mit den obren Schrauben in Eingriff gebracht werden und nun ihre erste Bewegung wieder beginnen. So weit ist die Anordnung von der gebräuchlichen nicht verschieden. Die Verbesserung besteht in der eigenthümlichen Gestalt der oberen Schrauben **CC**. Diese hatten nach der seitherigen Construction von einem Ende bis zum andern eine gleichmässige Weite der Schraubengänge und führten daher die Hechelstangen mit gleichmässiger Geschwindigkeit vorwärts. Der vorliegenden Erfindung gemäss haben jedoch die Schrauben **CC** eine allmälig zunehmende Weite der Schraubengänge, wodurch den Hechelstangen nothwendig eine beschleunigte Bewegung ertheilt wird.

Der Hauptzweck der Erfindung ist ein gleichmässiger Zug auf die Flachsfasern zwischen den Speisewalzen und den Abgewalzen bei denjenigen Vorbereitungsmaschinen, in welchen derartige Hechelvorrichtungen mit Schraubenbewegung vorkommen. Bei den gegenwärtig gebräuchlichen Maschinen hat die streckende oder verlängernde Wirkung auf die Flachsfasern, welche durch die grössere relative Geschwindigkeit der Abgabe- und Speisewalzen hervorgebracht wird, eine starke Neigung, sich an den Stellen, wo das Vliess am schwächsten ist, noch mehr geltend zu machen, und es ist nur die zurückhaltende Kraft der Hecheln, welche verhütet, dass die Verlängerung an diesen schwächsten Stellen vollständig stattfinde. Aus diesem Grunde ist das System der Duplirung so wichtig, indem es die schwachen Stellen dadurch zu beseitigen strebt, dass es dieselben mit andern Theilen bedeckt, welche wahrscheinlich stärker sind. Indessen gewährt diese Ausgleichungsmethode keine absolute Sicherheit, indem einmal auch zwei oder mehrere schwache Stellen zusammen kommen können; und wenn dieses der Fall ist, so wird eine stärkere Streckung an dieser Stelle bei der nächsfolgenden Procedur die Dicke der Faserschicht noch mehr vermindern. Da, wie oben bemerkt, bei der fraglichen Verbesserung die Hechelstangen mit beschleunigter Geschwindigkeit fortschreiten, so ist der durch die Hecheln auf das Flachband ausgeübte Zug von den Streckwalzen unabhängig, jedoch geringer als der durch die letzteren hervorgebrachte. Man wird einsehen, dass die durch die Hecheln auf solche Weise erzeugte Streckung dem Ein-

flusse irgend einer Ungleichheit im Vliess gar nicht ausgesetzt ist, und dass das letztere, indem es mit den Hecheln irgend eine Strecke entlang fortschreitet, sich gerade nur um so viel verlängert, als die Schraubengänge innerhalb dieser Strecke sich erweitert haben. In dem Maasse als das Vliess den Einziehwalzen sich nähert, erfährt es durch die letzteren die übliche Streckung. Da jedoch mindestens die Hälfte der erforderlichen Streckung bereits vorher durch die Hecheln stattgefunden hat, so erscheinen dadurch die Mängel in der Wirkung der Walzen in gleichem Verhältnisse verringert.

Die Anwendung obiger Art Schrauben gewährt nach Rowan's Angabe außerdem noch folgende Vortheile:

1) Vermöge der veränderlichen Anordnung der Hecheln wird die Reinigung des Flachs von fremdartigen Stoffen auf eine wirksamere Weise erzielt. Eine Reihe vergleichender Versuche hat herausgestellt, dass die Quantität der entfernten fremdartigen Substanzen aus dem nämlichen Flachs bei Anwendung der gewöhnlichen Schrauben nur halb so gross ist, als bei dem verbesserten System.

2) Die Fasern des Vlieses werden bei Anwendung des neuen Systems der Schrauben mehr parallel gelegt, und enthalten weniger doppelte Enden. Bei dem gewöhnlichen sowie bei dem verbesserten System erfassen die Einziehwalzen, da sie schneller als die Hechelstangen sich bewegen, derartige in dem hintersten Ende der Fasern sich befindenden Doppelenden oder Schleifen, aber das erstere System übt auf die an den vordern Enden befindlichen keine Wirkung aus. Bei dem neuen Apparate dagegen greifen die schneller fortschreitenden vordern Hecheln, während die Fasern durch die hintern langsamer sich bewegenden aufgehalten werden, in die Schleifen an den vordern Enden der Fasern und lösen sie allmälig auf.

3) Es hat sich herausgestellt, dass die durch diesen Schraubenapparat mit ungleichen Windungen geheschelten Flachsbüschel im Vergleich mit dem gewöhnlichen System eine weit grössere Weichheit, Gleichmässigkeit und eine um 19 Prozent grössere Festigkeit zeigen, dass also aus einem und demselben Material ein weit besseres Garn gesponnen werden kann. Auch hat es sich gezeigt, dass die Abnutzung der hölzernen Streckwalzen bei Anwendung der veränderlichen Schrauben bedeutend verringert wird, theils weil für die Presswalzen keine so starken Gewichte nötig sind, theils in Folge der Abwesenheit von dublirten Enden und verschlungenen Fasern.

(Durch Dingler.)

#### Ueber die Whitworth - Kanone.

Taf. 7. Fig. 21 u. 22.

Es ist hier eines der Geschütze dargestellt, mit welchem neuerdings am Strande bei Southport Versuche angestellt worden sind. Aus diesen Abbildungen ist ersichtlich, dass das Schwanzstück von Aussen auf das Ende der Kanone geschraubt wird, und zwar ist dasselbe in einem Hals gelagert, welcher durch ein Scharnier mit dem Geschützrohr verbunden ist. In diesem Hals lässt sich das Schwanz-

stück frei drehen, eine Einrichtung, welche das Verdienst grosser Einfachheit hat, während zugleich die Schraube und andere wichtige Theile vollkommen zugänglich sind. Dass mit dieser Anordnung grosse Festigkeit verbunden ist, haben die angestellten Versuche bewiesen. Der Querschnitt der Bohrung der Kanone bildet ein regelmässiges Sechseck und der Drall des gezogenen Geschützes ist sehr bedeutend. Das Geschoss ist dem Kaliber genau angepasst, mit verhältnissmässig sehr geringem Spielraum, und die Pulverladung befindet sich in einer Zinnbüchse, welche gleichfalls mit grosser Genauigkeit der Seelenwand sich anschliesst. Durch die Anbringung eines mit Fett getränkten Ppropfs wird das Geschützrohr bei jedem Schuss vollkommen gereinigt, und dadurch das Auswischen unnötig gemacht.

Auf dem Strande bei Southport, an welchem die Versuche mit der Whitworth-Kanone angestellt wurden, befindet sich eine freie Strecke von 10,000 Yards \*) oder ungefähr 6 englischen Meilen, wovon ungefähr 7000 Yards gemessen, und von 100 zu 100 Yards durch kleine Pfähle markirt wurden. Die nachstehenden Versuche beziehen sich auf dreierlei Geschützkaliber des Whitworth'schen Systems, nämlich einen 3-Pfunder, 6 Fuss 3 Zoll lang, 1 3/4 Centner wiegend; einen 12-Pfunder, 7 Fuss 9 Zoll lang, 8 Centner schwer, und einen 80-Pfunder, 9 Fuss 10 Zoll lang und 4 Tonnen wiegend. Die Züge machen bei dem 3-Pfunder auf 60 Zoll Länge 1 Windung und bei dem 80-Pfunder auf 100 Zoll Länge 1 Windung, wonach also bei jedem Geschütz auf die ganze Seelenlänge mehr als eine vollständige Windung der Züge kommt.

Die am 16. Februar d. J. angestellten Versuche liefern folgende Resultate:

Dreipfünder-Kanone. Pulverladung 8 Unzen.

Nummer des Schusses.	Elevation.	Tragweite.	Abweichung von der Schusslinie.
1	10°	4269 Yards	16 Yards rechts
2	10°	4281 "	10 " "
3	10°	4193 "	29 " "
4	10°	4015 "	19 " "
5	20°	7073 "	4 " "
6	20°	6985 "	4 1/3 " "
7	20°	6960 "	4 2/3 " "
8	20°	6822 "	27 " "
9	30°	9547 "	57 " "
10	35°	9645 "	31 " "
11	35°	9611 "	89 " "
12	35°	9503 "	72 " "
13	35°	9453 "	55 " "
14	35°	9688 "	38 " "

Der letzte Schuss erreichte demnach eine Tragweite von 5 engl. Meilen und 888 Yards.

\*) 10,000 Yards = 9713 Militärschritte.

Zwölfpfunder - Kanone. Pulverladung  $1\frac{3}{4}$  Pfund.

Nummer des Schusses.	Elevation.	Tragweite.	Abweichung von der Schusslinie.
1	5°	2342 Yards	4 Yards links
2	5°	2321 »	keine
3	5°	2326 »	1 Yards rechts
4	5°	2333 »	2 » links
5	5°	2298 »	1 » »
6	10°	3942 »	15 Yards rechts
7	10°	4120 »	13 » »
8	10°	4011 »	7 » »
9	10°	4002 »	16 » »
10	10°	4059 »	9 » »

Der letzte Schuss von den fünf unter der geringen Elevation von  $10^{\circ}$  abgefeuerten erreichte somit eine Tragweite von 2 engl. Meilen und 650 Yards oder nahezu  $2\frac{1}{2}$  engl. Meilen.

Achtzigpfunder - Kanone. Pulverladung 12 Pfund.

Nummer des Schusses.	Elevation.	Tragweite.	Abweichung von der Schusslinie.
1	5°	2544 Yards	5 Yards rechts
2	5°	2604 »	2 » »
3	10°	4670 »	5 » »
4	10°	4730 »	6 » »

Die grösste Tragweite des schweren Geschützes betrug demgemäss 4730 Yards oder nahezu  $2\frac{3}{4}$  engl. Meilen bei einer Elevation von nur  $10^{\circ}$ . Sämtliche Messungen bezogen sich natürlich immer nur auf die Stelle, wo das Geschoß zuerst den Boden berührte.

Die Dreipfunder sind mit einer Schraube versehen, mit deren Hülfe man dem Geschütz eine Seitenbewegung ertheilen kann, ohne das Schwanzende berühren zu müssen. Der Kanonier kann, während er visirt, die seitliche Schraube mit der grössten Leichtigkeit handhaben, und eben so leicht kann er dem Geschütz die nötige Elevation oder Depression ertheilen.

Die an einem der folgenden Tage bei starkem und unstetem Gegenwinde angestellten Versuche lieferten hinsichtlich der Tragweite und Abweichung von der Schusslinie folgende Resultate:

Dreipfunder - Kanone. Elevation  $10^{\circ}$ . Pulverladung 8 Unzen.

Nr. des Schusses.	Tragweite	Abweichung von der Schusslinie.
1	3865 Yards	10 Yards rechts
2	3888 »	10 » »
3	3871 »	13 » »
4	3913 »	12 » »
5	3831 »	13 » »
6	3816 »	12 » »
7	3717 »	11 » »
8	3850 »	8 » »
9	3763 »	4 » »
10	3905 »	7 » »

Zwölfpfunder - Kanone. Elevation  $10^{\circ}$ . Pulverladung  $1\frac{3}{4}$  Pfund.

Nr. des Schusses.	Tragweite.	Abweichung von der Schusslinie.
1	3707 Yards	21 Yards rechts
2	3718 »	15 » »
3	3721 »	14 » »
4	3766 »	5 » »
5	3773 »	9 » »
6	3786 »	12 » »
7	3800 »	12 » »
8	3820 »	9 » »
9	3831 »	11 » »
10	3820 »	9 » »

Zwölfpfunder - Kanone. Elevation  $5^{\circ}$ . Pulverladung  $1\frac{3}{4}$  Pfund.

Nr. des Schusses.	Tragweite.	Abweichung von der Schusslinie.
1	2158 Yards	1 Yards rechts
2	2203 »	3 » »
3	2204 »	1 » »
4	2206 »	2 » »
5	2214 »	$\frac{1}{2}$ » »
6	2228 »	2 Yards links
7	2230 »	2 » »
8	2240 »	6 Yards rechts
9	2248 »	5 » »
10	2259 »	1 » »

Achtzigpfunder - Kanone. Elevation  $7^{\circ}$ . Pulverladung 12 Pfund.

Nr. des Schusses.	Tragweite.	Abweichung von der Schusslinie.
1	3503 Yards	$4\frac{1}{2}$ Yards rechts
2	3498 »	6 » »
3	3487 »	$6\frac{1}{2}$ » »
4	3482 »	$6\frac{1}{2}$ » »

Dieses Resultat verdient besondere Beachtung, indem die Elevation die nämliche war, wie bei einigen Proben mit Armstrong's Kanone, deren Resultate als ein Beweis von der grossen Tragweite und Genauigkeit des letzteren Geschützes betrachtet wurden. Mit jenen vier letzten Schüssen insbesondere hat der Whitworth'sche 80-Pfunder den Armstrong'schen 70-Pfunder geschlagen, indem er ihn um 1000 Yards an Tragweite und außerdem an Genauigkeit des Schusses übertroffen hat; denn das Maximum in der Differenz der Tragweite betrug bei obigen vier Schüssen nur 21 Yards, und der Unterschied in der seitlichen Abweichung nur 5 Yards. Die Geschosse ricochetirten bewunderungswürdig; die mittlere Entfernung, bei welcher sie liegen blieben, betrug 6500 Yards.

Folgende Tabelle gibt eine summarische Zusammenstellung der mittleren Resultate sämmtlicher mit dem Dreipfünder, 12-Pfünder und 80-Pfünder angestellten Versuche, wobei die Colonne A die Anzahl der bei jeder Versuchsgruppe abgefeuerten Schüsse, B die mittlere Tragweite in Yards, C die mittlere Längenabweichung und D die mittlere Seitenabweichung von einem Centralpunkt darstellt.

Datum	Kaliber.	Elevation in Graden.	A.	B.	C.	D.
11. Febr.	3-Pfünd.	3	10	1579	12	0,52
15. "	"	10	5	4174	27	1,17
16. "	"	—	5	4190	87	5,5
23. "	"	—	10	3842	48	3,23
15. "	"	20	4	6793	58	4,83
16. "	"	—	4	6960	69	8,58
22. "	"	—	5	6647	109	7,4
22. "	"	—	4	6421	94	4,25
23. "	"	—	11	6663	33	3,83
15. "	"	35	4	9015	96	10,92
16. "	"	—	5	9580	81	19,33
22. "	12-Pfünd.	2	5	1247	24	0,85
16. "	"	5	5	2324	11	1,57
22. "	"	—	10	2336	16	1,08
23. "	"	—	10	2219	22	2,09
21. "	"	7	4	3049	17	0,5
21. "	"	—	4	3098	9	0,54
16. "	"	10	5	4027	50	3,31
23. "	"	—	10	3774	37	3,1
15. "	80-Pfünd.	5	2	2575	36	2,33
	"	—	2	2574	30	1,66
23. "	"	7	4	3493	8	0,58
16. "	"	10	2	4700	30	0,5
22. "	"	—	4	4409	30	5,17

Wir gehen nun zur allgemeinen Beschreibung der Whitworth-Kanone und ihrer Konstruktionsmethode über.

Das Material der Kanone ist das sogenannte homogene Eisen, welches die Härte des Stahls mit der Zähigkeit und Hämmbarkeit des besten Stabeisens verreinigt und daher für manche Zwecke anwendbar ist, für welche der eigentliche Stahl sich nicht eignet.\*.) Man giesst zunächst einen eisernen Block von geeigneter Form, welcher geschmiedet und von Aussen genau abgedreht wird. Dann erfolgt die Procedur des Bohrens in zwei Abstufungen, wovon die zweite nur die Erweiterung der durch die erste Procedur gebohrten Seele zum Zweck hat. In fertigem Zustande hat der 3-Pfünder eine sechseckige Bohrung, in welcher der grosse und kleine Durchmesser beziehungsweise 1,5 und 1,65 Zoll beträgt. Auf 60 Zoll Länge machen die Züge eine Windung, was auf die Länge des ganzen Rohres mehr als eine ganze Windung ausmacht.

\*) Das unter dem Namen „homogenes Eisen“ dem Hrn. Howell in Sheffield patentirte Material wird ganz in derselben Weise hergestellt, wie die zähste Gussstahlsorte; s. polyt. Jour. Bd. CLI. S. 199.

Die Methode, die Geschütze von Rückwärts zu laden, ist durch die Whitworth-Kanone in höchst einfacher Weise realisiert. Wir wollen annehmen, die Kanone sei eben abgefeuert worden und solle nun wieder geladen werden. An dem Boden der kleineren Geschütze, welche harmlosen Teleskopen ähnlich sehen, bemerkt man eine kleine Handhabe und zur rechten Seite ein sauber gearbeitetes starkes Scharnier. Mit zwei und einer halben Drehung wird die den hintern Verschluss bildende Schwanzschraube herausgeschraubt und dann wie an einem Kran nach der rechten Seite gedreht. (Fig. 18.)

Schraube und Schraubenmutter haben doppelte Gewinde, weshalb auch  $2\frac{1}{2}$  Drehungen zur Herausnahme des Verschlusstückes hinreichen. Vom hinteren Ende des Rohrs ragt eine zinnerne Büchse ungefähr  $\frac{1}{2}$  Zoll weit hervor, welche der Kanonier mit einem besonderen sinnreichen Instrumente erfasst und herauszieht. Hierauf wird ein 3-Pfündergeschoß, und hinter diesem eine Pulverbüchse in das Rohr geschoben und die Schwanzschraube wieder an ihren Ort geschraubt. Sodann wird ein Fricitionszünder durch eine kleine in der Mitte der Schwanzschraube angebrachte Röhre gesteckt und die Operation des Visirens vorgenommen. Ein Zug mit einer Schnur entzündet den Zünder und bewirkt die Entladung des Geschützes. Alle diese Operationen gehen mit Leichtigkeit und Sicherheit in sehr kurzer Zeit vor sich; so wurde z. B. der Dreipfünder innerhalb 2 Minuten 25 Secunden viermal geladen, auf die Schusslinie visirt und abgefeuert.

Wir erwähnten oben, dass beim Zurückdrehen der Schwanzschraube eine aus dem hinteren Ende des Rohres hervorragende Zinnbüchse sichtbar wurde. Diese Büchse enthielt das Pulver. An dem hervorragenden Ende ist die Büchse auf die Länge von einem Zoll kreisrund, von da an gegen die Mündung hin ist sie sechseckig, so dass sie den Zügen sich anschliesst. Beim Schliessen des Geschützes liegt das hervorragende Ende der Zinnbüchse in einer Vertiefung des Verschlusstückes. Der Boden derselben ist mit einem kleinen Loche durchbohrt, nicht gross genug, um Pulver entweichen zu lassen. Dieses Loch befindet sich dem durch die Schwanzschraube zu steckenden Fricitionszünder gerade gegenüber.

Das Geschoß selbst ist conisch; seine Länge ist ungefähr das 3- oder  $3\frac{1}{2}$ -fache seines Durchmessers. Auf dem grössern Theil seiner Länge besitzt es sechs spiralförmig gewundene Flächen, welche der sechseckig gezogenen Seele genau sich anschmiegen. — Sein Kopf ist abgerundet, die Basis flach, kreisrund und auf ein Drittel der Länge sich allmälig verjüngend. Diese sich verjüngende Basis ist eine wichtige Verbesserung; denn es hat sich herausgestellt, dass ein solches Geschoß bei gleichen Elevationswinkeln und gleicher Pulverladung auf eine 20 bis 25 Prozent grössere Entfernung geworfen wurde, als ein Geschoß von gleichem Gewichte mit durchweg sechseitiger Form.

Die Pulverladung befindet sich, wie gesagt, in einer an ihrer Basis durchbohrten Zinnbüchse. Wir haben nur noch zu bemerken, dass die Mündung der letzteren durch eine Composition von Wachs und Talg geschlossen ist,

gegen welche beim Laden das Geschoss zu liegen kommt. Bei der Entladung schmilzt die Composition, verbreitet sich durch das ganze Rohr und hinterlässt dasselbe in einem für den folgenden Schuss geeigneten Zustand. Die Zinnbüchse bleibt im Rohr zurück, und da sie wegen ihres dichten Anschlusses an die Seelenwand und die Schwanzschraube unmöglich bersten kann, so kann sie wieder gefüllt und mindestens ein Dutzendmal benutzt werden. Da nach jedem Schuss die Luft frei durch das Rohr streicht, so kann die Whitworth-Kanone nicht überhitzen werden. Die Dauerhaftigkeit derselben steht mit der bekannten Festigkeit des homogenen Eisens in naturgemässem Zusammenhang. Nach mehr als 2000 Schüssen zeigte sich die Dreipfünder-Kanone vollkommen unbeschädigt.

Whitworth gibt folgende Erklärung über das Vorstehende:

Die Resultate der Versuche, welche mit meinen gezogenen Kanonen neuerdings zu Southport angestellt worden sind, haben Bemerkungen und Auslegungen hervorgerufen, welche von meiner Seite einiger Erläuterungen bedürfen. Der Construction meiner gezogenen Kanonen liegt nicht ausdrücklich die Absicht zu Grunde, eine grosse Tragweite zu erzielen; es ist dieses einer der Vortheile, den sie unbeschadet aller übrigen besitzen. Meine Geschütze eignen sich nicht nur für Vollkugeln, sondern auch für Hohlkugeln, welche mit geschmolzenem Eisen gefüllt werden können, sowie überhaupt für jede Art von Hohlgeschossen. Der Rauminhalt der letzteren lässt sich leicht vergrössern, indem man ihnen eine grössere Länge gibt; und da meine Kanonen vollständig gezogen sind und keine Kammern nötig haben, so lassen sich mit der geeigneten Pulverladung Hohlgeschosse von jeder Länge abfeuern. Man hat die Thatsache, dass gewöhnliche gusseiserne Geschütze, welche ich im Jahr 1858 versuchsweise mit Zügen versehen habe, sich zu schwach zeigten, vielfach besprochen, und es mag eine irrite Ansicht gewesen sein, mein System versuchsweise auf gusseiserne Rohre anzuwenden, ohne dieselben zu verstärken. Inzwischen bemerke ich, dass ein von mir mit Zügen versehener 68-Pfünder bei den zu Portsmouth angestellten Versuchen mein Geschoss mit flacher Stirne auf eine Distanz von 450 Yards durch eine 4 Zoll dicke schmiedeeiserne Platte und noch durch die Schiffswand getrieben hat, an welche dieselbe festgeschraubt war. In keinem andern Beispiele, glaube ich, ist ein einzelnes Geschoss durch die vierzählige Platte getrieben worden. Der Versuch wurde nicht wiederholt, da die gusseiserne Kanone zersprang. Indessen stelle ich alle von mir selbst angefertigten Geschütze zu jeder vergleichenden Probe zur Verfügung. Ihre Stärke ist von der Art, dass sie in ihren Laffetten in die Höhe gerichtet und nötigenfalls wie Mörser unter jedem Winkel mit der grössten Pulverladung abgefeuert werden können. Der 3-Pfünder, wiederholt unter einem Winkel

von 35° abgeschossen, erreichte eine Tragweite von mehr als 5½ englischen Meilen, ohne dass das Stück oder die Laffette die geringste Beschädigung erlitt. Meine Kanonen sind stärker, als es praktisch nothwendig ist. Das Material ist das nämliche, wie dasjenige, woraus mein gezogener Musketenlauf besteht, nämlich homogenes Eisen. Um mit seiner Festigkeit eine extreme Probe anzustellen, lud ich eines der Robre mit einem bleiernen Stöpsel so stark, dass eine volle Pulverladung nicht im Stande war, denselben herauszuschleudern. Beim Abfeuern blieb der Stöpsel im Rohr und sämtliche Gase der Explosion entluden sich durch's Zündloch, ohne dass das Rohr beschädigt ward. Dieser Versuch wurde mit dem gleichen Resultate viermal wiederholt. Die bronzenen Haubitze, welche ich im Auftrage der Regierung im Jahr 1856 mit Zügen versah, bestand sämtliche mit ihr angestellte Proben. Von der Dauerhaftigkeit der nach meinem System construirten Kanonen kann ich mit der grössten Zuversicht sprechen. Da sie aus dem härteren und zäheren homogenen Eisen bestehen, so sind sie dauerhafter, als Kanonen aus dem verhältnissmässig weichen und faserigen Schmiedeeisen. Aus einem meiner Geschütze sind unter hohen Elevationswinkeln gegen 1500 Schüsse abgefeuert worden, ohne dass das Geschütz eine Spur von Beschädigung oder Abnutzung zeigte. Die Vorrichtungen zum Rückwärtsladen sind so einfach, dass eine Beschädigung derselben nicht leicht vorkommen kann. Die bei Southport probirten Geschütze standen alle am offenen Gestade dem Einflusse der See-luft und dem Treibsande mehrere Wochen lang, viele sogar den ganzen Winter über ausgesetzt. Hinsichtlich der relativen Verdienste meines eigenen Systems in Vergleich mit andern Systemen muss ich mich auf praktische Resultate berufen. Diese lehren, dass das Constructionssystem, welches das Abfeuern einfacher harter Projectile gestattet, bessere Resultate liefert und einer ausgedehnteren Anwendung fähig ist, als dasjenige System, welches Geschosse mit weichem Metallüberzug erfordert. Mit andern Worten, das System der Züge mit ursprünglicher Anschmiegung der Geschosse leistet weit mehr, als das System, bei welchem der Anchluss des Geschosses an die Züge erst durch die Kraft der Pulverexplosion bewerkstelligt wird. Hätte sich das letztere System bewährt, so würde ich es angenommen haben. Einer der wichtigsten Einwürfe gegen die Anwendung von Geschossen, die mit weichem Metall überzogen sind, besteht in ihrer complicirteren Construction, wogegen das nach der Form der Züge construirte harte Geschoss einfacher und billiger herzustellen ist. Aber Einfachheit der Anordnung und Construction ist der Hauptzweck, den ich zu erreichen suchte, indem ich von dem Grundsatz ausging, dass bei dieser sowie bei allen anderen auf mechanische Prinzipien basirten Verbesserungen das auf die einfachsten Elemente reducire System das vollkommenste ist.